

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

VINICIUS ALVES DE LIMA

AVALIAÇÃO DO CONTATO RODA-TRILHO USANDO MEF:
DESENVOLVIMENTO DE UM PARÂMETRO DE CONTATO BASEADO EM
PERFIS NOVOS E DESGASTADOS

São Paulo

2024

VINICIUS ALVES DE LIMA

AVALIAÇÃO DO CONTATO RODA-TRILHO USANDO MEF:
DESENVOLVIMENTO DE UM PARÂMETRO DE CONTATO BASEADO EM
PERFIS NOVOS E DESGASTADOS

Versão Corrigida

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

Área de concentração:

Engenharia Mecânica de Projetos e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Roberto Martins de Souza

São Paulo


2024

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, 08 de Março de 2024

Assinatura do autor:



Assinatura do orientador:



Catálogo-na-publicação

Lima, Vinicius

AVALIAÇÃO DO CONTATO RODA-TRILHO USANDO MEF:
DESENVOLVIMENTO DE UM PARÂMETRO DE CONTATO BASEADO EM
PERFIS NOVOS E DESGASTADOS / V. Lima -- versão corr. -- São Paulo,
2024.

130 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São
Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Contato roda-trilho 2.Desgaste 3.Lubrificação 4.Fadiga de contato
5.Campos de tensões I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica.
Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

Dedico este trabalho a todos que ao longo desta jornada de crescimento e aprendizado pessoal e profissional deram suporte e motivação para a realização deste projeto de mestrado.

Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Roberto Martins de Souza pela orientação, discussões, ensinamentos, incentivo para que aprofundasse o desenvolvimento deste trabalho de mestrado, amizade e pelas oportunidades de aprendizado e desenvolvimento ao longo de todo período que atuei no projeto; e por ter me aceito como orientado e integrante do LFS-EPUSP.

À Prof^a. Dr^a. Izabel Fernanda Machado, pela condução do projeto, conversas, oportunidades e sugestões que foram fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho; e por ter, junto com o Prof. Roberto, aberto as portas do LFS, quando ingressei no PPGEM.

Ao Prof. Dr. Francisco José Profito, pelas discussões e sugestões durante o desenvolvimento desse trabalho de mestrado e por indicações de temas e materiais de estudo em áreas diversas, como a mecânica do contínuo.

Ao Dr. Newton Kiyoshi Fukumasu, pelo suporte e indicações sobre a modelagem do contato roda-trilho via simulação numérica e desenvolvimento de um parâmetro associado ao mesmo, que foram fundamentais para a conclusão desse trabalho.

Ao Engenheiro Modesto Valci Moreira Lopes, pela contribuição no desenvolvimento desse projeto, e em especial, pela automatização dos modelos de contato bidimensionais, que foram essenciais para o desenvolvimento do parâmetro de severidade do contato roda-trilho (I_{wr}).

À Prof^a. Dr^a. Larissa Driemeier, pelas sugestões e discussões relativas ao desenvolvimento do projeto durante às reuniões do grupo ao longo dos dois anos de desenvolvimento desse projeto de pesquisa.

À Vale S.A. que através do projeto intitulado “Integração de modelo de elementos finitos (MEF) e aprendizado de máquina (ML) para a análise do grau de severidade no sistema roda-trilho”, projeto FDTE 2085.02.21, em parceria com o LFS-EPUSP, forneceu dados e recursos materiais para a realização deste trabalho.

Ao FDTE (Fundação para o Desenvolvimento Tecnológico da Engenharia) pela bolsa de mestrado.

Ao Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS-EPUSP) pela disponibilização desse projeto e por proporcionar a realização de diversas atividades e momentos que contribuíram para o meu desenvolvimento acadêmico e pessoal.

Aos colegas do LFS-EPUSP pela companhia e ótimos momentos vivenciados ao longo deste período de mestrado, proporcionando junto ao laboratório, um excelente ambiente de trabalho e pesquisa.

À Silene, pelos auxílios constantes nos assuntos extra laboratório.

Ao Prof. Dr. Alfredo Gay Neto, do Departamento de Engenharia Civil da EPUSP, pela apresentação dos trabalhos desenvolvidos pelo Laboratório de Mecânica Computacional (LMC-EPUSP) e pelas sugestões de áreas de trabalho para esse trabalho.

Ao Laboratório de Mecânica Computacional (LMC-EPUSP) pela disponibilidade e compartilhamento de materiais e conhecimentos sobre o tema de simulações numéricas para o contato roda-trilho.

À Cátedra Roda-Trilho, pelas oportunidades de apresentações dos progressos relativos ao projeto e pelas discussões geradas ao longo das sessões, que foram consideradas na execução do trabalho.

Ao Prof. Dr. Werner Daves, do *Materials Center Leoben*, pelas sugestões e por ter sido uma das inspirações para o desenvolvimento dos modelos bidimensionais do contato roda-trilho.

À Escola Politécnica da USP, através de seus docentes e colaboradores, pela prestatividade e apoio ao longo das necessidades que se apresentaram ao longo desse período.

À Universidade de São Paulo, por possibilitar, novamente, a conclusão de mais uma etapa na minha vida acadêmica e profissional, ao qual sou grato desde 2015, quando ingressei no curso de graduação de Engenharia de Materiais da Escola de Engenharia de Lorena da USP (EEL-USP).

“Se eu vi mais longe, foi por estar sobre ombros de gigantes”

Sir Issac Newton

RESUMO

LIMA, V. A. **Avaliação do contato roda-trilho usando MEF: desenvolvimento de um parâmetro de contato baseado em perfis novos e desgastados**. 2024. Dissertação (Mestrado em Ciências – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2024).

A avaliação do contato envolvendo o tribossistema roda-trilho é fundamental para a realização de programas de manutenção viária, além de promover um melhor entendimento dos esforços, deformações e energias presentes na interface de contato. Este trabalho apresenta modelos de interação roda-trilho 2D quase estáticos, que visam diminuir o tempo de simulação computacional, e avalia a qualidade dos resultados obtidos em relação a simulações 3D. Modelos 2D e 3D foram implementados no software comercial ABAQUS® 2017 da Dassault Systèmes. O modelo 2D simula a interação roda-trilho por intermédio de um par de contatos (roda e trilho) não simétricos em um modelo representando um rodeiro. Essas simulações exigiram o desenvolvimento de um modelo para determinar a força equivalente a ser aplicada em um ambiente bidimensional 2D para reproduzir a condição 3D. A segunda abordagem consiste em avaliar o contato por intermédio de uma simulação M.E.F. em um ambiente 3D dinâmico. Como resultado, o modelo 2D apresentou um tempo de simulação computacional menor em relação ao modelo 3D (aproximadamente 14 horas para um minuto e meio), além de proporcionar resultados coerentes com os do modelo 3D. Uma vez avaliada a acurácia do modelo 2D quase estático não-simétrico, este foi utilizado para o desenvolvimento de um parâmetro de qualidade associado ao contato roda-trilho e na avaliação da correlação entre parâmetros de conformidade com tensões e deformações.

ABSTRACT

The evaluation of the contact involving the wheel-rail tribosystem is essential for carrying out road maintenance programs, in addition to promoting a better understanding of the loads, deformations and energies present at the contact interface. This work presents quasi-static 2D wheel-rail interaction models, which aim to reduce computational simulation time, and evaluates the quality of the results obtained in relation to 3D simulations. 2D and 3D models were implemented in the commercial software ABAQUS® 2017 from Dassault Systèmes. The 2D model simulates wheel-rail interaction through a pair of non-symmetrical contacts (wheel and rail) in a model representing a wheelset. These simulations required the development of a model to determine the equivalent force to be applied in a 2D environment to reproduce the 3D condition. The second approach consists of evaluating the contact through a finite-element modeling (FEM) simulation in a dynamic 3D environment. As a result, the 2D model presented a shorter computational simulation time compared to the 3D model (approximately 1,5 minutes instead of 14 hours), in addition to providing results consistent with those of the 3D model. Once the accuracy of non-symmetrical quasi-static 2D model was verified, it was used to develop a quality parameter associated with the wheel-rail contact and to evaluate the correlation between stress and conformability parameters.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Metodologia de integração entre MEF e IA para avaliação da integridade do contato roda-trilho.....	21
Figura 2 – Dispositivo de medição “MiniProf”: (a) perfil do trilho; (b) perfil da roda.....	27
Figura 3 – Perfis medidos: (a) roda; (b) trilho.....	27
Figura 4 – Representação das posições de contato para o tribossistema roda-trilho.....	28
Figura 5 – Caminhos de contato não-elípticos para a combinação de perfil S1002/UIC60.....	29
Figura 6 – Representação esquemática do contato entre dois corpos.....	30
Figura 7 – Distribuição de pressão $p(x, y)$ agindo sob a região de contato Ω ..	32
Figura 8 – Contato Hertziano geral entre dois sólidos: (a) corpos em contato; (b) área de contato elíptica.....	34
Figura 9 – Contatos Hertzianos: (a) contato linear; (b) contato circular.....	34
Figura 10 – Fatores de correção para contatos elípticos.....	35
Figura 11 – Carregamentos normais e tangenciais entre uma esfera e um plano.....	36
Figura 12 – Eixo de uma composição percorrendo um trecho curvilíneo.....	38
Figura 13 – Zonas de contato roda-trilho.....	39
Figura 14 – Mapa Shakedown.....	40
Figura 15 – Abordagem sistêmica da interface de gerenciamento e pesquisa para o tribossistema roda-trilho.....	41
Figura 16 – Mapa de desgaste por deslizamento aço-aço.....	42
Figura 17 – Trincas e remoção de material resultante do desgaste por rolamento/deslizamento.....	44
Figura 18 – Mecanismos do desgaste adesivo.....	44
Figura 19 – Mecanismos de desgaste abrasivo.....	45
Figura 20 – Ranhuras devido ao desgaste abrasivo.....	46
Figura 21 – Desgaste oxidativo: (a) Morfologia típica da superfície; (b) processo de desgaste.....	48
Figura 22 – Taxas de desgaste de uma roda R8T obtidas via ensaio rolamento/deslizamento twin-disc.....	49
Figura 23 – Taxa e regimes de desgaste da roda R8T contra o trilho UIC60 900A.....	51
Figura 24 – Alteração do perfil geométrico do contato roda-trilho na via de Stockholm.....	51
Figura 25 – Taxa de desgaste da roda versus média da precipitação diária.....	52
Figura 26 – Trincas de head checks na lateral do boleto.....	53
Figura 27 – Fases de crescimento de trincas no trilho.....	53
Figura 28 – Abertura de trinca devido a pressurização do fluido.....	54
Figura 29 – Danos por fadiga na superfície da roda.....	55
Figura 30 – Interação entre desgaste e fadiga: (a) impedimento da trinca devido ao desgaste; (b) taxa de crescimento de trinca vs comprimento da trinca; (c) vida do trilho vs taxa de remoção de material.....	57
Figura 31 - Perfil do trilho inicial e esmerilhado.....	59

Figura 32 – Coeficiente de atrito ao longo da superfície da roda.	60
Figura 33 – Comparação entre os resultados medidos e simulados de desgaste na roda R8T.	61
Figura 34 – Arquitetura do modelo.	62
Figura 35 – Simulação do perfil de desgaste da roda.	64
Figura 36 – Simulação da evolução do crescimento de uma trinca por fadiga de contato.	64
Figura 37 – Metodologia de avaliação do desgaste e fadiga de contato.	67
Figura 38 – Vida sob condições de fadiga normalizada sob diferentes razões de deslizamento em relação a Ringsberg et al. (2000).	67
Figura 39 – Influência da razão de deslizamento na temperatura e taxa de desgaste.	68
Figura 40 - Visão geral da metodologia de avaliação dos mecanismos de iniciação do squat no contato roda-trilho.	68
Figura 41 - Modelo bidimensional da interação do contato roda-trilho, onde os nós do topo da roda são acoplados no ponto de referência localizado acima. As cargas normal e lateral são aplicadas no ponto de referência. Os nós da base do trilho são engastados na direção Ox e Oy	69
Figura 42 - Perfis geométricos de rodas AAR Class C.	70
Figura 43 - Perfis geométricos do trilho AREMA TR68.	71
Figura 44 - Fluxograma da metodologia adotada para o desenvolvimento do modelo em M.E.F. do sistema roda-trilho. As etapas foram estruturadas como Etapa 1: simplificações do sistema roda-trilho; Etapa 2: definição das variáveis de interesse (geometria dos perfis desgastados); Etapa 3: diferentes resultados que serão conjugados e comparados com resultados experimentais; Etapa 4: validação dos resultados de simulação obtidos por M.E.F.	73
Figura 45 - Modelo inicial em M.E.F. do sistema roda-trilho: (a) modelo composto por duas rodas (meio truque) e dois segmentos tangentes de trilho; e (b) detalhe da região do contato roda-trilho com geometria original.	73
Figura 46 - Detalhe das malhas utilizadas para a discretização do trilho (a) e da roda (b).	74
Figura 47 - Montagem do modelo em M.E.F. do sistema roda-trilho: (a) regiões com comportamento rígido (cinza) e flexível (verde), e acoplamento rígido entre as rodas representado por uma viga; e (b) detalhe da região de contato.	75
Figura 48 - Estrutura do modelo 2D quase-estático simétrico.	77
Figura 49 - Metodologia do modelo de contato 2D simétrico.	78
Figura 50 - Malha utilizada para discretizar o modelo 2D simétrico do contato roda-trilho.	78
Figura 51 - Modelo 2D quase-estático não-simétrico aplicado ao sistemas roda-trilho.	80
Figura 52 - Malha utilizada para discretizar os componentes do modelo 2D não simétrico do sistema roda-trilho. Em destaque o conjunto esquerdo do rodeiro e via.	81
Figura 53 - Metodologia adotada para a transformação do módulo da força aplicada no modelo 3D para o 2D.	82
Figura 54 - Comparação entre a geometria original e a desgastada para o trilho (a) e para as rodas (b). Essas geometrias são representativas do processo de	

desgaste, porém ainda não reproduzem dados experimentais disponíveis na Vale.....	84
Figura 55 - Integral da área de contato ao longo do movimento das rodas sobre os trilhos: a) dados originais e b) dados filtrados com frequência de corte de 100 Hz.....	84
Figura 56 - Pressão de contato após estabilização da área de contato entre a roda e o trilho: a) Caso C1 – sem desgaste; c) Caso C2 – com desgaste do perfil do trilho; e) Caso C3 – com desgaste do perfil da roda e g) Caso C4 – com desgaste nos perfis da roda e do trilho. As imagens b, d, f e h representam detalhes da região de contato dos casos C1, C2, C3 e C4, respectivamente..	85
Figura 57 – Detalhe da distribuição das tensões de von Mises após a estabilização da área de contato entre a roda e o trilho: caso C1 – sem desgaste; c) Caso C2 – com desgaste do perfil do trilho; e) Caso C3 – com desgaste do perfil da roda e g) Caso C4 – com desgaste nos perfis da roda e do trilho. As imagens b, d, f e h, representam detalhes da região de contato dos casos C1, C2, C3 e C4, respectivamente.	86
Figura 58 - Detalhe da distribuição da deformação plástica equivalente após estabilização da área de contato entre a roda e o trilho: (a) Caso C1 – sem desgaste; c) Caso C2 – com desgaste do perfil do trilho; e) Caso C3 – com desgaste do perfil da roda e g) Caso C4 – com desgaste nos perfis da roda e do trilho. As imagens b, d, f e h representam detalhes da região de contato dos casos C1, C2, C3 e C4, respectivamente.	87
Figura 59 - Comparativo do efeito de refino na malha: distribuição da tensão de Von Mises na seção transversal do caso não-refinado (a) e refinado (b); distribuição da pressão de contato na superfície do trilho para os casos não-refinado (c) e refinado (d).....	88
Figura 60 - Campos de tensões de von Mises entre o trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C de norma.	90
Figura 61 – Pressão de contato entre o trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C de norma.....	90
Figura 62 – Deformação plástica entre o trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C de norma.....	91
Figura 63 - Distribuição das tensões de von Mises para o caso com rodas AAR Class C e trilho AREMA TR68 de norma.	93
Figura 64 - Distribuição deformação plástica equivalente para o caso com rodas AAR Class C e trilho AREMA TR68 de norma.	93
Figura 65 - Distribuição da pressão de contato para o caso com rodas AAR Class C e trilho AREMA TR68 de norma.	93
Figura 66 - Distribuição das tensões segundo critério de von Mises para o caso com rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.	93
Figura 67 - Distribuição da deformação plástica equivalente para o caso com rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.....	94
Figura 68 - Distribuição da pressão de contato para o caso com rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.	94

Figura 69 - Definição de contato conforme, não conforme e quase conforme.	96
Figura 70 - Análise do contato roda-trilho utilizando o critério s e d desenvolvido por Magel e Kalousek (2002), em um contato roda-trilho, cujo valor da pressão de contato é 1,86 GPa.	97
Figura 71 - Distribuição das tensões segundo critério de von Mises para o caso com esforço lateral e rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.	98
Figura 72 - Distribuição da deformação plástica equivalente para o caso com esforço lateral e rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.	98
Figura 73 - Distribuição da pressão de contato para o caso com esforço lateral e rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.	98
Figura 74 - Análise do contato roda-trilho utilizando o critério s e d desenvolvido por Magel e Kalousek (2002) em condição de curva.	99
Figura 75 - Distribuição dos campos de tensões de von Mises do contato roda-trilho de norma (AAR Class C e AREMA TR68) desenvolvidos no modelo 2D quase-estático não-simétrico em condição (a) de tangente e (b) de curva.	100
Figura 76 - Distribuição das tensões segundo critério de von Mises para o caso com esforço lateral: a) modelo 2D simétrico e b) modelo 2D não simétrico.	100
Figura 77 - Sobreposição das distribuições das pressões de contato do modelo 3D Dinâmico e 2D Quase-Estático Não-Simétrico.	102
Figura 78 - Estrutura do processo de análise de correlação entre os parâmetros s e d com parâmetros mecânicos (tensão de von Mises e pressão de contato).	103
Figura 79 - Estrutura do modelo 2D quase-estático não-simétrico para aplicação em análises de correlação.	104
Figura 80 - Resultado da análise de correlação do caso do contato roda-trilho.	105
Figura 81 - Teste ANOVA para o caso do contato roda-trilho.	107
Figura 82 - Teste de correlação de Pearson para casos aleatórios de combinações de perfis roda-trilho.	109
Figura 83 - Tipos de conformidade do contato roda-trilho: (a) contato não-conforme e (b) contato conforma para o tribossistema roda-trilho.	110
Figura 84 - Caso de contato roda-trilho em termo da tensão de von Mises, onde o conjunto direito do rodeiro foi variado, mantendo os demais elementos fixos.	111
Figura 85 - Teste de correlação de Pearson entre o comprimento da interface de contato roda-trilho e pressão de contato.	113
Figura 86 - Teste de correlação de Pearson entre C_{wr} e pressão de contato (MPa).	113
Figura 87 – Mapa do contato roda-trilho envolvendo $P_{contato}$, C_{wr} e s.	114
Figura 88 – Regimes de fadiga de contato e desgaste (Ding et. Al., 2016).	115
Figura 89 – Mapa do contato roda-trilho envolvendo $P_{contato}$, C_{wr} e s.	115
Figura 90 – Casos 1 e 2 de modelos 2D quase-estáticos não simétricos no equilíbrio.	116
Figura 91 - Relação entre I_{wr} , C_{wr}' e s' em relação à pressão de contato.	117

Figura 92 - Casos críticos ao desenvolvimento de falhas por fadiga de contato.	118
---	-----

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Sumário das equações de Hertz. As funções F_1 e F_2 estão representadas na Figura 10.	35
Tabela 2 – Dureza de diversos particulados.	47
Tabela 3 – Regimes moderado e severo de desgaste.	48
Tabela 4 - Propriedades mecânicas da roda AAR Class C e trilho AREMA TR68	76
Tabela 5 - Casos simulados no modelo 3D dinâmico	84
Tabela 6 - Relação entre as distâncias envolvendo roda e trilho em relação aos critérios de conformidade.	96
Tabela 7 - Valores de pressão de contato e s obtidos do modelo 2D quase-estático não-simétrico.	104
Tabela 8 - Resultados do comprimento da interface de contato e pressão de contato para o caso do contato roda-trilho, onde somente a roda do conjunto direito do rodeiro foi variado.	112

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

AAR	<i>Association of American Railroads</i>
AREMA	<i>American Railway Engineering and Maintenance-of-Way Association</i>
EFC	Estrada de Ferro Carajás
EFVM	Estrada de Ferro Vitória a Minas
LFS	Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
MEF	Método dos Elementos Finitos
ML	<i>Machine Learning</i>
RCF	<i>Rolling Contact Fatigue</i>
TQI	<i>Track Quality Indicator</i>
USP	Universidade de São Paulo

LISTA DE SÍMBOLOS

C_{wr}	Parâmetro do contato roda-trilho
C'_{wr}	Parâmetro de contato roda-trilho normalizado
I_{wr}	Parâmetro de severidade do contato roda-trilho
s'	Distância entre a roda e trilho normalizado para o contato em um único ponto
h	Separação entre superfícies não deformadas
E	Módulo de elasticidade
H	Dureza
K	Constante (Equação de Archard)
P	Força normal
Q	Carregamento tangencial
T	Força de tração
W	Desgaste
d	Distância entre a roda e trilho para o contato em dois pontos
l	Distância de escorregamento
p	Distribuição de pressão
r	Coefficiente de correlação de Pearson
s	Distância entre a roda e trilho para o contato em um único ponto
γ	Deslizamento entre superfícies
δ	Deformação plástica
μ	Coefficiente de atrito
σ	Tensão normal
τ	Tensão de cisalhamento
ν	Coefficiente de Poisson

SUMÁRIO

1. Introdução	19
1.1. Justificativa do trabalho	19
1.2. Objetivos	21
1.3. Estrutura da dissertação	22
2. Revisão da literatura.....	23
2.1. Mecânica do contato roda-trilho.....	23
2.1.1. O estado da arte.....	23
2.1.2. Contato entre dois corpos.....	25
2.1.3. Geometria da roda e do trilho	26
2.1.4. Área de contato	27
2.1.5. Modelagem do contato geral	29
2.1.6. Análises do contato roda-trilho	37
2.2. Danos no sistema roda-trilho	40
2.2.1. Desgaste	42
2.2.2. Situações de desgaste	43
2.2.3. Mecanismos de desgaste	44
2.2.4. Taxas de desgaste e transições I	48
2.2.5. Taxas de desgaste e transições II	50
2.3. Fadiga de contato	52
2.3.1. Fadiga em rodas e trilhos	52
2.3.2. Interação entre desgaste e fadiga de contato	56
2.4. Esmerilhamento.....	57
2.5. Modelo de avaliação do desgaste e fadiga de contato no tribossistema roda-trilho via MEF	59
2.5.1. Previsão do desgaste de roda em contato não-Hertziano	59
2.5.2. Modelo de previsão do desgaste e fadiga de contato no contato roda-trilho	62
2.5.3. Elementos finitos acoplados a análises termomecânicas de desgaste e fadiga de contato de um trilho de aço sob diferentes razões de deslizamento.....	65
2.5.4. Mecanismos de nucleação de <i>squat</i> em um modelo de contato roda-trilho	68
3. Materiais e Métodos.....	70
3.1. Aquisição e tratamento dos perfis geométricos de roda e trilho	70
3.2. Modelos de contato roda-trilho via M.E.F.....	71
3.3. Modelo 3D Dinâmico	72
3.3.1. Metodologia.....	72

3.3.2.	Elaboração do modelo 3D dinâmico para o contato roda-trilho	73
3.4.	Modelo 2D Quase-Estático Simétrico	75
3.4.1.	Introdução	75
3.4.2.	Metodologia	76
3.5.	Modelo 2D Quase-Estático Não-Simétrico.....	79
3.5.1.	Introdução	79
3.5.2.	Metodologia	79
3.5.3.	Determinação da força equivalente para um Modelo 2D Quase-Estático	
	81	
4.	Resultados e discussões	83
4.1.	Modelo 3D Dinâmico	83
4.2.	Modelo 2D Quase-Estático Simétrico	89
4.3.	Modelo 2D Quase-Estático Não-Simétrico.....	92
4.3.1.	Movimento do rodeiro em trecho de tangente.....	92
4.3.2.	Movimento do rodeiro em trecho de curva.....	97
4.3.3.	Comparação entre os Modelos 2D Quase-Estático Simétrico e Não-Simétrico.....	100
4.3.4.	Comparação entre os modelos 3D Dinâmico e 2D Quase-Estático Não-Simétrico.....	101
4.3.5.	Análise estatística dos parâmetros s e d em relação às variáveis associadas às propriedades mecânicas do contato roda-trilho	102
4.3.6.	Parâmetro do contato roda-trilho (Cwr)	107
4.3.7.	Parâmetro de severidade do contato roda-trilho (Iwr).....	116
5.	Conclusão	119
6.	Sugestões para trabalhos futuros.....	121
7.	Referências	122

1. Introdução

1.1. Justificativa do trabalho

O transporte de minérios e pessoas constitui um dos principais modais de transporte existentes no Brasil, e a Vale S.A. possui grandes extensões de estradas de ferro, fundamentalmente ligadas à EFVM (Estrada de Ferro Vitória a Minas) e à EFC (Estrada de Ferro Carajás). No primeiro caso, a ferrovia possui 905 km de extensão, conectando as capitais de Minas Gerais (Belo Horizonte) e Espírito Santo (Vitória) e, no segundo, tem-se uma ferrovia que possui 892 km de extensão, ligando a maior mina de minério de ferro a céu aberto do mundo, em Carajás, no sudoeste do Pará, ao Porto de Ponta da Madeira, em São Luís (Maranhão). Por meio de seus trilhos, são transportados 120 milhões de toneladas de carga e 350 mil passageiros por ano. Cerca de 35 composições circulam diariamente, entre as quais tem-se um dos maiores trens de carga em operação regular do mundo, com 330 vagões e 3,3 quilômetros de extensão (VALE, 2021).

Problemas associados às paradas por manutenção e por falha do sistema roda-trilho geram impactos econômicos e sociais elevados, uma vez que esses estão relacionados com a segurança e condições de operação do sistema ferroviário.

Um dos parâmetros para determinar o planejamento da manutenção, bem como sua frequência, é baseado em indicações de qualidade da via. Diversos modelos para o planejamento da manutenção foram desenvolvidos para medir essa qualidade, dentre elas o TQI (*Track Quality Indicator*) (CORBIN, 1981) (HAMID; GROSS, 1981). O TQI refere-se a parâmetros que quantificam objetivamente a condição da pista, por meio de dados coletados que resumem de forma estatística a qualidade ao longo de um comprimento, dispensando uma avaliação ao longo do comprimento total deste (PHANYAKIT; SATIENMAN, 2018).

A avaliação da integridade do sistema roda-trilho – em termos de predisposição à ocorrência de falhas por desgaste e/ou fadiga de contato – pode ser abordada por meio do estudo do efeito das propriedades mecânicas, microestrutura, desgaste e mecanismo de falha.

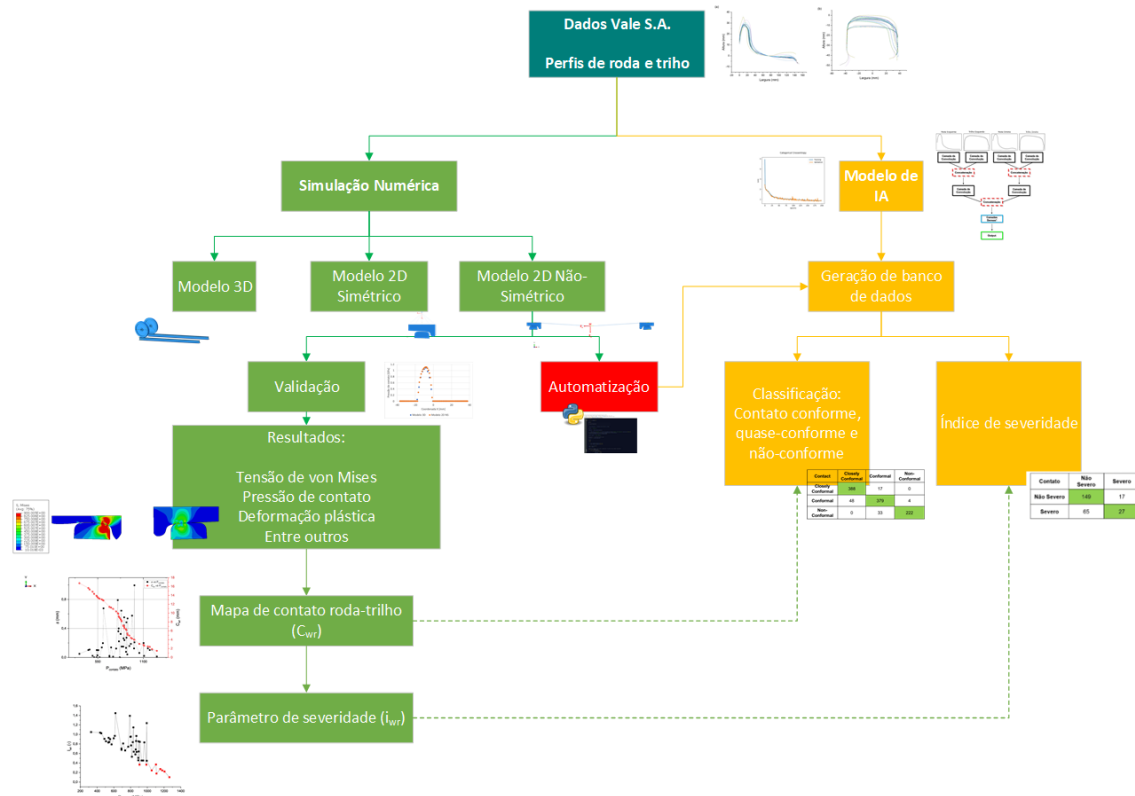
Simulações computacionais baseadas no método dos elementos finitos (MEF) vêm sendo empregadas para a avaliação do comportamento de materiais em função dos carregamentos termomecânicos aplicados, bem como para a análise do efeito dos concentradores de tensão (WANG; LAI; XU; LIAO; WANG; CHEN; QIAN; LI; MA, 2023). A avaliação do modo de falha e o desgaste associado ao tribossistema já estão sendo implementados em simuladores e em alguns *softwares* comerciais, sendo que esses podem ser refinados por meio da utilização de sub-rotinas. Os resultados obtidos por meio do MEF podem ser considerados determinísticos, da mesma forma que muitos dos modelos de desgaste e falha baseados na microestrutura, no sentido que uma carga aplicada em determinadas condições, gerará ou conduzirá à propagação de um dano.

A utilização da inteligência artificial, em especial o aprendizado de máquina (*machine learning*), tem sido cada vez mais aplicada em diversas áreas do conhecimento, pois é possível utilizar diversas variáveis para se obter um modelo preditivo, ou pelo menos um modelo indicador de um dado fenômeno ou evento, que por sua vez pode ser utilizado para direcionar a necessidade de se efetuar inspeções e/ou manutenções periódicas de um sistema de engenharia, como apresentado em Singh, Das, Singh e Racherla (2023). Há diversas rotas de aplicação via aprendizado de máquina, e a partir dos dados de entrada disponíveis é possível selecionar a metodologia mais adequada (THEOBALD, 2017).

A união de dados experimentais adquiridos em campo com dados obtidos por meio de simulações por meio do MEF pode produzir dados digitais, que, por sua vez, podem ser refinados por meio do emprego de algoritmos de inteligência artificial (IA) em estudos futuros. Dessa forma, o MEF é uma ferramenta que pode contribuir para a previsão do comportamento tribológico global ou avaliação do efeito de variações dos campos de tensões e mudanças de geometrias associadas ao desgaste no contato roda-trilho. Adicionalmente, é possível acoplá-lo à uma rede de IA para fins de avaliação da integridade do contato roda-trilho, conforme representado na Figura 1. A figura apresenta um esquema da metodologia do projeto “Integração de modelo de elementos finitos (MEF) e aprendizado de máquina (ML) para a análise do grau de severidade no sistema roda-trilho”, parceria entre a Vale S.A. e o Laboratório de Fenômenos de

Superfície da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo (LFS-EPUSP), ao qual este trabalho de mestrado está associado.

Figura 1 - Metodologia de integração entre MEF e IA para avaliação da integridade do contato roda-trilho.



Fonte: Autor (2023).

1.2. Objetivos

O objetivo principal deste trabalho é o desenvolvimento, por meio de simulações utilizando o método dos elementos finitos (MEF), de um modelo que permita o estudo do comportamento tribológico e dos campos de tensões no contato roda-trilho, com redução do tempo de simulação computacional e com o desenvolvimento de um parâmetro de qualidade associado ao contato roda-trilho. O estudo se dará por meio de análises da geometria de contato, e como esta varia com o desgaste de rodas e trilhos.

1.3. Estrutura da dissertação

Essa dissertação encontra-se estruturada em 7 capítulos, sendo que o primeiro capítulo apresenta uma introdução e objetivos da pesquisa. O Capítulo 2 expõe uma revisão da literatura e está organizado em 5 partes, abordando: o estado da arte, mecânica do contato, desgaste, fadiga de contato, interação entre desgaste e fadiga e modelos de previsão do desgaste e fadiga de contato no contato roda-trilho. O Capítulo 3 descreve a metodologia de execução a ser empregada no desenvolvimento do projeto no contexto do mestrado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM) da EPUSP, bem como os materiais e métodos empregados. O Capítulo 4 consiste na apresentação e discussão dos resultados obtidos, enquanto o Capítulo 5 apresenta as conclusões. O Capítulo 6 destaca algumas sugestões de trabalhos futuros relacionados ao tema, que foram identificados ao longo da realização do projeto, e o Capítulo 7 é dedicado às referências.

2. Revisão da literatura

Neste capítulo, apresenta-se uma revisão sobre a mecânica do contato, a avaliação dos campos de tensões, desgaste e fadiga de contato, além de uma análise sobre os modelos de avaliação do desgaste e fadiga de contato para o tribossistema roda-trilho utilizando o MEF.

2.1. Mecânica do contato roda-trilho

2.1.1. O estado da arte

Os estudos iniciais sobre o contato entre dois corpos se deram no final do século XIX. Um dos primeiros pesquisadores a atuarem neste ramo da ciência foi o alemão Heinrich Hertz, que publicou seus primeiros artigos sobre o tema em 1896. Seus estudos (Hertz, 1882) foram baseados em experimentos que utilizavam a interferência óptica entre duas lentes de vidro cilíndricas. Foi observado que ambas as lentes se deformavam quando eram submetidas a carga, e que a área de contato possuía um formato elíptico. Após o descarregamento, notava-se que a região elíptica desaparecia e as lentes retornavam ao seu formato original (deformação elástica). A partir dessas observações, Hertz formulou sua teoria, que continua a ser empregada até os dias atuais, para a mecânica do contato. Deve-se ressaltar que a Teoria de Hertz é aplicável, entre outras restrições, para a determinação das pressões e área de contato somente a corpos perfeitamente elásticos submetidos a cargas normais.

Segundo Santos *et al.* (2004), na década de 20 do século XX, o pesquisador inglês Carter (1926) foi o primeiro a avaliar as forças tangenciais estabelecidas quando dois corpos em contato deslizam. Carter pretendia avaliar o comportamento das rodas de uma locomotiva com os trilhos da via. Foram consideradas somente as forças longitudinais, e foi descoberta a presença de forças tangenciais naquela direção.

Em 1949, M'Ewen (1949) avaliou o contato entre dois cilindros e calculou os campos de tensões, levando em consideração o carregamento tangencial devido ao atrito na área de contato. Seus estudos foram os primeiros a levarem em consideração a presença do atrito no contato.

A determinação dos coeficientes entre as forças nas direções longitudinal, transversal e *spin* foram estudadas por Johnson (1985). Decorrente dessas análises foram avaliadas as forças e momentos correspondentes. A determinação da distribuição da pressão e área de contato foram baseadas na Teoria de Hertz.

Smith e Liu (1953) estudaram o contato de corpos elásticos sob a ação e ausência de forças. O modelo poderia ser aplicado somente para casos em que a área de contato é retangular. Foi deduzido que as equações empregadas no cálculo da tensão normal e de cisalhamento, tanto na superfície de contato como no interior dos corpos, estão relacionadas com a área de contato. Foram utilizados os valores máximos da força tangencial, conforme descrito pela Lei de Coulomb. Os estudos de Smith e Liu (1953) representaram um grande salto na avaliação das tensões de contato, porque foram determinadas as tensões abaixo da superfície de contato.

No início da década de sessenta do Século XX, Haines e Ollerton (1963) propuseram uma solução para a distribuição da tensão de cisalhamento em uma área de contato elíptica. Os autores compararam os seus resultados com experimentos de elasticidade e encontraram uma boa concordância entre o modelo e os resultados experimentais.

A determinação analítica dos campos de tensões para uma área de contato circular foi determinada por Hamilton e Goodman (1966), tanto na superfície, como na região abaixo dela. A Teoria de Hertz e o efeito do deslizamento foram incluídos no modelo.

No final da década de 1960, Kalker (1967) apresentou sua tese de doutorado, onde foi apresentada uma teoria para o contato entre corpos que sofrem rolamento. Foram calculadas todas as forças tangenciais e os seus respectivos coeficientes. O autor também encontrou os parâmetros de rigidez envolvidos nas análises. O trabalho de Kalker também se baseou na Teoria de Hertz, que foi empregada em diversos algoritmos simplificados (FASTSIM) e programas completos (CONTACT) para o cálculo das forças no contato. As contribuições de Kalker geraram diversas contribuições para as pesquisas no âmbito ferroviário.

Sackfield e Hills (1983) unificaram as teorias das áreas de contato circular e retangular. Esses autores consideraram os carregamentos longitudinais e tangenciais, e propuseram um modelo que permite a obtenção dos campos de tensões para ambos os casos; cada um deles foi identificado utilizando o eixo de razão k . Os resultados obtidos foram similares aos que foram calculados por pesquisadores anteriores a eles.

2.1.2. Contato entre dois corpos

Quando dois corpos são postos em contato, as forças aplicadas serão transmitidas pela área de contato, que em diversos casos é pequena quando comparada com a dimensão dos corpos envolvidos no sistema. Segundo Iwnicki, Björklund e Enblom (2009), os principais objetivos quando é analisado a mecânica de contato entre dois corpos são a determinação das tensões e deformações na interface de contato e no interior dos materiais.

A análise do comportamento mecânico na interface de contato é complexa, e qualquer solução obtida pode ser restrita a um caso especial que possui diversas simplificações. Czizhos (1978) pontuou que, para uma análise, devem ser considerados fatores tais como:

- A quantidade de corpos envolvidos no contato;
- A geometria dos corpos envolvidos (situação bi ou tridimensional, superfícies lisas ou rugosas);
- As propriedades dos materiais (parâmetros constantes ou variáveis, camadas ou recobrimentos superficiais);
- O modo de deformação (elasto-plástica ou deformação puramente elástica);
- Forças de contato (forças normais e tangenciais);
- Tipo de movimento relativo (estático, rolamento, deslizamento, entre outros);
- Velocidade do movimento relativo.

2.1.3. Geometria da roda e do trilho

No contato que envolve roda e trilho, a natureza do contato entre os corpos é fortemente influenciada pela geometria tanto da roda como do trilho. Em particular, a seção transversal do trilho e a seção radial da roda são importantes para as análises da mecânica do contato (Iwnicki; Björklund; Enblom, 2009).

O desgaste na roda e trilho implica em uma mudança na geometria de contato. Assim, por exemplo, o contato inicial da roda, cônico, tende a desenvolver um formato côncavo. Ao longo das últimas décadas, diversos fabricantes passaram a produzir rodas que possuem perfil “desgastado”, cujo objetivo é promover a manutenção da geometria de contato ao passo que o desgaste ocorre devido à sua utilização. Diversas organizações ferroviárias inclinam os trilhos (*rail cant*, em inglês), um em direção ao outro, sob ângulos muito pequenos (da ordem de 1:20 ou 1:40), coincidindo com a conicidade da roda, a fim de que a força normal aplicada no contato seja distribuída ao longo da via (Iwnicki; Björklund; Enblom, 2009).

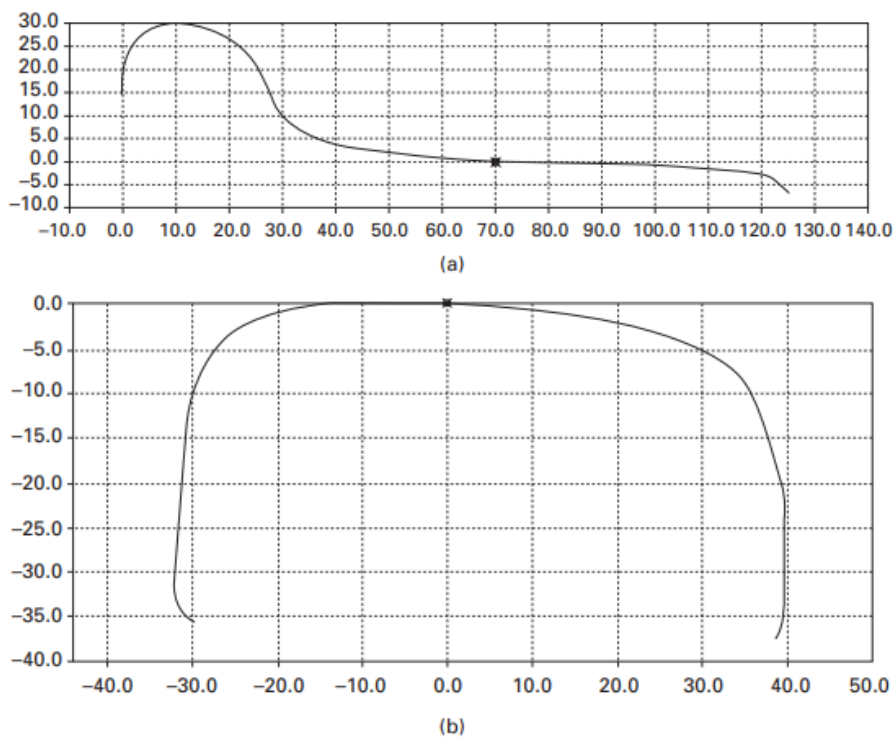
O ponto inicial de uma análise de mecânica do contato para o tribossistema roda-trilho envolve a determinação do tamanho e formato da área de contato. A análise da geometria do perfil roda-trilho pode se dar por meio de desenhos técnicos, mas, como foi mencionado anteriormente, o desgaste implica na alteração do perfil. Devido a essas alterações, são realizadas avaliações *in loco* dos perfis desgastados. A Figura 2 mostra um “*MiniProf*”, que consiste em um pequeno rolo conectado a braços codificadores para a geração dos perfis geométricos da roda ou do trilho em análise. Exemplos de perfis geométricos perto da região de contato, tanto da roda, como do trilho, estão representados na Figura 3.

Figura 2 – Dispositivo de medição “MiniProf”: (a) perfil do trilho; (b) perfil da roda.



Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

Figura 3 – Perfis medidos: (a) roda; (b) trilho.



Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

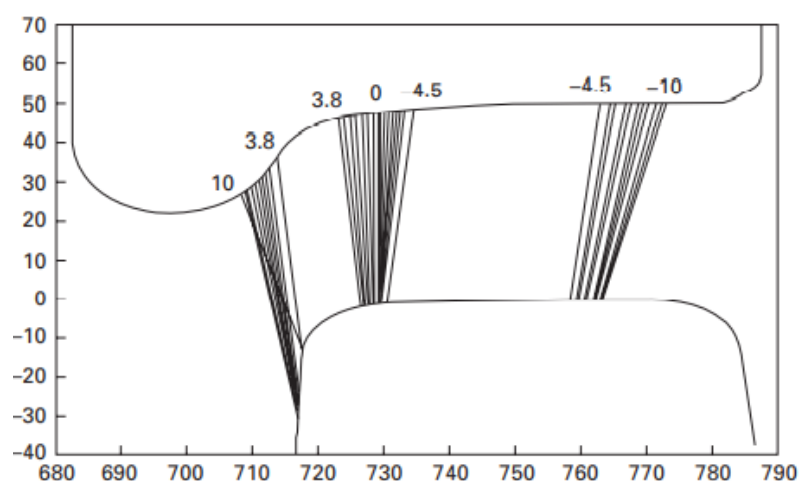
2.1.4. Área de contato

A partir do ponto ou pontos onde a roda toca o trilho, é desenvolvido uma área de contato. A extensão e o formato podem ser determinados por intermédio de cálculos que envolvem a força normal aplicada, a geometria da interface do contato roda-trilho e as propriedades dos materiais envolvidos.

Como indicado no item 2.1.1, a teoria clássica da mecânica do contato foi desenvolvida por Hertz (1882). Hertz provou que a área de contato entre dois corpos não conformes de revolução seria elíptica e estabeleceu um método de cálculo dos semi-eixos da elipse e a distribuição da pressão ao longo do contato. A teoria de Hertz possui a limitação de ser aplicável somente para superfícies isentas de atrito e para sólidos perfeitamente elásticos, porém pode apresentar grande importância nas análises de contato e está incluída em diversos programas computacionais que lidam com o contato roda-trilho (Iwnicki; Björklund; Enblom, 2009).

Para o tribossistema roda-trilho, o ponto inicial de contato pode ser obtido considerando os corpos (roda e trilho) como rígidos, ou corpos elasto-plásticos, sendo que a posição inicial de contato sofrerá influências devido à natureza dos corpos. Diversos programas computacionais que estão disponíveis no mercado realizam a predição dos pontos de contato envolvendo roda-trilho, conforme ilustra a Figura 4.

Figura 4 – Representação das posições de contato para o tribossistema roda-trilho.



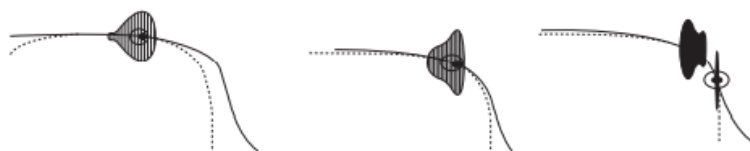
Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

Uma vez que o ponto inicial de contato é determinado, a teoria de Hertz pode ser aplicada a fim de que a área de contato elíptica em torno do ponto do contato seja estabelecida. Se o contato for ao longo da pista de rolamento da roda com o boleto, o raio de curvatura sofre pouca alteração em função da posição, e o contato possui uma forma aproximada de uma elipse. Porém, se o contato roda-trilho não for elíptico e a teoria de Hertz não for adequada, há na

literatura métodos numéricos disponíveis para cálculo de tensões tangenciais para contatos não elípticos, como o desenvolvido por Knothe e Le-The Hung (1984).

Uma alternativa para análises de casos não-Hertzianos é o uso de métodos Multi-Hertzianos, que realizam secções ao longo da área de contato, aplicando a teoria de Hertz para cada secção. Diversas iterações podem ser necessárias para a geração da distribuição da carga normal ao longo da área de contato quando o contato é tratado como uma restrição. Pascal e Sauvage (1991) desenvolveram um método empregando uma elipse equivalente que inicialmente calcula o contato Multi-Hertziano e em seguida gera uma única elipse com as forças equivalentes. Kik e Piotrowski (1996) desenvolveram um método de um único passe para a avaliação da área de contato não elíptico para uma roda S1002 e trilho UIC60, conforme mostra a Figura 5. Para casos “semi-Hertzianos”, Ayasse e Chollet (2005) desenvolveram uma metodologia na qual o contato é tratado como Hertziano para curvaturas longitudinais (ao longo do trilho) e não-Hertziano para as curvaturas laterais (ao longo do trilho).

Figura 5 – Caminhos de contato não-elípticos para a combinação de perfil S1002/UIC60.



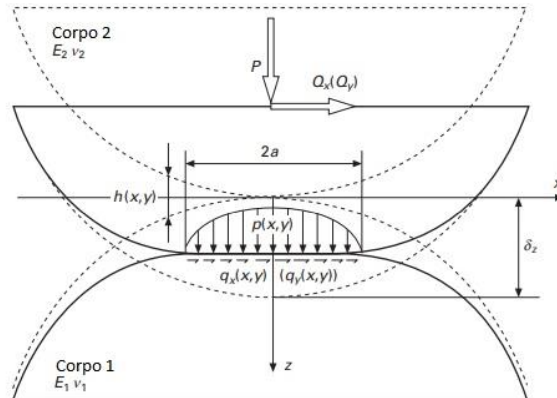
Fonte: Kik e Piotrowski (1996).

2.1.5. Modelagem do contato geral

O principal objetivo da modelagem do contato é a determinação da magnitude das tensões e deformações quando dois corpos são postos em contato. Na região de contato haverá uma pequena área onde as forças globais de carregamento são transmitidas, para as pressões normais, assim como por intermédio de forças tangenciais (Iwnicki; Björklund; Enblom, 2009). As notações e tratamentos matemáticos nesta seção seguirão o trabalho realizado por Johnson (1985).

A Figura 6 ilustra uma situação que será descrita a seguir.

Figura 6 – Representação esquemática do contato entre dois corpos.



Fonte: Adaptado de Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

Inicialmente, dois corpos com topografia e parâmetros dos materiais (E ; módulo de elasticidade e ν ; coeficiente de Poisson) conhecidos são trazidos para o contato sem a transmissão de quaisquer forças entre eles (linhas pontilhadas na Figura 6). As superfícies inicialmente se tocam na origem do sistema de coordenadas, com o eixo z na mesma direção da carga normal aplicada no corpo 2, e o plano xy igual à superfície do plano tangente no ponto de contato. A combinação da topografia é descrita como sendo a separação $h(x,y)$ entre as superfícies não deformadas.

Se a força normal, P , é aplicada, os corpos irão deformar e uma força de equilíbrio será mantida por meio de uma distribuição de pressão $p(x,y)$ agindo sob uma área de tamanho máximo $2a$ na representação bidimensional da Figura 5. A normal que se aproxima ao longo de pontos distantes em relação ao contato, é denotada por δ_z , que também pode ser entendida como a distância das superfícies caso elas tivessem se deslocado sem nenhuma interação. Caso houvesse a aplicação de carregamentos tangenciais, Q_x e Q_y , os corpos se deformariam tangencialmente ao longo das distâncias δ_x e δ_y (que não estão representadas na Figura 6), e uma força tangencial de equilíbrio seria mantida por meio das tensões de cisalhamento $q_x(x,y)$ e $q_y(x,y)$ na interface de contato.

O problema do contato pode ser formulado como: encontrar a distribuição de pressões $p(x,y)$, $q_x(x,y)$ e $q_y(x,y)$ para as deformações conhecidas (δ_x , δ_y

e δ_z) ou para os carregamentos conhecidos (P, Q_x, Q_y), ou a combinação desses. Encontrar a distribuição de pressão inclui obviamente a determinação do tamanho e formato da área de contato. Subseqüentemente, pode-se desejar determinar o estado de tensões do material, ou seja, $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}$ e τ_{yz} em qualquer ponto (x, y, z) . Na linha da análise Hertziana, as hipóteses básicas na mecânica do contato são as seguintes:

- a) Os materiais são elásticos, isotrópicos e homogêneos, e as deformações são pequenas.
- b) Os corpos se deformam como semi-espacos infinitos. Isso exige que a área de contato seja muito pequena em relação à dimensão dos corpos. Como consequência, as teorias podem ser aplicadas para um contato não-conforme. Um contato denominado como não-conforme indica que os corpos em contato se encontram em um ponto (ou uma linha), e as superfícies não se encaixam uma na outra sob ausência de carregamento.
- c) As inclinações das superfícies são desprezíveis de tal forma que as pressões podem ser consideradas como atuantes na direção z , conforme definido na Figura 6.

As condições de contorno para um contato de carregamento normal estão mostradas na Figura 6. As deformações normais nas superfícies são denotadas $\bar{u}_{zk}(x, y)$, com índice k para os corpos 1 e 2. A relação entre a normal aplicada, a separação entre as superfícies e as deformações é dada por:

$$\bar{u}_{z1}(x, y) + \bar{u}_{z2}(x, y) + h(x, y) = \begin{cases} \delta_z & \text{na área de contato} \\ > \delta_z & \text{fora da área de contato} \end{cases} \quad [2.1]$$

As deformações nas superfícies podem ser derivadas a partir da deformação abaixo do ponto de contato, o que foi determinado por Cerruti (1882) e Boussinesq (1885):

$$\bar{u}_z(r) = \frac{1-\nu^2}{\pi E} \frac{P_i}{r} \quad [2.2]$$

onde P_i é a magnitude do carregamento no ponto e r é a distância do carregamento. A deformação no ponto (x, y) devido à distribuição de pressão $p(\xi, \eta)$ pode ser determinada a partir da Equação (2.2), integrada ao longo da região de contato, conforme representado pela Figura 7.

$$\bar{u}_{zk}(x, y) = \frac{1-\nu^2}{\pi E_k} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} \quad [2.3]$$

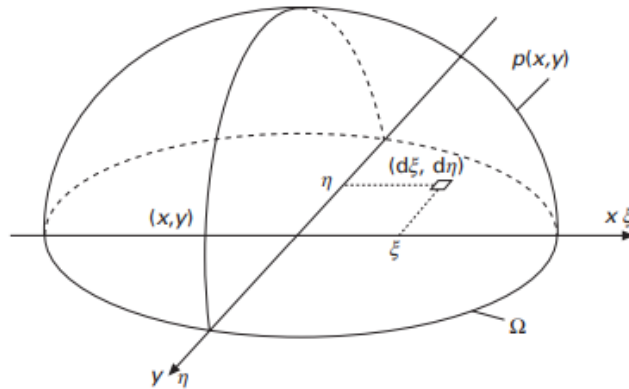
Utilizando as Equações (2.3) e (2.1), tem-se que:

$$\frac{1}{\pi E^*} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \eta) d\xi d\eta}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} = \begin{cases} \delta_z - h(x, y) & \text{na área de contato} \\ > \delta_z - h(x, y) & \text{fora da área de contato} \end{cases} \quad [2.4]$$

onde E^* é o módulo de elasticidade equivalente, definido por:

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad [2.5]$$

Figura 7 – Distribuição de pressão $p(x, y)$ agindo sob a região de contato Ω .



Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

A distribuição de pressão que satisfaz a Equação (2.5) em todos os pontos (x, y) é solução para o problema do contato normal se a influência das tensões tangenciais de cisalhamento no contato puder ser desconsiderada – considerando um contato normal. Foi mostrado que o efeito de acoplamento

entre as pressões e as tensões cisalhantes tangenciais é pequeno, realmente, é zero se os corpos possuírem as mesmas propriedades de material.

Quando a distribuição de pressão é conhecida, o carregamento total pode ser determinado por meio da seguinte integração:

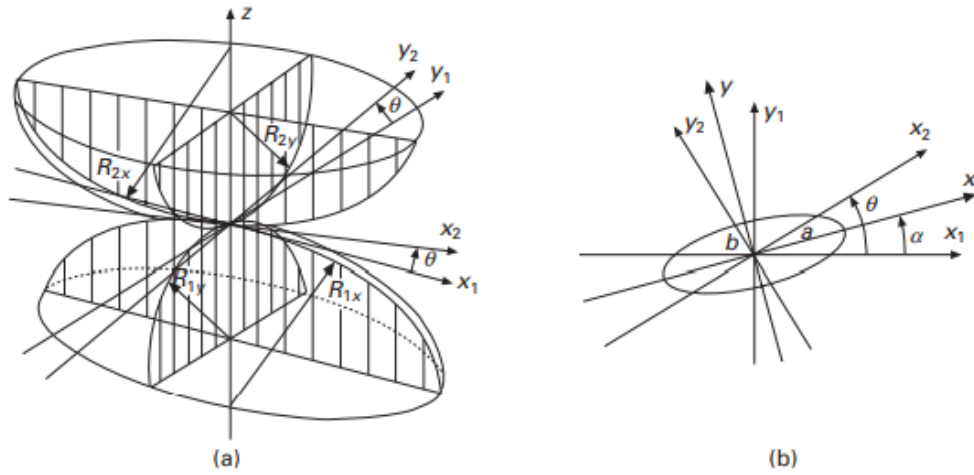
$$P = \iint_{\Omega} p(\xi, \eta) d\xi d\eta \quad [2.6]$$

2.1.5.1. Contatos de cargas normais

Um tipo comum de contato tridimensional hertziano é apresentado na Figura 8. De maneira similar à análise 2D, dois corpos se tocam inicialmente em um ponto, que por sua vez define a origem de dois sistemas retangulares coordenados tendo o eixo z em comum. A geometria de cada corpo pode ser descrita por meio dos raios principais, que são definidos como sendo o maior e o menor raio de curvatura no ponto de contato. As direções x e y são escolhidas em função da direção dos raios principais de cada corpo. Dessa forma, as geometrias são definidas por quatro raios principais, R_{1x} , R_{1y} , R_{2x} e R_{2y} , e o ângulo θ entre os eixos x_1 e x_2 (conforme Figura 8a). Na Figura 8a, os corpos possuem curvaturas convexas em todas as direções. Quando o ângulo $\theta = 0$, a teoria de Hertz também se aplica para casos em que um ou dois raios são côncavos. Os raios côncavos são especificados com um sinal negativo.

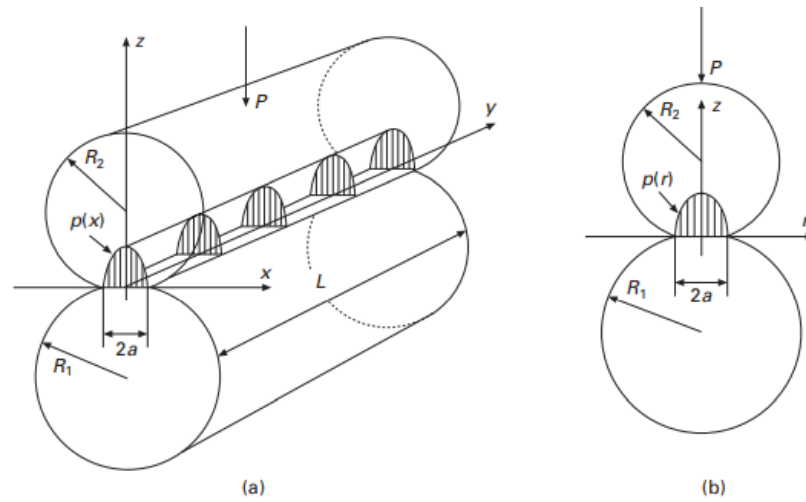
A figura 9 apresenta um contato Hertziano geral, mas na maioria das situações o contato pode ser avaliado com base em situações de interesse: (i) *contato linear* (contato entre cilindros de comprimento L com eixos de revolução paralelos, conforme representado pela Figura 9a), e (ii) *contato pontual circular* (contato entre esferas, conforme ilustrado pela Figura 9b). Os parâmetros do contato Hertziano são calculados por meio de equações da Tabela 1, com funções F_1 e F_2 representadas na Figura 10. Não há equações gerais para o contato Hertziano e a forma da área de contato será uma elipse com o eixo maior estando entre os eixos x_1 e x_2 (representado pela Figura 8b).

Figura 8 – Contato Hertziano geral entre dois sólidos: (a) corpos em contato; (b) área de contato elíptica.



Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

Figura 9 – Contatos Hertzianos: (a) contato linear; (b) contato circular.



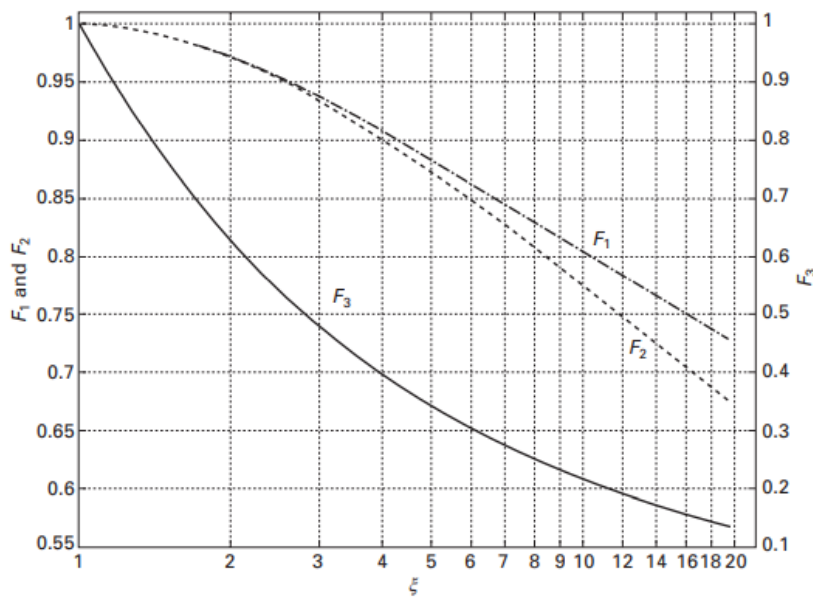
Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

Tabela 1 – Sumário das equações de Hertz. As funções F_1 e F_2 estão representadas na Figura 10.

	Contato linear	Contato circular	Contato elíptico
Módulo de elasticidade equivalente		$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$	
Raio equivalente	$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$	
Tamanho da área de contato	$a = \left(\frac{4PR}{\pi LE^*} \right)^{\frac{1}{2}}$	$a = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}}$	$c = \sqrt{ab} = \left(\frac{3PR}{4E^*} \right)^{\frac{1}{3}} F_1(\xi)$
Máxima pressão de contato	$p_0 = \left(\frac{PE^*}{\pi LR} \right)^{\frac{1}{2}}$	$p_0 = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}}$	$p_0 = \left(\frac{6PE^{*2}}{\pi^3 R^2} \right)^{\frac{1}{3}} \frac{1}{F_1^2(\xi)}$
Deformação	Não aplicável	$\delta_z = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}}$	$\delta_z = \left(\frac{9P^2}{16RE^{*2}} \right)^{\frac{1}{3}} F_2(\xi)$
Distribuição de pressão	$p(x) = p_0 \sqrt{1 - (x/a)^2}$	$p(r) = p_0 \sqrt{1 - (r/a)^2}$	$p(x, y) = p_0 \sqrt{1 - (x/a)^2 - (y/b)^2}$
Máxima tensão de cisalhamento	$\tau_{1,max} = 0.30 p_0$	$\tau_{1,max} = 0.31 p_0$	
Localização da máxima tensão cisalhante	$z = 0.78a$	$z = 0.48a$	

Fonte: Adaptado de Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

Figura 10 – Fatores de correção para contatos elípticos.



Fonte: Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

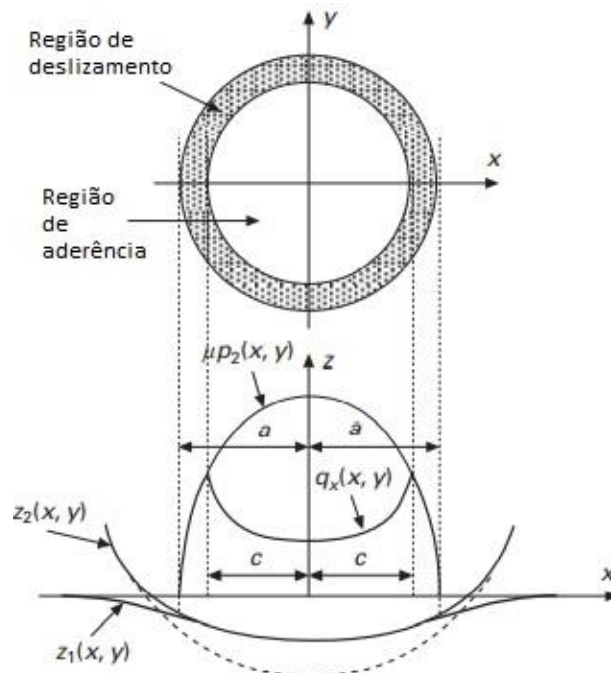
2.1.5.2. Contatos de cargas tangenciais

Segundo Iwnicki, Björklund e Enblom (2009), quando um corpo é submetido a um carregamento normal e a uma força tangencial crescente, os corpos em contato tenderão a sofrer escorregamento um em relação ao outro, sendo que esse se dará inicialmente em determinados pontos, caracterizando dessa forma o micro deslizamento.

O escorregamento é iniciado quando a pressão é baixa, ou seja, nas extremidades do contato. Dessa forma, têm-se que a região de aderência estará localizada no centro do contato.

A região de aderência entre os corpos possui um formato retangular para um contato linear e um formato circular para um contato circular. Conseqüentemente, a região de deslizamento circunda a região de aderência e possui formato anelar para contatos circulares, e para cargas normais, conforme está representado pela Figura 11.

Figura 11 – Carregamentos normais e tangenciais entre uma esfera e um plano.



Fonte: Adaptado de Iwnicki, Björklund e Enblom (2009).

As equações para a determinação do tamanho e formato das regiões de aderência e de deslizamento e a distribuição de tração tangencial foram formuladas por Cattaneo (1938) e independentemente por Mindlin (1949).

Para um contato que é submetido a uma carga normal P , e a uma carga tangencial, Q_x , o tamanho da região de aderência para um contato linear é dado por:

$$c = a \left(1 - \frac{Q_x}{\mu P}\right)^{\frac{1}{2}} \quad [2.7]$$

e para um contato circular é dado por:

$$c = a \left(1 - \frac{Q_x}{\mu P}\right)^{\frac{1}{3}} \quad [2.8]$$

onde μ é o coeficiente de atrito e a é o tamanho da área de contato dada pela teoria de Hertz. A distribuição de tração tangencial no deslizamento é dada por $\mu p(x, y)$, enquanto que na região de aderência para contatos lineares é dada por:

$$q_x(x) = \frac{\mu p_0}{a} \left[(a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} - (c^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} \right] \quad [2.9]$$

e para contatos circulares, onde $r = (x^2 + y^2)^{\frac{1}{2}}$, é dada por:

$$q_x(x) = \frac{\mu p_0}{a} \left[(a^2 - r^2)^{\frac{1}{2}} - (c^2 - r^2)^{\frac{1}{2}} \right] \quad [2.10]$$

2.1.6. Análises do contato roda-trilho

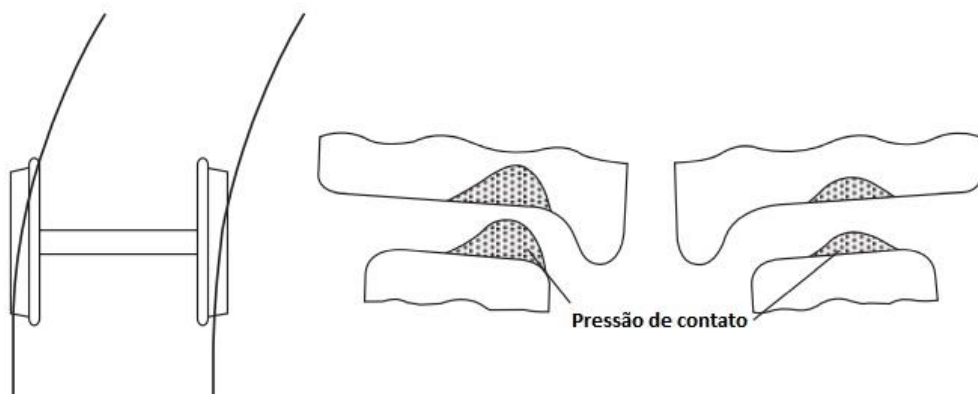
Segundo Iwnicki, Björklund e Enblom (2009), o contato roda-trilho é do tipo rolamento-deslizamento, e as tensões envolvidas no contato são normais e tangenciais. Geralmente, as distribuições de tensões normais e de cisalhamento não são independentes. Todavia, é possível analisar o contato roda-trilho decompondo as soluções para essas duas distribuições de tensão.

Recentemente, as soluções de problemas envolvendo o contato roda-trilho vêm sofrendo melhorias, e métodos numéricos modernos, tais como o método dos elementos finitos (MEF) ou o método dos elementos de contorno, oferecem a possibilidade de uma modelagem mais refinada. Com métodos

numéricos modernos é possível geralmente modelar situações em que a geometria dos perfis (roda e trilho) é complexa, assim como realizar considerações a respeito da rugosidade das superfícies, além de considerações a respeito do comportamento não-linear das propriedades dos materiais e condições de contato e atrito variáveis.

O trecho de via ao longo do qual a composição circula exerce um papel fundamental na determinação da região de contato, além do grau de curvatura e dos perfis roda-trilho. Em um trecho reto, geralmente, a região de contato será estabelecida entre a pista de rolamento (roda) e o boleto (trilho), enquanto a flange da roda e a lateral do boleto tendem a estabelecer o contato quando a via apresentar uma curvatura. A Figura 12 apresenta como as posições de contato e tensões variam quando um eixo percorre um trecho curvilíneo.

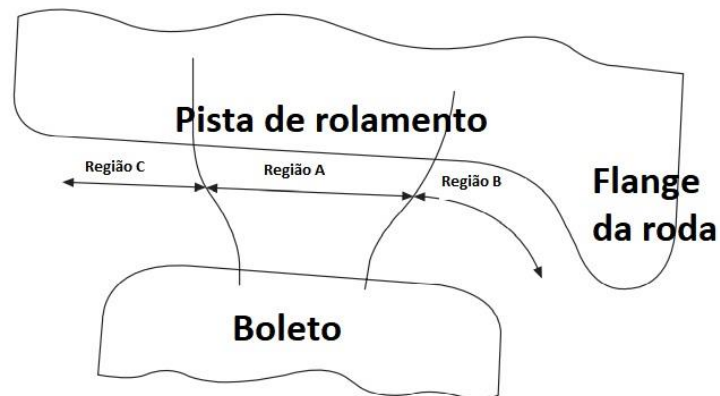
Figura 12 – Eixo de uma composição percorrendo um trecho curvilíneo.



Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

Há três regiões de contato roda-trilho (Figura 13) que foram estabelecidas em trabalhos da literatura (Tournay, 2001):

Figura 13 – Zonas de contato roda-trilho.

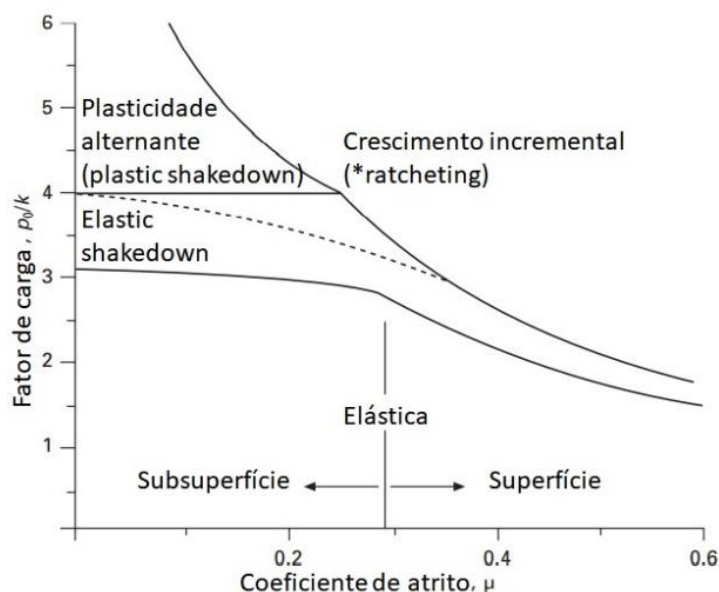


Fonte: Adaptado de Tournay (2001).

- a) **Região A – Pista de rolamento e topo de boleto.** O contato roda-trilho geralmente é estabelecido nessa região e ocorre em trechos de via reta ou com raio de curvatura muito pequeno. Esta região produz as menores pressões de contato e forças laterais.
- b) **Região B – Flange da roda com o canto do boleto.** O contato nessa região é muito menor do que na região A e geralmente é mais severo. As pressões de contato e as taxas de desgaste são muito maiores.
- c) **Região C – Contato entre as laterais da roda e do trilho.** É o contato menos provável de ocorrer, e se ocorre, altas pressões de contato são induzidas, o que implicará em um desgaste indesejável, tendo como uma de suas possíveis causas o esterçamento incorreto dos eixos.

A partir da região de contato roda-trilho, pode-se estabelecer uma relação entre o coeficiente de atrito e capacidade de carga do contato, o que está representado pelo mapa *Shakedown* (Figura 14). Nele, é apresentado o limite do comportamento mecânico do material em termos adimensionais de pressão de contato, $\frac{p_0}{k}$, como sendo função do coeficiente de atrito, μ , onde p_0 é a pressão de contato normal e k é a tensão de resistência ao cisalhamento.

Figura 14 – Mapa *Shakedown*.



Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

Sob baixos valores de coeficiente de atrito, o fluxo plástico acumulativo ocorre na subsuperfície. Para valores de μ acima de 0,3, o fluxo plástico é maior na superfície. Em termos das áreas do diagrama da Figura 14, a pior região em termos de danos para o material é a região de plasticidade incremental (*ratcheting*), a qual representa situações em que o dano plástico se acumula ao longo dos ciclos de carregamento. Em geral, o dano dos materiais ocorre de maneira mais acelerada, sob a forma de detritos de desgaste ou na forma de trincas superficiais.

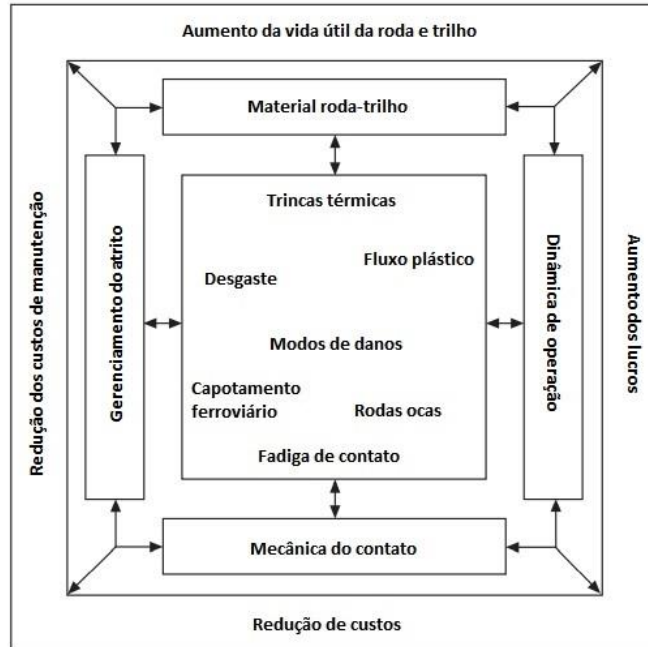
2.2. Danos no sistema roda-trilho

A complexidade do contato roda-trilho, conforme foi abordado nos itens anteriores, também existe na discussão de fenômenos tais como o desgaste e a fadiga de contato de rolamento (RCF – *rolling contact fatigue*). Esses fenômenos dependem da natureza do contato, mas também podem estar associados a fatores externos, por exemplo, fatores ambientais, uma vez que esse tribossistema está submetido na maioria das aplicações, ao ambiente.

Assim como em diversos componentes de engenharia, o custo associado ao tribossistema roda-trilho também é um fator crítico, e, portanto, o seu

desenvolvimento deve ser otimizado a fim de reduzir custos – de operação, manutenção, entre outros. Essa relação está representada pela Figura 15.

Figura 15 – Abordagem sistêmica da interface de gerenciamento e pesquisa para o tribossistema roda-trilho.



Fonte: Adaptado de Kalousek e Magel (1997).

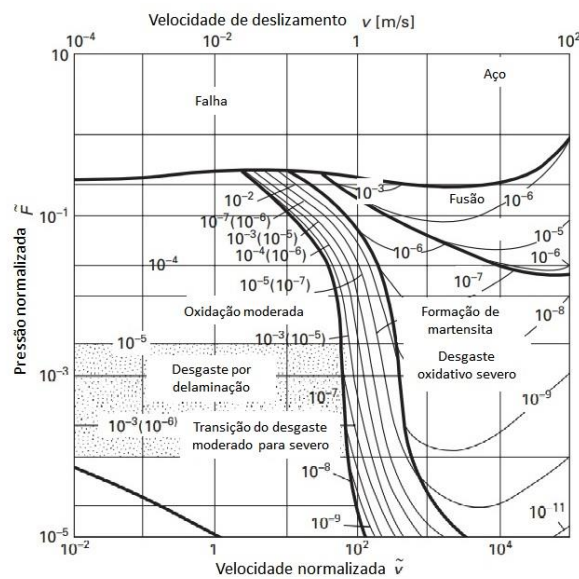
Segundo Lewis e Olofsson (2009), o desgaste e a fadiga de contato (RCF), fatores críticos para o funcionamento do sistema, estão interligados em situações de geração de danos no contato roda-trilho. Por exemplo, se o crescimento de trincas sofrer impedimento, o desgaste será mais acentuado; e se o desgaste sofrer algum retardamento de evolução, a fadiga de contato será favorecida (Kalousek; Magel, 1997). Lubrificantes e modificadores de atrito são empregados a fim de controlar o atrito e reduzir o desgaste, além de terem influência no crescimento de trincas do tipo RCF, uma vez que a pressão de contato e o atrito ditam a evolução desse tipo de dano.

Além disso, a seleção de materiais desempenha um papel crucial no gerenciamento da otimização do contato roda-trilho, além de influenciar o desempenho e a presença de danos.

2.2.1. Desgaste

O desgaste é caracterizado pela perda ou desprendimento de material a partir de uma superfície que está em contato (Lewis, Olofsson; 2009). Os materiais podem sofrer desgaste a partir de diversos mecanismos ou modos. O comportamento de qualquer tribossistema é geralmente afetado pela natureza do material, condições ambientais e pela presença de qualquer contaminante, por exemplo, detritos de desgaste (*wear debris*). No caso do contato roda-trilho, pode haver presença de modificadores de atrito e potenciadores de atrito, tais como areia, folhas, entre outros. Uma diversidade de condições diferentes está representada pelo mapa de desgaste na Figura 16, que apresenta as relações entre o comportamento de desgaste com parâmetros de operação de um tribossistema genérico de contato com deslizamento. Esse mapa foi desenvolvido para explicar as variedades de desgaste possíveis em condições secas de testes de deslizamento de aço contra aço. Neste caso, o comportamento de desgaste foi relacionado com a pressão e condições de velocidade. As regiões estabelecidas no mapa indicam qual mecanismo de desgaste é dominante e os contornos entre as regiões são linhas de desgaste a taxa constante. Essa ferramenta é extremamente útil para o desenvolvimento de componentes que estarão sujeitos ao contato.

Figura 16 – Mapa de desgaste por deslizamento aço-aço.



Fonte: Adaptado de Lim e Ashby (1987).

2.2.2. Situações de desgaste

A natureza do movimento do contato e o número de ciclos estão relacionados com situações em que o desgaste poderá ou não ser favorecido. No caso do contato roda-trilho, há dois fatores de interesse, deslizamento e rolamento. Geralmente a situação de rolamento está condicionada a regiões de deslizamento e aderência, e, portanto, um micro deslizamento ocorrerá (Lewis; Olofsson, 2009).

Em relação aos potenciais causadores do desgaste, o deslizamento (deslocamento tangencial à superfície) é mais severo do que o deslocamento perpendicular à mesma, assim como ocorre no impacto ou rolamento.

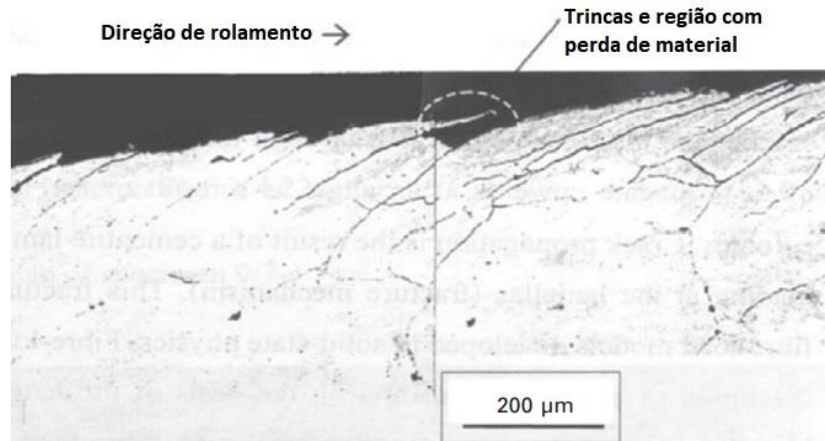
Uma variedade de mecanismos de desgaste pode ocorrer como sendo resultado do deslizamento, incluindo o desgaste oxidativo em regiões de contato moderado (baixa carga e velocidade de deslizamento – típico do contato da pista de rolamento da roda com o boleto do trilho) e, em condições mais severas, a adesão (ocorre em trechos de via curvilínea, onde há o contato entre a flange da roda e a lateral do boleto do trilho). Caso haja partículas presentes na interface de contato roda-trilho, o desgaste abrasivo também pode ocorrer (pode acontecer, por exemplo, quando potenciadores de atrito são aplicados na interface de contato, tal como a areia). Condições severas de deslizamento podem levar a falha e elevada geração de calor no contato, o que pode causar trincas térmicas na superfície do material (Lewis; Olofsson, 2009).

No rolamento, o principal mecanismo de desgaste é a fadiga de contato, que envolve a nucleação e propagação de trincas, que por sua vez pode implicar na perda de material na superfície. Essas trincas tendem a serem nucleadas abaixo da superfície e se propagam em direção à superfície. Porém, quando o grau de escorregamento na superfície for elevado, essas trincas podem nuclear na superfície. A nucleação geralmente está associada ao contato por rolamento, quando o deslizamento ocorre concomitantemente. O deslizamento é gerado quando dois componentes estão se movendo com velocidades distintas.

Uma das técnicas para se avaliar o desgaste no contato roda-trilho é o ensaio disco-contra-disco, também conhecido por *twin-disc*. A Figura 17 mostra a micrografia de uma seção de um disco de aço aplicado em trilhos, que sofreu rolamento contra uma roda do mesmo material para que fosse avaliado as

condições de rolamento/deslizamento no contato. A aplicação de carregamentos cíclicos provocou a deformação da superfície do material e favoreceu o desenvolvimento de trincas superficiais, que posteriormente ocasionaram a perda de material – desgaste.

Figura 17 – Trincas e remoção de material resultante do desgaste por rolamento/deslizamento.

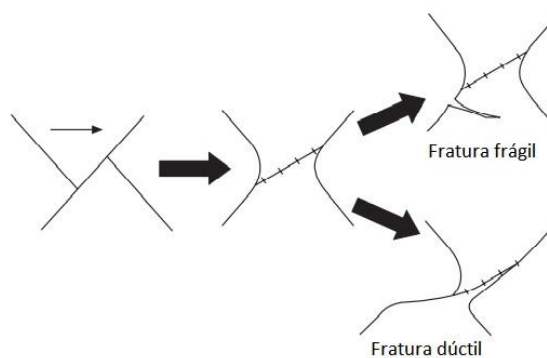


Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

2.2.3. Mecanismos de desgaste

Um aspecto básico do fenômeno de adesão é que o contato entre as superfícies ocorre localizadamente em determinados pontos. Nesses pontos de contato, chamados de junções, a adesão frequentemente ocorre por meio da interação entre asperezas superficiais (conforme Figura 18) (Lewis; Olofsson, 2009).

Figura 18 – Mecanismos do desgaste adesivo.

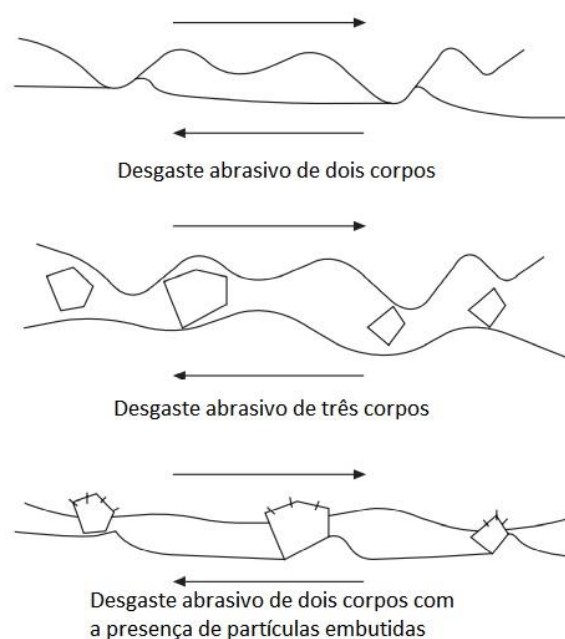


Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

Quando há a movimentação de uma superfície em relação à outra, as junções são rompidas e novas são formadas. Normalmente, o topo da junção do material mais macio é removido e ele fica aderido à superfície do material mais duro. Esse mecanismo de remoção de material pode se dar por meio da fratura dúctil ou frágil. Posteriormente, esse material removido pode se desprender da superfície mais dura e formar os detritos de desgaste (*wear debris*). Danos severos podem ser produzidos quando frações macroscópicas de material são arrancados da superfície por adesão, em um fenômeno conhecido por escoriação (*galling*). Se o desgaste adesivo é resultante da quebra de um filme lubrificante na interface de contato, o termo a ser empregado para descrever o início do desgaste é *scuffing* (engripamento).

O desgaste abrasivo consiste na produção de danos superficiais de um componente devido ao movimento em relação a uma outra superfície mais dura (desgaste abrasivo de dois corpos) ou devido à presença de partículas duras na interface entre as duas superfícies (desgaste abrasivo de três corpos) (conforme Figura 19) (Lewis; Olofsson, 2009). Algumas partículas podem ser adicionadas ao tribossistema, como contaminantes vindos do meio externo, ou por terem sido formados *in situ* devido a algum mecanismo mecânico ou químico.

Figura 19 – Mecanismos de desgaste abrasivo.



Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

O desgaste abrasivo pode produzir longas ranhuras paralelas ao longo da direção de deslizamento, conforme está representado na Figura 20. O volume e tamanho das ranhuras variam consideravelmente partindo de dimensões finas e chegando a tamanhos grosseiros. Pesquisas industriais mostraram que o desgaste abrasivo representa aproximadamente 50% dos problemas de desgaste (Lewis; Olofsson, 2009).

Figura 20 – Ranhuras devido ao desgaste abrasivo.



Fonte: Swanson e Klann (1981).

A taxa de dano é relativamente insensível à dureza das partículas em uma situação de desgaste abrasivo de três corpos, isto quando a dureza das partículas for ao menos 20% mais dura do que a dureza da própria superfície. Em nível industrial, o contaminante mais comum é à base de quartzo ou sílica (esses minerais representam aproximadamente 60% da crosta terrestre) (Lewis; Olofsson, 2009). A dureza de demais particulados estão listados na Tabela 2.

Tabela 2 – Dureza de diversos particulados.

Material	Dureza (GPa)
Diamante	60-100
Carboneto de boro	27-37
Carbeto de silício	21-26
Alumina	18-29
Quartzo	7,5-12
Garnet	6-10
Magnetita	3,7-6
Vidro soda-lima	Aproximadamente 5

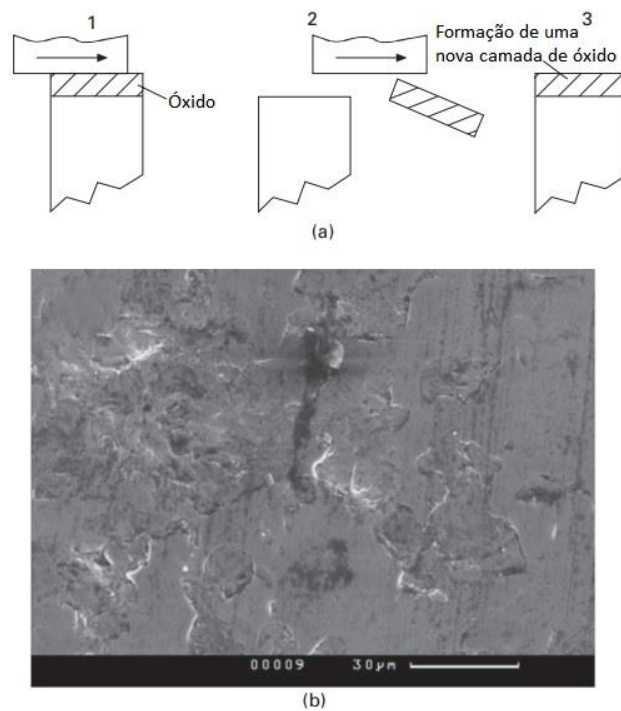
Fonte: Adaptado de Lewis e Orlofsson (2009).

O desgaste oxidativo produz óxidos na superfície do material, o que está diretamente relacionado com a capacidade do material sendo desgastado em sofrer oxidação e na disponibilidade de oxigênio, além da temperatura gerada na interface de contato e da umidade do ambiente. A redução da taxa de desgaste é menor quando menores forem esses fatores destacados anteriormente – presença de terceiro corpo, carga aplicada (Lewis; Olofsson, 2009).

O processo de remoção de material durante desgaste oxidativo está representado na Figura 21, assim como a superfície de material de roda utilizada em ensaio *twin-disc* realizado sob regime moderado de desgaste. Nesta figura é possível identificar detritos de material oxidado que foram removidos da superfície.

Os processos de desgaste térmicos são diretamente relacionados com o aumento da temperatura provocado pelo aquecimento devido ao atrito na interface de contato. O principal tipo de desgaste é aquele provocado pela fusão ou pelo amolecimento de uma região da superfície que pode ser deslocada como um fluido viscoso (Lewis; Olofsson, 2009).

Figura 21 – Desgaste oxidativo: (a) Morfologia típica da superfície; (b) processo de desgaste.



Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

2.2.4. Taxas de desgaste e transições I

O desgaste pode ser classificado em regime moderado ou severo. Essa classificação pode ser efetuada a partir da observação do comportamento de desgaste para quaisquer pares de materiais. O aumento da severidade de carregamento (por exemplo, o aumento da carga ou velocidade de deslizamento) promove um aumento da taxa de desgaste (Lewis; Olofsson, 2009). Algumas diferenças entre os dois regimes estão listadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Regimes moderado e severo de desgaste.

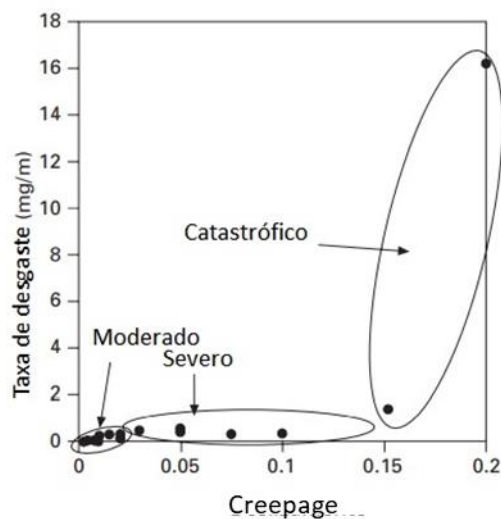
Desgaste moderado	Desgaste severo
Resulta em superfícies lisas	Resulta em superfícies rugosas
Os detritos são pequenos, possuindo o tamanho de aproximadamente 10 μm de diâmetro.	Largos detritos metálicos, cujo tamanho é maior que 0,01 mm de diâmetro.

Fonte: Adaptado de Fletcher, Franklin e Kapoor (2009).

As taxas normalizadas de desgaste entre $10^{-4} - 10^{-3}$ são geralmente empregadas para caracterizar regimes de desgaste moderado, enquanto para o desgaste severo as taxas normalizadas estão em geral compreendidas entre $10^{-3} - 10^{-2}$. Os principais mecanismos associados com o desgaste severo são a adesão e os mecanismos térmicos. O aumento da temperatura no contato e o amolecimento térmico podem levar à transição do desgaste do regime severo para catastrófico (Fletcher; Franklin; Kapoor, 2009). Esses três regimes de desgaste estão representados na Figura 22, sendo neste caso obtidos a partir de um ensaio de rolamento/deslizamento envolvendo materiais empregados em rodas e trilhos ferroviários.

As taxas de desgaste estão relacionadas com o *creepage*, que são forças que atuam no plano da área de contato e estão relacionadas com o atrito existente entre a roda e o trilho. Para que o *creep* se desenvolva, é necessária uma certa quantidade de deslizamento. Normalmente, as forças tangenciais dependem da carga normal, das condições de atrito e do movimento relativo entre as superfícies de contato (Iwnicki; Björklund; Enblom, 2009).

Figura 22 – Taxas de desgaste de uma roda R8T obtidas via ensaio rolamento/deslizamento *twin-disc*.



Fonte: Adaptado de Fletcher, Franklin e Kapoor (2009).

2.2.5. Taxas de desgaste e transições II

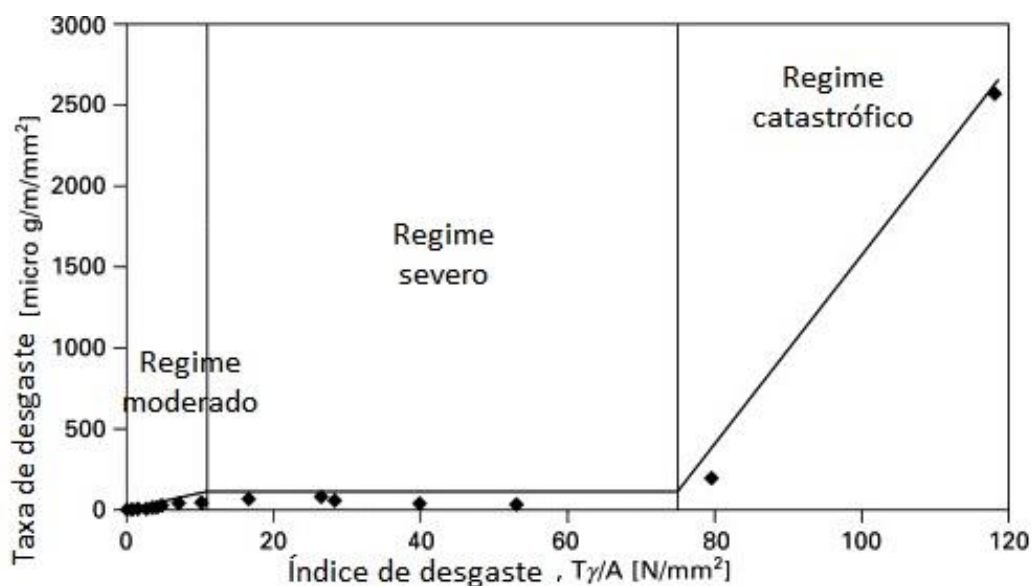
Uma avaliação preliminar do comportamento de desgaste pode ser realizada por meio da equação de Archard, que estabelece que o desgaste, W , é diretamente proporcional ao carregamento, P , e à distância de escorregamento, l , mas é inversamente proporcional à dureza, H , do material mais mole, conforme equação abaixo:

$$W = \frac{KPl}{H} \quad [2.11]$$

A constante K é denominada coeficiente de desgaste e varia em função do tribossistema. O seu valor é geralmente determinado por meio de ensaios de desgaste, tal como o ensaio pino-disco (Fletcher; Franklin; Kapoor, 2009).

Outro método para a modelagem do desgaste, que é amplamente empregado no contexto roda-trilho, é a abordagem $T\gamma$, no qual T é a força trativa dada pela força normal dividido pelo coeficiente de atrito, μ , e γ representa o deslizamento durante o contato. A Figura 23 mostra o resultado de um ensaio *twin-disc* de uma roda de aço R8T contra um trilho de aço UIC60 900A. Os resultados foram inseridos em um gráfico, em termos da taxa de desgaste em função do índice de desgaste, $\frac{T\gamma}{A}$, onde A é a área de contato. A utilização dessa modelagem é útil quando se deseja avaliar o desgaste em função da geometria de contato (Braghin; Bruni; Lewis, 2009). Estudos conduzidos por Olofsson e Nilsson (2002) demonstraram que o desgaste ao longo da pista de rolamento com o boleto tende a estar no regime moderado de desgaste, enquanto o desgaste entre a flange da roda com a lateral do boleto favorece o regime severo ou catastrófico.

Figura 23 – Taxa e regimes de desgaste da roda R8T contra o trilho UIC60 900A.

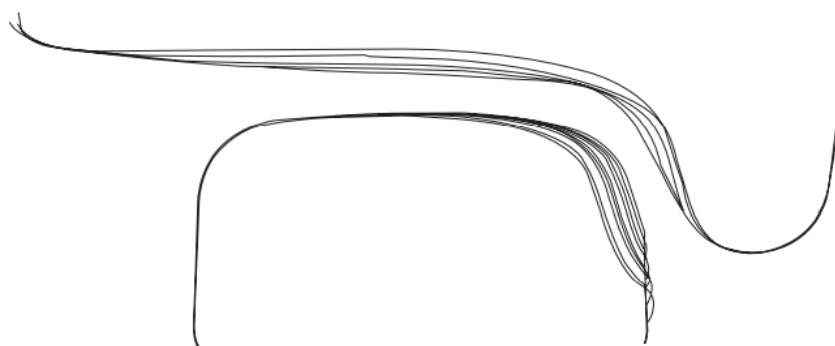


Fonte: Adaptado de Lewis e Dwyer-Joyce (2004).

A Figura 24 apresenta um exemplo de alteração do perfil geométrico do perfil roda-trilho ao longo de um período de dois anos, realizado por Nilsson (2003) para o tráfego da cidade sueca de Estocolmo.

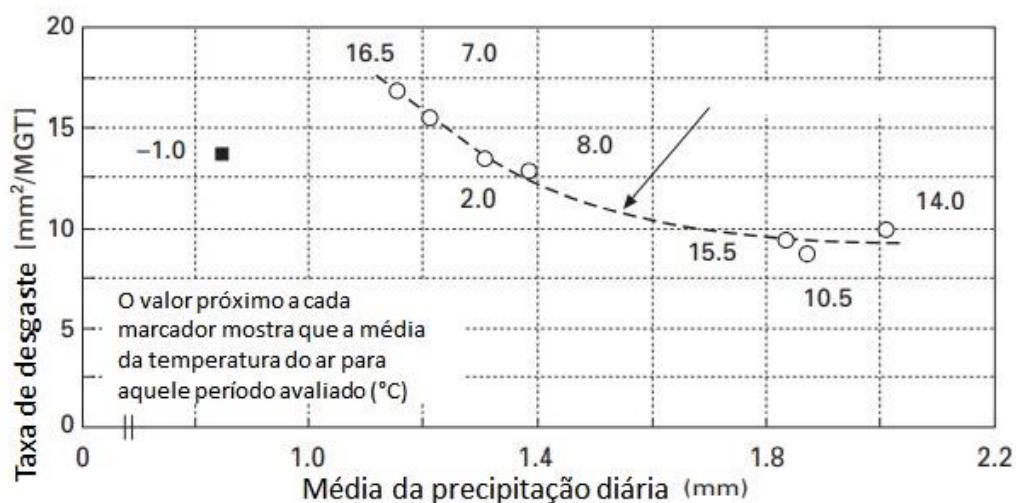
Como o tribossistema roda-trilho está submetido a um ambiente sujeito a intempéries, tal como a chuva e detritos presentes no contato, o comportamento de desgaste será influenciado por tais fatores. Uma análise do impacto da humidade no desempenho de desgaste evidencia um efeito significativo sob o desgaste do trilho, conforme representado pela Figura 25 (Nilsson, 2003).

Figura 24 – Alteração do perfil geométrico do contato roda-trilho na via de Stockholm.



Fonte: Nilsson (2003).

Figura 25 – Taxa de desgaste da roda versus média da precipitação diária.



Fonte: Adaptado de Nilsson (2003).

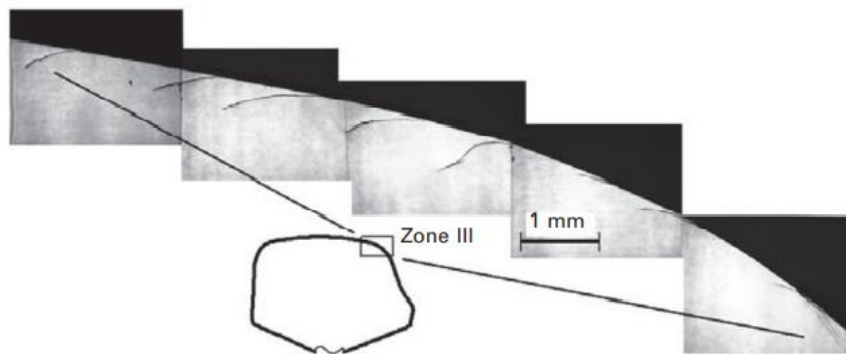
2.3. Fadiga de contato

Falhas por fadiga de trilhos e rodas podem ser de natureza superficial e subsuperficial. Em ambos os casos, tem-se um processo que decorre da nucleação e crescimento de trincas. A fadiga superficial em trilhos pode provocar os defeitos *head checking* ou formação de *squats*, enquanto a fadiga subsuperficial pode resultar nos defeitos denominados *shelling* ou na formação de *tache ovale* (manchas ovais).

2.3.1. Fadiga em rodas e trilhos

O defeito denominado *head checks* (trincas curtas ao longo da superfície do trilho) provavelmente representa o maior problema em trilhos e pode ocorrer na lateral do boleto que está disposto em trechos de vias curvilíneas (conforme Figura 26). A manifestação desse tipo de defeito é resultado do acúmulo de incrementos de deformação plástica (*ratcheting*), que posteriormente conduz a superfície do material à perda de ductilidade. Com essa perda, tem-se uma região propensa à nucleação das trincas, em condições favorecidas por cargas elevadas e atrito elevado (de acordo com a Figura 14) (Lewis; Olofsson, 2009).

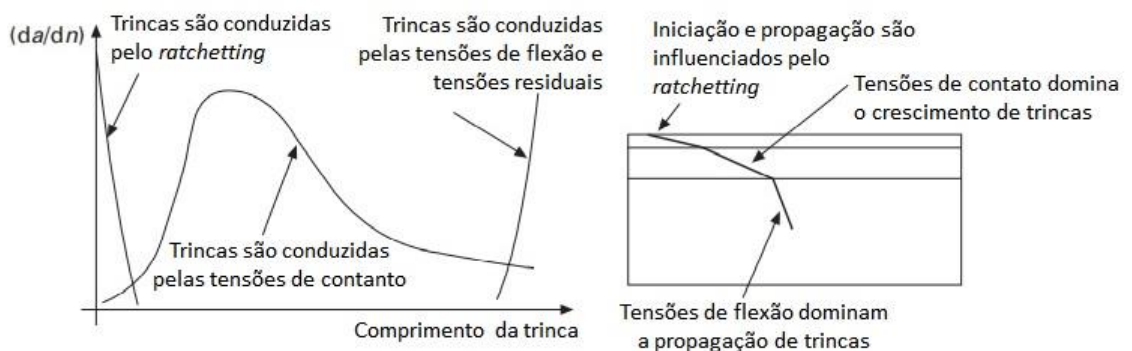
Figura 26 – Trincas de *head checks* na lateral do boleto.



Fonte: Olofsson e Nilsson (2002).

Na Figura 27 estão representadas diversas fases que descrevem o crescimento da trinca em função da taxa de crescimento de trinca, $\frac{da}{dn}$. A figura revela que, após a nucleação, o crescimento da trinca é conduzido pelo *ratcheting* ao longo da região deformada plasticamente. À medida que a trinca se torna maior e mais profunda, o crescimento passa a ser conduzido pelos campos de tensões devido ao carregamento cíclico. Finalmente, a trinca avança para o interior do material, e o seu crescimento passa a ser conduzido por tensões de flexão no trilho – devido ao desenvolvimento de deformações de flexão sob a presença de esforços externos. Caso a trinca atinja um tamanho crítico, uma falha catastrófica pode ocorrer, resultando na fratura do trilho (Lewis; Olofsson, 2009).

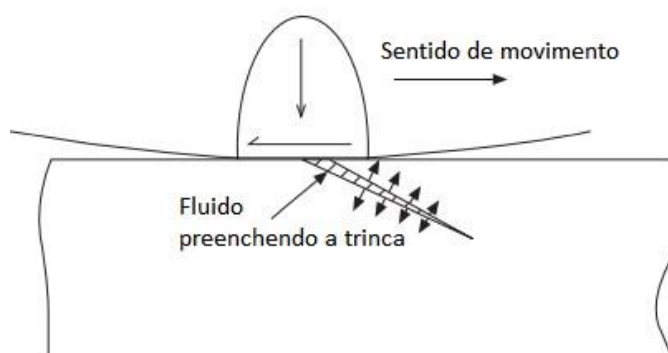
Figura 27 – Fases de crescimento de trincas no trilho.



Fonte: Adaptado de Kapoor *et al* (2003).

A presença de contaminantes podem influenciar a propagação e trincas. A água e lubrificantes em contato com uma trinca podem elevar significativamente a velocidade de propagação (Bower, 1988; Bogdanski *et al.*, 1996), conforme indicado na Figura 28. Esta aceleração ocorre devido à pressurização que ocorre quando a roda passa ao longo do trilho que contém a trinca com contaminantes, elevando a taxa de crescimento da trinca devido à geração de tensões de natureza trativa.

Figura 28 – Abertura de trinca devido a pressurização do fluido.



Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

O defeito denominado *squat* pode ocorrer em trechos planos da via, ficando localizado na região do boleto (Lewis; Olofsson, 2009). Esse defeito é caracterizado por produzir áreas escuras no trilho, e sua ocorrência pode se dar por intermédio de fenômenos tais como o *ratcheting* e da pressurização de fluido, e pela presença de camadas brancas, que são resultados da modificação da microestrutura da superfície do trilho, que por sua vez podem ser atribuídas a transformações martensíticas ou a elevadas taxas de deformações plásticas (Pyzalla *et al.*, 2001). Esse microconstituente é extremamente frágil, o que favorece a nucleação de trincas. Além disso, a presença de altas temperaturas, devido por exemplo a derrapagens, favorece a nucleação de regiões de camada branca.

O defeito do tipo *shelling* em trilhos normalmente ocorre em trechos curvilíneos da via e é iniciado na subsuperfície (Grassie; Kalousek, 1997). Trincas elípticas em forma de conchas se propagam paralelamente à superfície do trilho e em diversos casos podem gerar uma falha catastrófica. Os defeitos

do tipo *tache ovale* são defeitos que se desenvolvem aproximadamente entre 10 – 15 mm abaixo da superfície do boleto devido a cavidades causadas pela presença de hidrogênio (Grassie; Kalousek, 1997).

Segundo Lewis e Olofsson (2009), o desenvolvimento de trincas devido à fadiga, seja em rodas ou em trilhos está relacionado ao fluxo plástico produzido na superfície do material, podendo provocar a nucleação de trincas devido ao *ratcheting* e/ou pela fadiga de baixo ciclo da superfície do material. Uma vez instalada, as trincas irão se propagar em direção ao interior do material até atingir uma profundidade de aproximadamente 5 mm. A fratura ocorre quando as trincas se ramificam ao longo da pista de rolamento da roda. A aparência típica de uma falha por fadiga iniciada na superfície da roda está representada na Figura 29. Quando as trincas são iniciadas em regiões de subsuperfície, elas são nucleadas em regiões que estão localizadas a muitos milímetros abaixo da superfície. As trincas se propagam abaixo da superfície e a fratura ocorre devido à ramificação em direção à superfície. As falhas tendem a produzir diversos fragmentos da roda após o seu colapso.

Figura 29 – Danos por fadiga na superfície da roda.



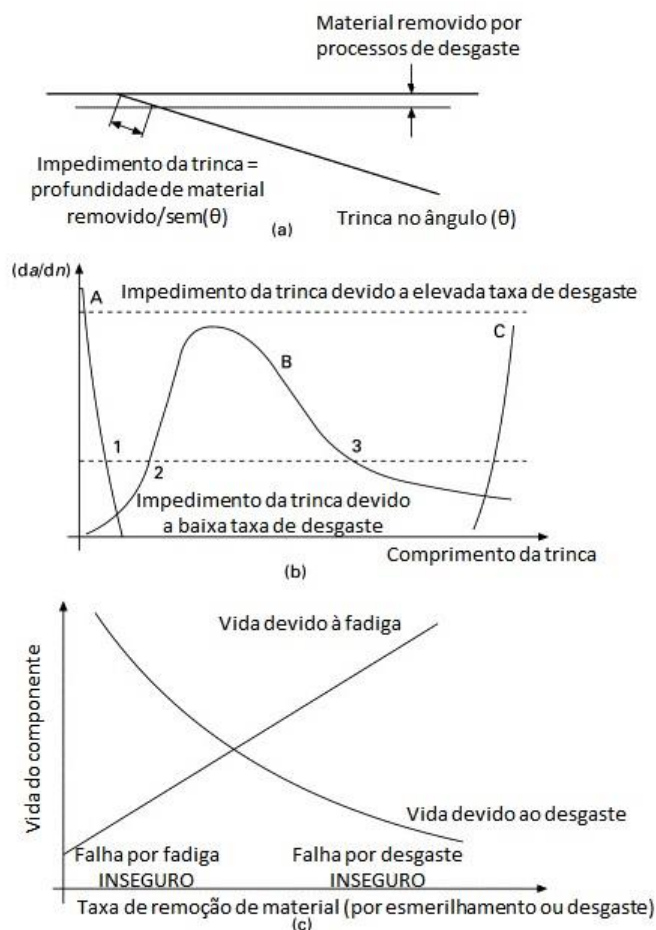
Fonte: Lewis e Olofsson (2009).

2.3.2. Interação entre desgaste e fadiga de contato

Taxas de desgaste possuem forte influência na propagação de trincas. A Figura 30 reinterpreta conceitos da Figura 27. Conforme representado pela Figura 30a, uma trinca sofre maior impedimento de propagação à medida que material é removido por processos de desgaste. Se a taxa de impedimento de trinca for posta sobre a taxa de crescimento de trinca, o crescimento global da trinca pode ser determinado. Na Figura 30b, duas taxas de desgaste são consideradas. Se a taxa de desgaste é elevada, a maioria das trincas irá desaparecer antes de avançar para o estágio A, onde as trincas são conduzidas pelo *ratcheting*. Caso a taxa de desgaste seja baixa, todavia, as trincas podem avançar para o Ponto 1, onde a taxa de crescimento é igual à taxa de impedimento. Como essas curvas variam consideravelmente com a posição do contato, é possível que a trinca possa ser levada do Ponto 1 para o Ponto 2 e continuar a se propagar. A trinca atinge um comprimento que promove a redução da taxa de crescimento e que se estabiliza no ponto 3. Se a taxa de desgaste decrescer abaixo da interseção dos estágios B e C, a trinca pode se mover para o estágio C, o que pode implicar em uma situação crítica.

A Figura 30c apresenta o efeito da taxa de remoção de material na vida útil de um trilho. Esse efeito pode ser reduzido por meio da utilização de um trilho mais duro ou pelo uso de lubrificantes. Todavia, Frederick (1993) discute se trilhos duros ou macios poderiam ser utilizados em trechos curvilíneos de via e a relação entre taxa de desgaste e a propagação de trincas na superfície. A conclusão foi que trilhos duros são mais propensos à nucleação de trincas superficiais. Essa observação foi constatada no trabalho realizado em Estocolmo (Olofsson; Nilsson, 2002), no qual o trilho UIC 900A foi comparado ao trilho UIC 1100. Ambos os materiais apresentaram sensibilidade similar à nucleação de trincas, mas o trilho UIC 1100 foi mais sensível à nucleação de trincas e mais sensível à geração de *head checking*.

Figura 30 – Interação entre desgaste e fadiga: (a) impedimento da trinca devido ao desgaste; (b) taxa de crescimento de trinca vs comprimento da trinca; (c) vida do trilho vs taxa de remoção de material.



Fonte: Adaptado de Lewis e Olofsson (2009).

2.4. Esmerilhamento

Conforme revisado por Magel e Kalousek (2002), a técnica de esmerilhamento começou a ser empregada em larga escala a partir da década de 1980. O procedimento é empregado no contexto de manutenção de vias permanentes, a fim de eliminar danos em trilhos e corrigir o perfil do boleto. Além da técnica promover a manutenção do perfil geométrico do trilho, outros benefícios podem ser alcançados, tais como aumento da vida em serviço e a estabilidade e segurança das locomotivas (SATO; IWAFUCHI, 2008).

A execução do esmerilhamento ocorre por intermédio de rebolos que promovem a remoção de material da superfície do boleto, sendo este geralmente

afetado significativamente pelo calor gerado no processo. É reportado na literatura que o processo de esmerilhamento pode gerar mudanças significativas na topografia e na microestrutura subsuperficial, podendo levar ao desenvolvimento de camada branca (WEL – *white etching layer*) e queimas superficiais. Esses fenômenos são indesejáveis, já que podem estar associados à nucleação e propagação de outros defeitos (ZHOU *et al.*, 2021). Além do mais, o sucesso do esmerilhamento de trilhos é dependente dos parâmetros de operação, tais como o rebolo utilizado e condições de execução (DING *et al.*, 2022).

Inicialmente acreditava-se que o esmerilhamento tivesse um efeito deletério no material do trilho, porém Cuervo *et al.* (2015) demonstraram que após a deformação plástica gerada pelo procedimento, havia uma região subsuperficial (camada branca) com dureza elevada, desde que as condições operacionais da via não impliquem em uma operação próxima à região plástica da camada. Em seguida, diversos estudos (Steenbergen, 2016; Rasmussen *et al.*, 2017) foram desenvolvidos a fim de investigar o efeito da WEL na nucleação de trincas oriundas da fadiga de contato.

De acordo com a norma BS EM 13231-1, a rugosidade superficial (R_a) para operações ferroviárias deve ser em média de 10 μm (STANDARD EM 13231-3: 2012, 2012). Além disso, a rugosidade e os riscos produzidos pelo esmerilhamento afetam a taxa de desgaste do trilho (em especial da região do boleto) e o coeficiente de atrito na interface de contato roda-trilho, conforme avaliado por Zhu *et al.* (2014) e Khalladi e Elleuch (2016).

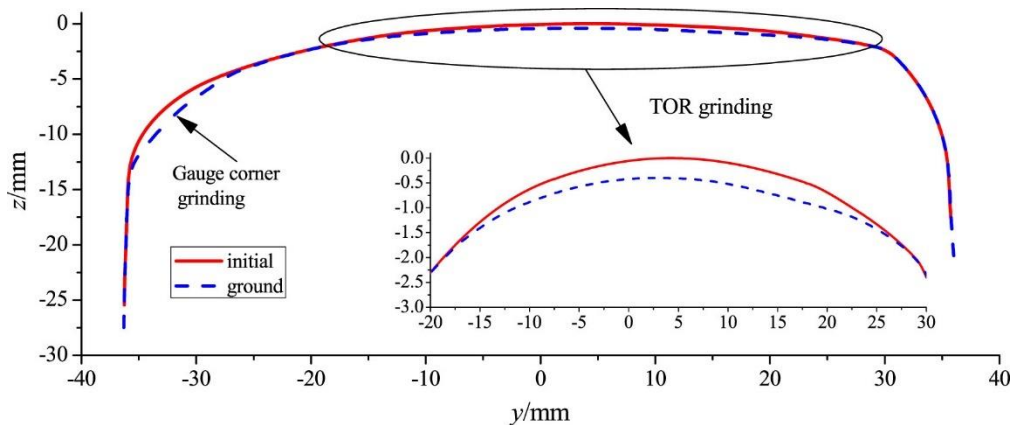
Ademais, Fukagai, Ma e Lewis (2019) concluíram que uma superfície áspera pode resultar em elevada pressão de contato e maior efeito de encruamento, assim como Hu *et al.* (2021) concluíram que o aumento da dureza de trilhos acelera o desgaste de rodas.

O desgaste de trilhos pode ser afetado pelo esmerilhamento, particularmente em função dos parâmetros empregados na operação. Ding *et al.* (2018) investigaram como o esmerilhamento pode reduzir o desgaste de topo e

lateral de boleto, sendo melhorado devido ao reperfilamento do trilho, otimizando o contato da pista de rolamento e flange da roda com o trilho.

A Figura 31 mostra o perfil do trilho antes e após o reperfilamento. Neste caso, a maior porção de material removido foi na lateral do boleto e no topo de boleto. A maior profundidade de esmerilhamento efetuada na lateral de boleto foi de 0,5 mm, enquanto no topo de boleto foi de 0,9 mm.

Figura 31 - Perfil do trilho inicial e esmerilhado.



Fonte: Ding *et al.* (2018).

2.5. Modelo de avaliação do desgaste e fadiga de contato no tribossistema roda-trilho via MEF

Este tópico elenca algumas metodologias de análise que suportarão o desenvolvimento dos modelos via Método dos Elementos Finitos (M.E.F.) para análises do comportamento mecânico e tribológico do contato roda-trilho.

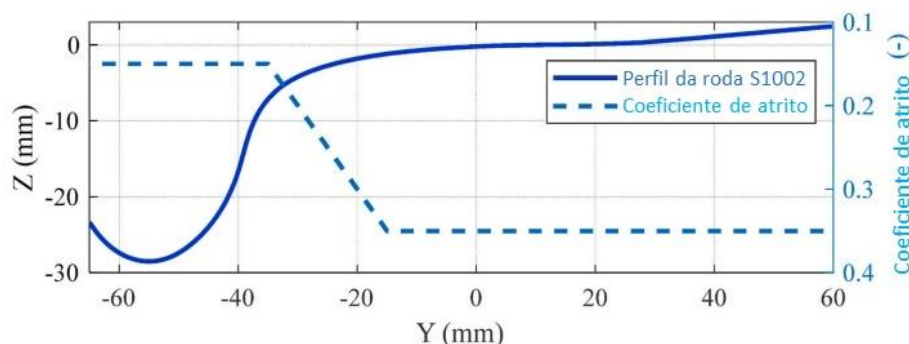
2.5.1. Previsão do desgaste de roda em contato não-Hertziano

O modelo desenvolvido por Ye *et al.* (2021) avaliou o desgaste em rodas ao longo da via Rübeland-Blänkenburg (Alemanha) por meio de modelos analíticos considerando um contato não-Hertziano.

A avaliação do contato foi iniciada por meio da avaliação do perfil geométrico do contato, considerando um modelo de roda R8T e trilho pertencente à família BS11.

Uma das premissas para avaliação do desgaste em rodas ferroviárias consiste na determinação do coeficiente de atrito ao longo da superfície da roda, conforme representado na Figura 32.

Figura 32 – Coeficiente de atrito ao longo da superfície da roda.



Fonte: Adaptado de Ye *et al.* (2021).

A avaliação do desgaste em roda submetida a um contato não-Hertziano, segundo Ye *et al.* (2021), foi determinado pela aplicação do modelo FaStrip-USFD – desenvolvido por pesquisadores da Universidade de Sheffield. O modelo consiste na discretização da área de contato para o cálculo do desgaste do par roda-trilho. A mecânica do contato avaliada na via em questão pelos autores foi o modelo ANALYN-YAW, proposto por Sichani *et al.* (2014), que avalia a distribuição da pressão de contato considerando a deformação da superfície.

O modelo de desgaste FaStrip-USFD utiliza, com base na mecânica do contato, a tensão de cisalhamento ($q(x, y)$) e o deslizamento durante o contato ($\gamma(x, y)$) para a obtenção do índice de desgaste $I(x, y)$ ($\frac{N}{m^2}$), que é calculado por:

$$I(x, y) = q(x, y) * \gamma(x, y) \quad [2.11]$$

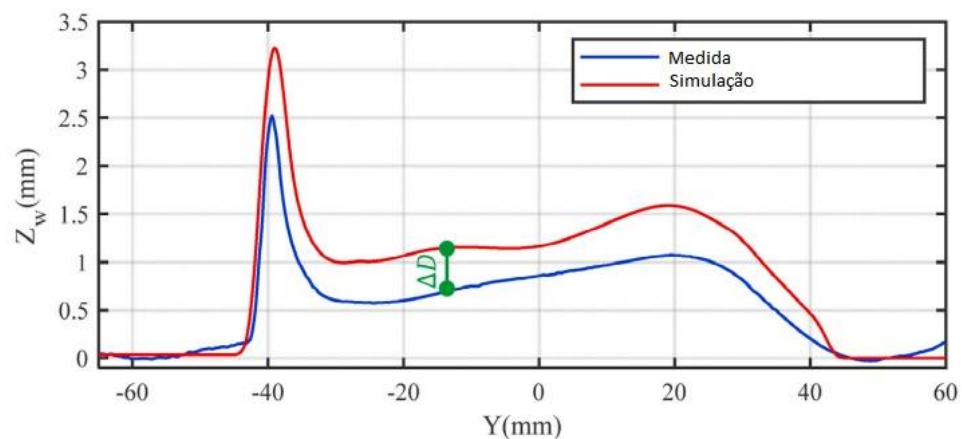
O modelo FaStrip-USFD proposto por Lewis e Dwyer-Joyce (2004), empregado por Ye *et al.*, foi empregado na determinação da taxa de desgaste W_{USFD} ($\frac{kg}{m^3}$). O modelo foi suportado experimentalmente por resultados obtidos

em ensaio *twin-disc*, utilizando roda de aço R8T e trilho UIC60 900A. As equações [2.12] apresentam os valores de taxa de desgaste em função de I .

$$W_{USFD} = \begin{cases} 5,3I \times 10^{-9}, & \text{se } I \leq 10,04 \times 10^6 \\ 55 \times 10^{-9}, & \text{se } 10,4 \times 10^6 < I < 77,2 \times 10^6 \\ 61,9 \times 10^{-9}I - 4,7237, & \text{se } 77,2 \times 10^6 \leq I \end{cases} \quad [2.12]$$

A partir da geração do modelo de desgaste, conforme Equação 2.12, é possível gerar o perfil de desgaste da roda após percorrer toda extensão da via (15296 km), conforme está representado na Figura 33. A figura compara os resultados de desgaste previstos e medidos na própria roda após percurso de toda extensão da via.

Figura 33 – Comparação entre os resultados medidos e simulados de desgaste na roda R8T.



Fonte: Adaptado de Ye *et al.* (2021).

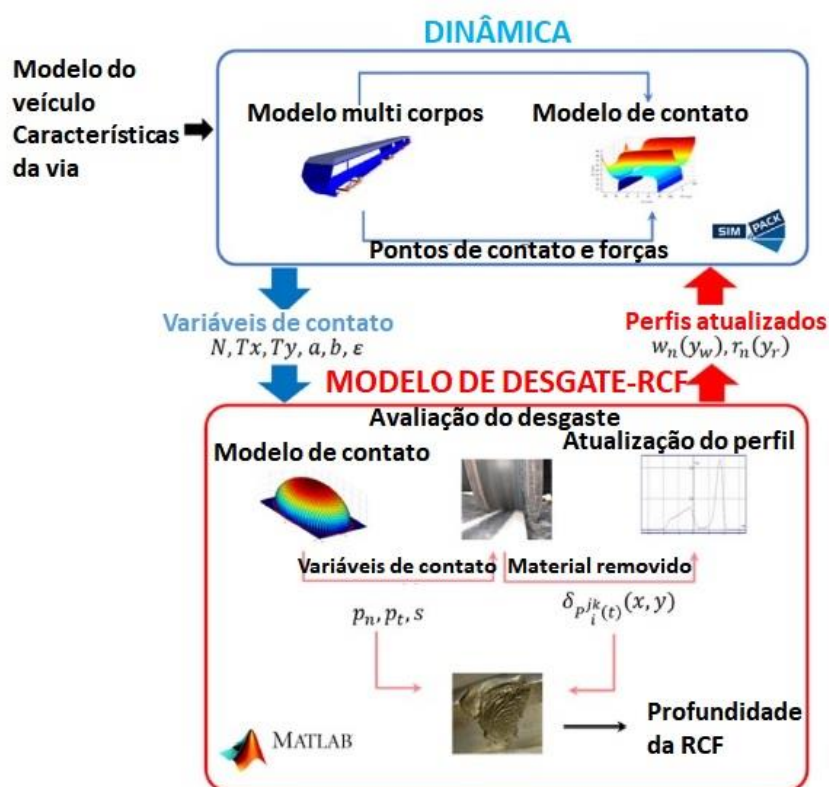
A partir da Figura 32, nota-se uma aderência apreciável dos resultados simulados. Segundo os autores, a diferença ΔD está relacionada com variações do coeficiente de atrito, desvio do comportamento das propriedades mecânicas dos materiais envolvidos na análise e pela simplificação dos modelos ANALYN-YAW (mecânica do contato) e FaStrip-USFD (avaliação do desgaste).

2.5.2. Modelo de previsão do desgaste e fadiga de contato no contato roda-trilho

A utilização de modelos de previsão de desgaste e fadiga de contato empregados no contato roda-trilho representa um vasto ramo de estudo da tribologia aplicada a ferrovias. Butini *et al.* (2019) propuseram um modelo que estima o desgaste e a fadiga de contato no contato roda-trilho.

A estrutura do modelo está apresentada na Figura 34.

Figura 34 – Arquitetura do modelo.



Fonte: Adaptado de Butini *et al.* (2019).

A partir da Figura 34, verifica-se que a abordagem adotada pelos autores consiste em duas partes: uma análise dinâmica do sistema e a modelagem do comportamento do desgaste e fadiga de contato (RCF). A análise dinâmica foi realizada por meio do ambiente *Simpack Rail* para avaliação do contato em termos de distribuição de pressão normal e pressão de cisalhamento envolvidos.

Neste caso, os modelos empregados foram desenvolvidos por Malvezzi *et al.* (2008) e Auciello *et al.* (2009), sendo que ambos consideraram a Teoria de

Hertz (1882) e Kalker (1982). Para que esse bloco fosse desenvolvido, foram utilizados como dados de entrada as características do veículo e da via (Linha 1 da via de Florença-Itália).

Para a avaliação do desgaste, foi adotado a avaliação do local de contato (obtido no primeiro bloco da arquitetura do modelo), avaliação do desgaste e atualização do perfil. Para a avaliação do desgaste, foi empregado o conceito do $T\gamma$ (Braghin *et al.*, 2006), para em seguida gerar a atualização do perfil geométrico de contato.

O modelo para a avaliação da fadiga de contato foi implementado de forma concomitante ao modelo de desgaste, sendo a avaliação do material removido e o crescimento de trincas considerados tanto para roda como para o trilho. As pressões de contato, deslizamento durante o contato e o desgaste calculado foram utilizados como dados de entrada para o modelo de fadiga de contato.

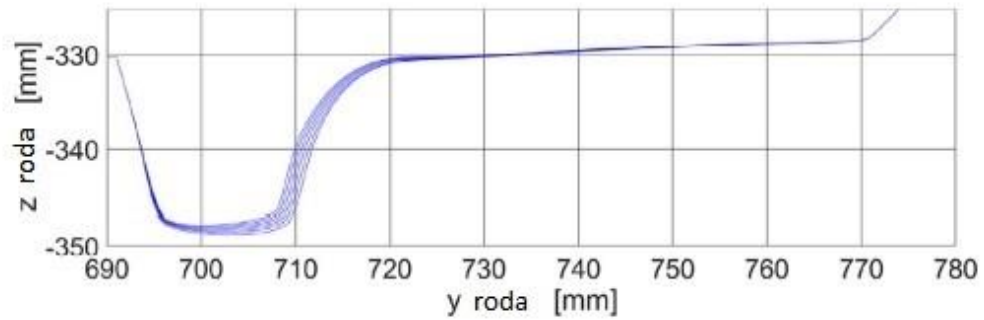
A modelagem do comportamento de desgaste (K_w) segue uma metodologia similar à que foi apresentada no Item 2.4.1, levando à formulação das Equações [2.13].

$$K_w = \begin{cases} 5,3I_w \times 10^{-9}, & \text{se } I_w \leq 10,04 \times 10^6 \\ 55 \times 10^{-9}, & \text{se } 10,4 \times 10^6 < I_w < 77,2 \times 10^6 \\ 61,9 \times 10^{-9}I_w - 4,7237, & \text{se } 77,2 \times 10^6 \leq I_w \end{cases} \quad [2.13]$$

O modelo para a fadiga de contato incorporou o modelo de desgaste para determinar o local e extensão da trinca a ser nucleada e que irá ser propagada ao longo do material.

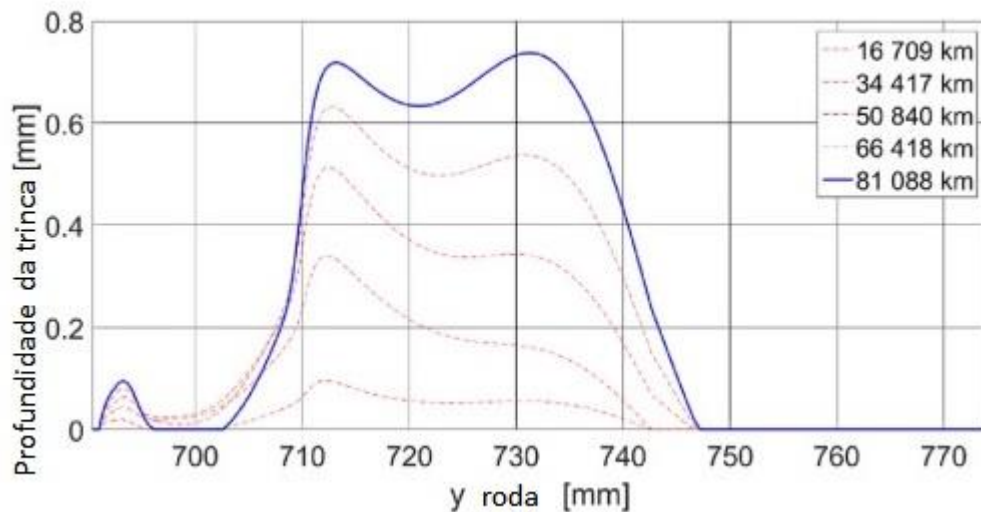
Os resultados da modelagem de desgaste e fadiga de contato estão apresentados nas Figuras 35 e 36.

Figura 35 – Simulação do perfil de desgaste da roda.



Fonte: Adaptado de Butini *et al.* (2019).

Figura 36 – Simulação da evolução do crescimento de uma trinca por fadiga de contato.



Fonte: Adaptado de Butini *et al.* (2019).

Os resultados obtidos pelos autores, conforme destacado no artigo, carecem de validação com dados de campo, a fim de que o modelo desenvolvido seja aceito ou refutado. Porém, destaca-se que a metodologia desenvolvida apresenta a vantagem de unificar a avaliação do desgaste e fadiga de contato em uma única análise (Butini *et al.*, 2019).

2.5.3. Elementos finitos acoplados a análises termomecânicas de desgaste e fadiga de contato de um trilho de aço sob diferentes razões de deslizamento

Uma consideração dos efeitos de pressão de contato e efeitos térmicos foi proposta por Lian *et al.* (2020), a fim de avaliar a evolução da temperatura do boleto, assim como estimar a relação entre a razão de deslizamento e a vida do componente sob condições de fadiga de contato. Considerações acerca da razão de deslizamento e seu impacto no desgaste do trilho foram consideradas.

A metodologia empregada pelos autores está representada na Figura 37, onde se percebe que a modelagem via elementos finitos consiste em duas etapas. Na primeira, é analisada a resposta elasto-plástica do material e o efeito térmico associado ao contato roda-trilho, enquanto na segunda etapa é analisado o deslocamento da pressão de contato e da fonte de calor, a fim de simular os seus respectivos comportamentos com a passagem de diversas rodas ao longo da via. Em seguida, a avaliação da fadiga de contato (Ringsberg *et al.*, 2000) e desgaste do trilho (Franklin; Widiyarta; Kapoor, 2001) foram introduzidos ao modelo.

As análises dos autores foram desenvolvidas no software ANSYS/LS-DYNA (ver. 18.1), com a introdução da dependência da temperatura no comportamento do material empregado no modelo. Os resultados das simulações foram processados por intermédio do LS-PREPOST.

Os parâmetros dos materiais do tribossistema roda-trilho considerados dependentes da temperatura foram: módulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e tensão de escoamento.

A realização das análises da distribuição de temperatura foi acompanhada de informações sobre os pontos do contato em que a temperatura é máxima, e como foi o comportamento da deformação plástica após a passagem da roda sobre o boleto. Em seguida, foram aplicados os modelos de desgaste e de vida sob condições de fadiga de contato para o tribossistema, conforme apresentado nas Figuras 38 e 39.

As análises da vida em fadiga (N_f) do trilho foram avaliadas a partir da tensão de cisalhamento, que é um fator dominante para esse modo de dano (Lian *et al.*, 2020), sendo o método de avaliação (Kapoor, 1994) (Seo *et al.*, 2011) dado por:

$$\frac{\Delta\gamma_{max}}{2} \left(1 + K \frac{\sigma_{n,max}}{\sigma_y} \right) = \frac{\tau_f}{G} (2N_f)^b + \gamma_f (2N_f)^c \quad [2.14]$$

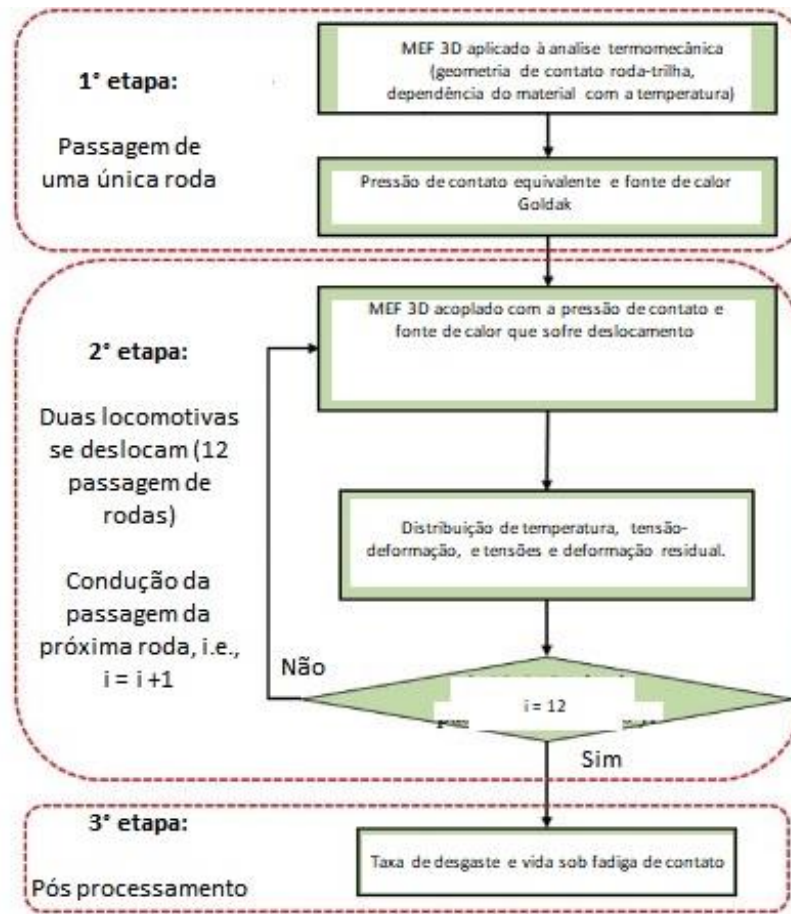
Onde $\Delta\gamma_{max}$ representa a variação da tensão de cisalhamento, $\sigma_{n,max}$ é a máxima tensão normal no plano de $\Delta\gamma_{max}$, σ_y é a tensão de escoamento, K representa uma constante do material, τ_f e γ_f são a resistência a tensão de cisalhamento e o coeficiente de ductilidade de fadiga de cisalhamento, b e c representam a resistência à fadiga e o expoente de ductilidade à fadiga. Maiores detalhes a respeito do método podem ser encontrados em (Seo *et al.*, 2011).

O modelo de avaliação do desgaste empregado pelos autores foi baseado no modelo de “blocos”, que foi introduzido em artigos de Kapoor e Franklin (2000) e Franklin *et al.* (2001). Para materiais empregados em trilhos, quando a tensão de cisalhamento máxima (τ_{max}) supera a resistência ao cisalhamento (k_{eff}), a deformação plástica é induzida. O incremento de deformação plástica ($\Delta\gamma$) é dado por:

$$\Delta\gamma = C \left[\left(\frac{\tau_{max}}{k_{eff}} \right) - 1 \right] \quad [2.15]$$

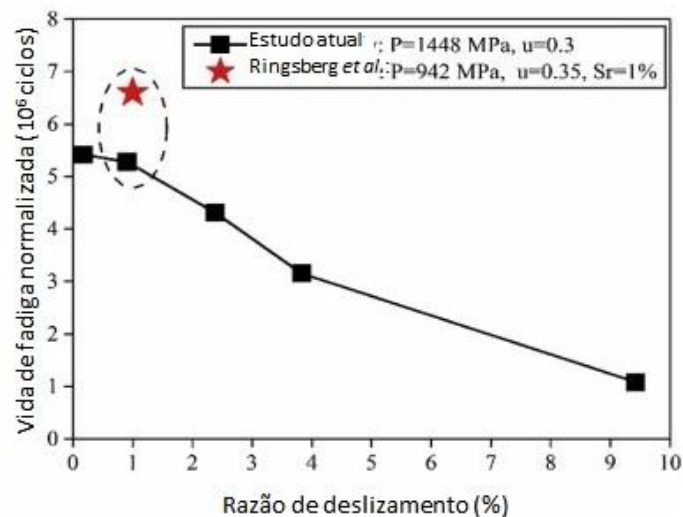
onde C é uma constante do material.

Figura 37 – Metodologia de avaliação do desgaste e fadiga de contato.



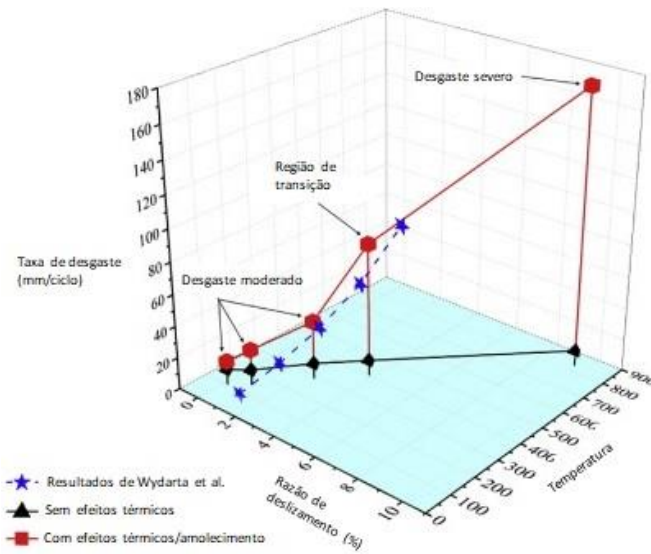
Fonte: Adaptado de Lian *et al.* (2020).

Figura 38 – Vida sob condições de fadiga normalizada sob diferentes razões de deslizamento em relação a Ringsberg *et al.* (2000).



Fonte: Adaptado de Lian *et al.* (2020).

Figura 39 – Influência da razão de deslizamento na temperatura e taxa de desgaste.

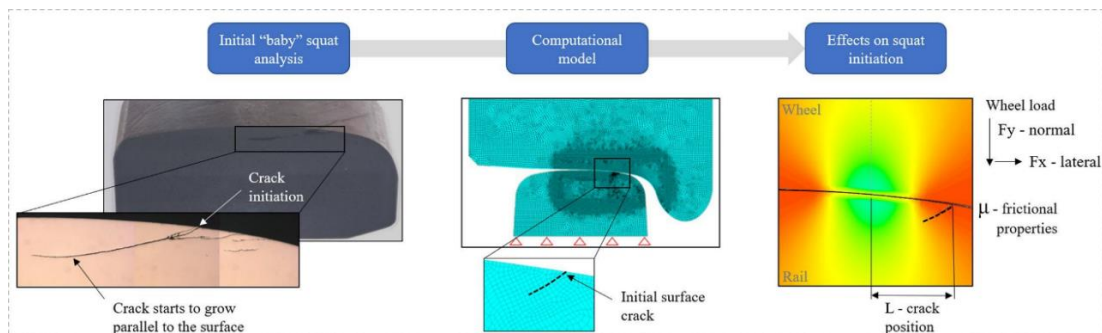


Fonte: Adaptado de Lian *et al.* (2020).

2.5.4. Mecanismos de nucleação de *squat* em um modelo de contato roda-trilho

O trabalho de Baltic e Daves (2022), dedicado à avaliação dos mecanismos de nucleação de *squat*, foi baseado em um modelo 2D da seção transversal do contato roda-trilho. Os parâmetros que governam esse fenômeno foram avaliados por meio de análises da mecânica do contato e suas respectivas variações sobre a nucleação e propagação de trincas (Figura 40), além de considerações a respeito de forças transversais e variações das propriedades do atrito para o início do *squat*.

Figura 40 - Visão geral da metodologia de avaliação dos mecanismos de iniciação do *squat* no contato roda-trilho.

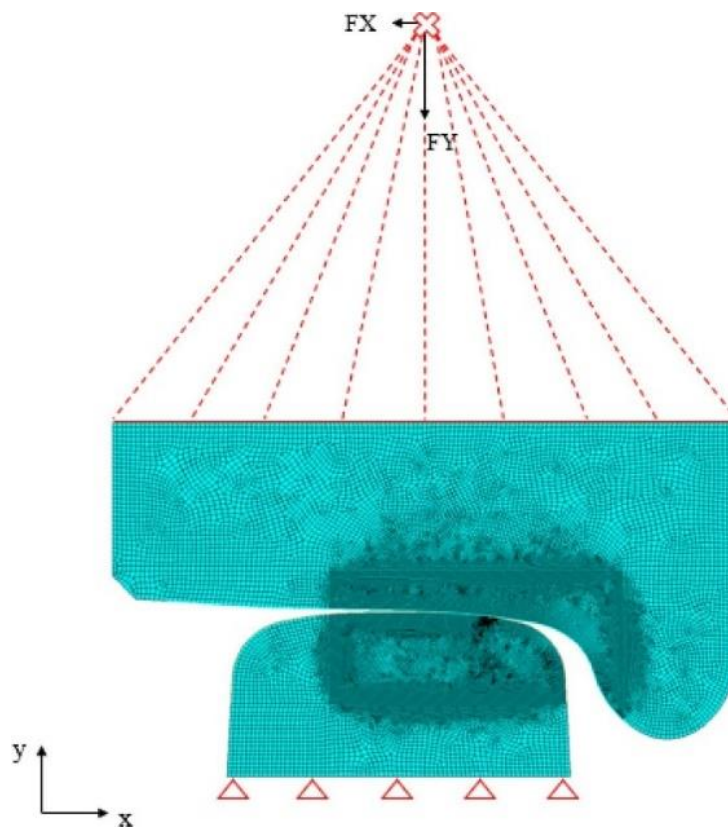


Fonte: Baltic e Daves (2022).

Os autores apresentam um modelo de contato roda-trilho via M.E.F. que considera uma seção transversal do contato roda-trilho (Figura 41). Os elementos foram considerados como sólidos homogêneos e modelados considerando a teoria da elasticidade.

O modelo considera o estado plano de deformação e permite a aplicação de forças normal e lateral a partir de um ponto referência acoplado à roda. No modelo, foi adotado um valor de coeficiente de atrito de 0,5. A base do trilho foi fixada nas direções O_x e O_y , e o valor da força normal variou de 5 a 15 kN, enquanto o valor da força lateral variou de 0 a 3 kN.

Figura 41 - Modelo bidimensional da interação do contato roda-trilho, onde os nós do topo da roda são acoplados no ponto de referência localizado acima. As cargas normal e lateral são aplicadas no ponto de referência. Os nós da base do trilho são engastados na direção O_x e O_y .



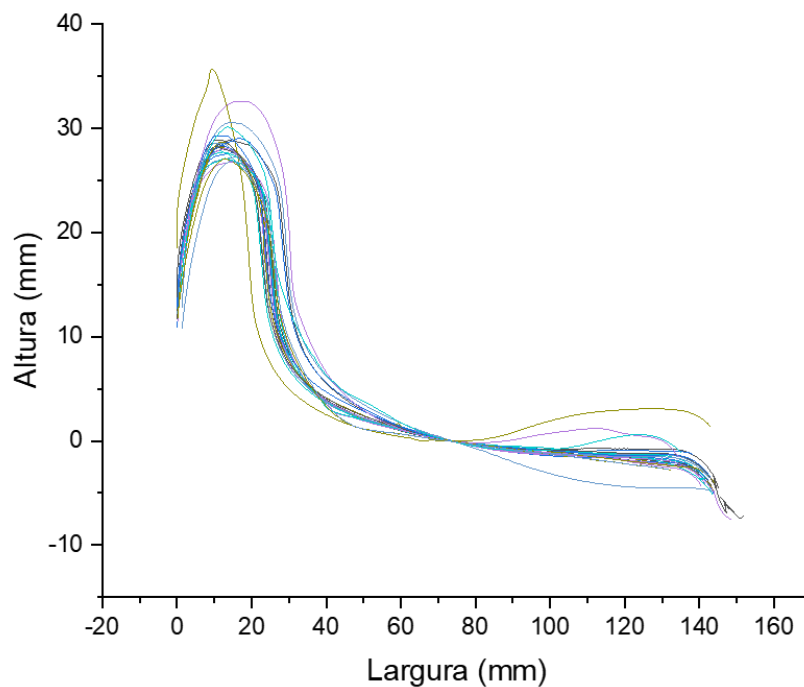
Fonte: Baltic e Daves (2022).

3. Materiais e Métodos

3.1. Aquisição e tratamento dos perfis geométricos de roda e trilho

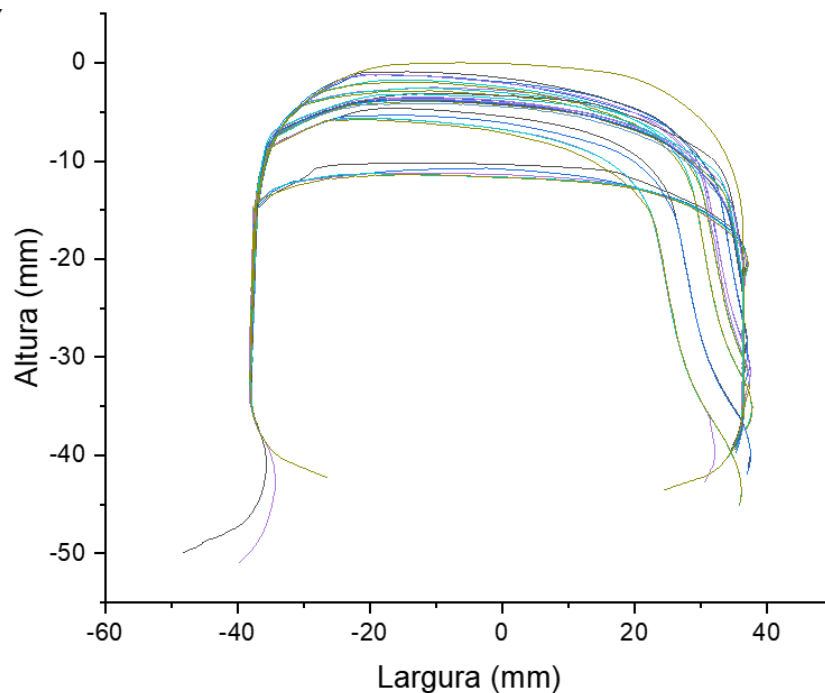
O desenvolvimento de modelos computacionais para avaliação do contato roda-trilho via M.E.F. necessita de dados dos perfis geométricos de roda e trilho, bem como as propriedades mecânicas dos materiais. No contexto do projeto “Integração de modelo de elementos finitos (M.E.F.) e aprendizado de máquina (ML) para a análise do grau de severidade no sistema roda-trilho”, parceria entre o LFS-EPUSP e a Vale S.A., foram compartilhados diversos perfis de roda (aproximadamente 1000 perfis) e trilho (400 perfis) tanto da EFVM e EFC. As Figuras 42 e 43 apresentam alguns exemplos dos perfis recebidos.

Figura 42 - Perfis geométricos de rodas AAR Class C



Fonte: Lima *et al.* (2023).

Figura 43 - Perfis geométricos do trilho AREMA TR68



Fonte: Lima *et al.* (2023).

Os perfis geométricos, ao serem recebidos, foram tratados no software MATLAB®, a fim de normalizar os pontos iniciais e finais das rodas, o que beneficia o processo de modelagem.

3.2. Modelos de contato roda-trilho via M.E.F.

Um modelo desenvolvido utilizando o (M.E.F.) permite avaliar o comportamento de um sistema mecânico de forma virtual, produzindo diversas informações que não são facilmente obtidas experimentalmente, incluindo as deformações e tensões subsuperficiais e nas regiões de contato durante o movimento relativo entre dois corpos.

O M.E.F. permite desenvolver modelos virtuais realísticos, que demandam a inclusão de características complexas de sistemas mecânicos, tais como deformações não lineares, propriedades elasto-plásticas dos materiais e encruamento cíclico. A combinação dessas características com a dinâmica dos sistemas permite também avaliar fenômenos tribológicos, incluindo modos de desgaste e fadiga de contato, e a resposta dos sistemas sob diferentes estímulos

externos, como observado em Bernardes *et al.* (2020), Seriacopi *et al.* (2020), Seriacopi *et al.* (2019), Fukumasu *et al.* (2017), Fukumasu *et al.* (2016), Seriacopi *et al.* (2016), Fukumasu e Souza (2014) e Fukumasu *et al.* (2005).

Com o avanço dos softwares de M.E.F., é possível considerar diversos fatores que influenciam o comportamento do contato roda-trilho, tal como a geometria e a não-linearidade dos materiais, permitindo a modelagem de casos diversos, tal como o contato roda-trilho aplicado para avaliação de defeitos e vibrações associadas ao deslocamento de composições ao longo de uma via (WU; WANG; PAN; HU; XU; YE; YAN; ZHANG, 2023), (CHEN; ZHOU; OUYANG; JIN; ZHU; LIU, 2010).

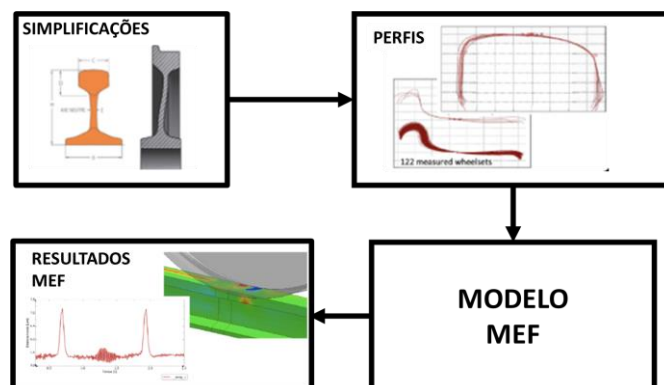
3.3. Modelo 3D Dinâmico

O modelo 3D Dinâmico possui como característica a avaliação do comportamento do modelo sob condições dinâmicas, onde efeitos da influência de parâmetros, tal como a velocidade e aceleração, influenciam o comportamento mecânico e tribológico do modelo, além de fornecer uma compreensão ampla dos fenômenos associados (AN; SUN; LIU; TAO; QIAN; WANG, 2023).

3.3.1. Metodologia

A Figura 44 mostra a sequência da metodologia para a modelagem por M.E.F. adotada. A Etapa 1 é baseada na avaliação e simplificação do sistema roda-trilho a ser modelado. A Etapa 2 consiste na definição das variáveis de interesse e sua faixa de trabalho. Para o desenvolvimento dos modelos via M.E.F., foi priorizado a geometria dos perfis do par roda-trilho e suas variações devido ao processo de desgaste, desconsiderados outros aspectos como a presença de defeitos superficiais. A Etapa 3 baseia-se na montagem do modelo pelo M.E.F. com as características desejadas. No caso do presente projeto, o modelo consiste no movimento das rodas de um rodeiro de transporte de carga em condições de deslocamento em trecho de tangente.

Figura 44 - Fluxograma da metodologia adotada para o desenvolvimento do modelo em M.E.F. do sistema roda-trilho. As etapas foram estruturadas como Etapa 1: simplificações do sistema roda-trilho; Etapa 2: definição das variáveis de interesse (geometria dos perfis desgastados); Etapa 3: diferentes resultados que serão conjugados e comparados com resultados experimentais; Etapa 4: validação dos resultados de simulação obtidos por M.E.F.

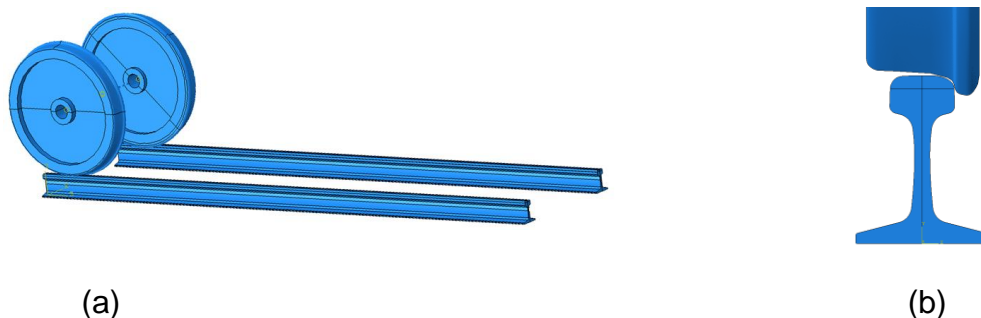


Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

3.3.2. Elaboração do modelo 3D dinâmico para o contato roda-trilho

O Modelo 3D Dinâmico, desenvolvido pelo Dr. Newton Kiyoshi Fukumasu, visa representar o contato roda-trilho por meio da interação entre um rodeiro em contato com a via, como ilustrado na Figura 45a. A Figura 45b apresenta um detalhe da região de contato do lado esquerdo do sistema roda-trilho.

Figura 45 - Modelo inicial em M.E.F. do sistema roda-trilho: (a) modelo composto por duas rodas (meio truque) e dois segmentos tangentes de trilho; e (b) detalhe da região do contato roda-trilho com geometria original.



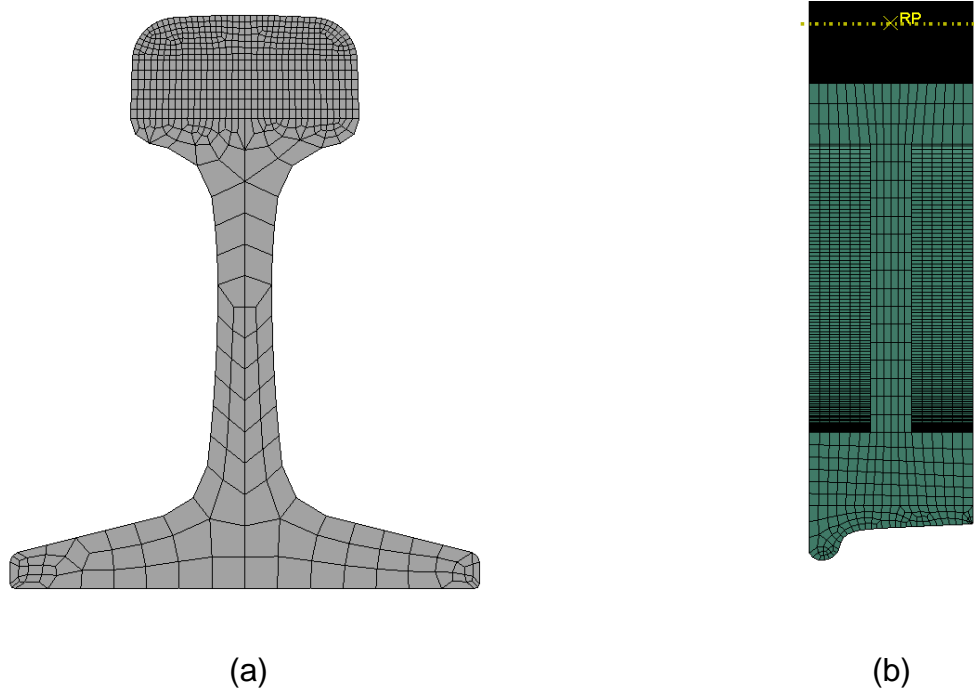
Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

Nenhuma estrutura abaixo dos trilhos foi incluída, de modo que os trilhos foram considerados fixados no solo. O segmento tangente de trilho foi delimitado em 5 m de comprimento, o que garante um tempo de trajeto equivalente a 0,2 segundo. Esse período é suficiente para estabilizar a área de contato e minimizar

oscilações devidas à dinâmica do sistema, pois o algoritmo selecionado para a solução temporal das equações que governam os fenômenos físicos considerados possui avanço temporal explícito.

Nesta etapa do trabalho, a malha utilizada na discretização dos componentes apresenta elementos não refinados (Figura 46), de modo que nenhum estudo de convergência foi realizado sobre essas malhas. Esse estudo foi conduzido na etapa 4, abaixo, ao se comparar o campo de tensões e pressão de contato entre o caso preliminar e o com a discretização refinada.

Figura 46 - Detalhe das malhas utilizadas para a discretização do trilho (a) e da roda (b).

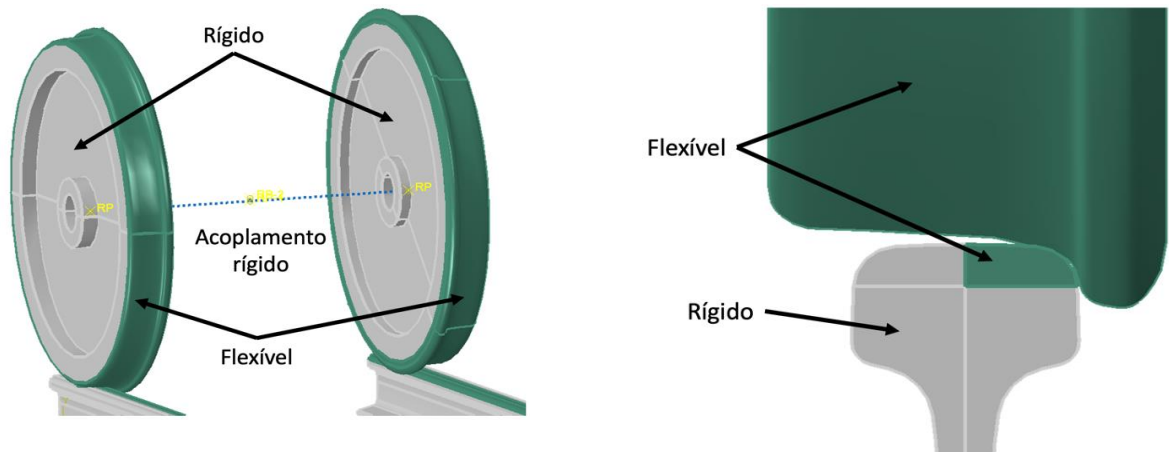


Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

De modo a reduzir o tempo de processamento, apenas as regiões de interesse próximas ao contato foram definidas com comportamento flexível. Na Figura 47 é possível identificar as regiões admitidas como rígidas (cinza) e flexíveis (verde). A região central das rodas e o acoplamento entre elas foi considerado rígido, de modo que a velocidade de translação e rotação em torno do eixo do rodeiro são iguais. Esse acoplamento foi feito utilizando um elemento de viga, o qual restringe os graus de liberdade das duas rodas, forçando o mesmo movimento de translação e rotação em torno do eixo da roda. Essa

configuração foi adotada de modo a permitir que o centro de massa se desloque e encontre o ponto de equilíbrio para os carregamentos aplicados. A Figura 47b detalha a região de contato. A carga empregada no modelo foi de 269,5 kN (Sá *et al.*, 2022).

Figura 47 - Montagem do modelo em M.E.F. do sistema roda-trilho: (a) regiões com comportamento rígido (cinza) e flexível (verde), e acoplamento rígido entre as rodas representado por uma viga; e (b) detalhe da região de contato.



Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

3.4. Modelo 2D Quase-Estático Simétrico

3.4.1. Introdução

Para a avaliação das tensões, deformações plásticas e forças associadas ao contato roda-trilho, o modelo 3D via M.E.F. fornece uma vasta gama de resultados. Todavia, o tempo de processamento computacional revela-se um fator crítico para sua utilização na geração de dados, por exemplo, quando é necessário um grande volume de dados (simulações numéricas) para alimentar uma rede de inteligência artificial. Desta forma, faz-se necessário o desenvolvimento de um modelo de M.E.F. simplificado, com menor custo computacional para simulações.

Na presente seção, apresenta-se um modelo de contato roda-trilho 2D, baseado no trabalho de Batilic e Daves (2022), que considera uma única seção de trilho e de roda. O propósito é avaliar a redução do tempo de simulação, bem como a qualidade dos resultados obtidos pelo modelo.

3.4.2. Metodologia

Os perfis de roda e trilho utilizados no modelo M.E.F. 2D quase-estático, descritos no tópico 3.1, foram tratados antes de serem empregados nas simulações numéricas. Os perfis foram normalizados - foram adotados os mesmos pontos iniciais e finais para roda e trilho, respectivamente, a fim de evitar distorções do modelo de M.E.F. Essas distorções podem implicar na não execução da simulação, bem como ter impacto na qualidade dos resultados. Os dados de propriedades mecânicas empregadas para roda e trilho são baseados no trabalho de Strey *et al.* (2021), correspondendo aos valores de tensões limite de escoamento e módulo de elasticidade para uma roda AAR Classe C e trilho AREMA TR68. Os dados estão reproduzidos na Tabela 4.

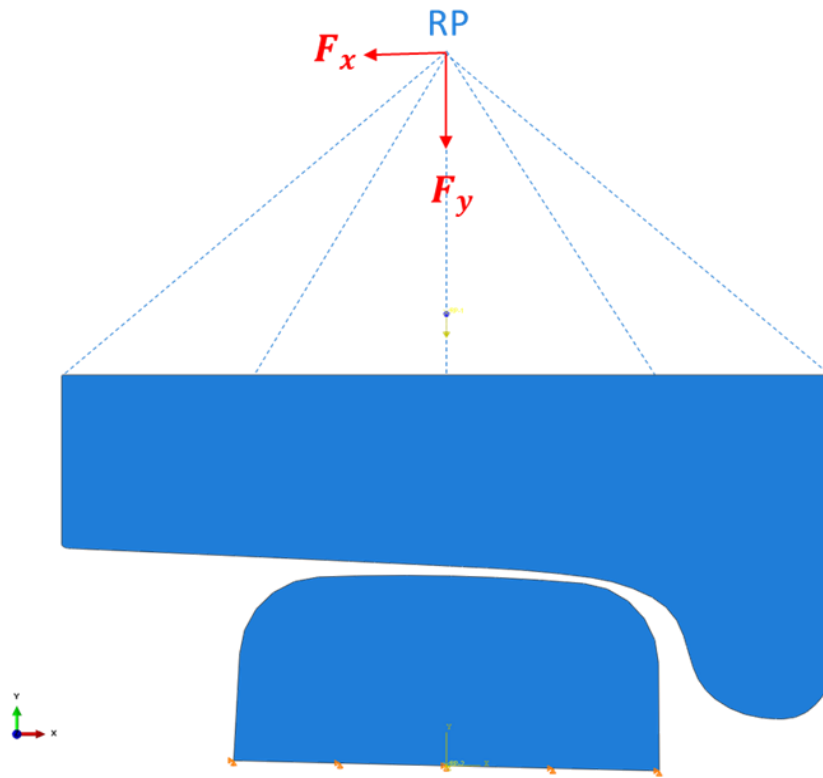
Tabela 4 - Propriedades mecânicas da roda AAR Class C e trilho AREMA TR68

	Tensão limite de escoamento (σ_e)	Módulo de elasticidade (E)	Coefficiente de Poisson (ν)	Tipo de interação	Discretização da malha
AAR Class C	900 MPa	206 GPa	0,3	Hard contact e tangential behavior*	0,5 mm
AREMA TR68	890 MPa	207 GPa	0,3		

* Termo adotado pelo software Abaqus para condições de contato entre as superfícies.

A geração do par roda-trilho consiste: (i) na predefinição do ponto de contato entre os perfis do trilho e da roda; (ii) da definição da condição da interação; (iii) da presença de um valor de coeficiente de atrito, cujo valor adotado foi de 0,3, e (iv) da presença de *cant*, na razão de 1:40. As condições de contorno aplicadas no modelo se basearam no trabalho de Baltic e Daves (2022). A base do boleto é engastada, a roda possui liberdade de deslocamento ao longo da vertical (eixo O_y) e aplicação de carga é feita em um ponto associado à roda, como indicado pela Figura 48.

Figura 48 - Estrutura do modelo 2D quase-estático simétrico

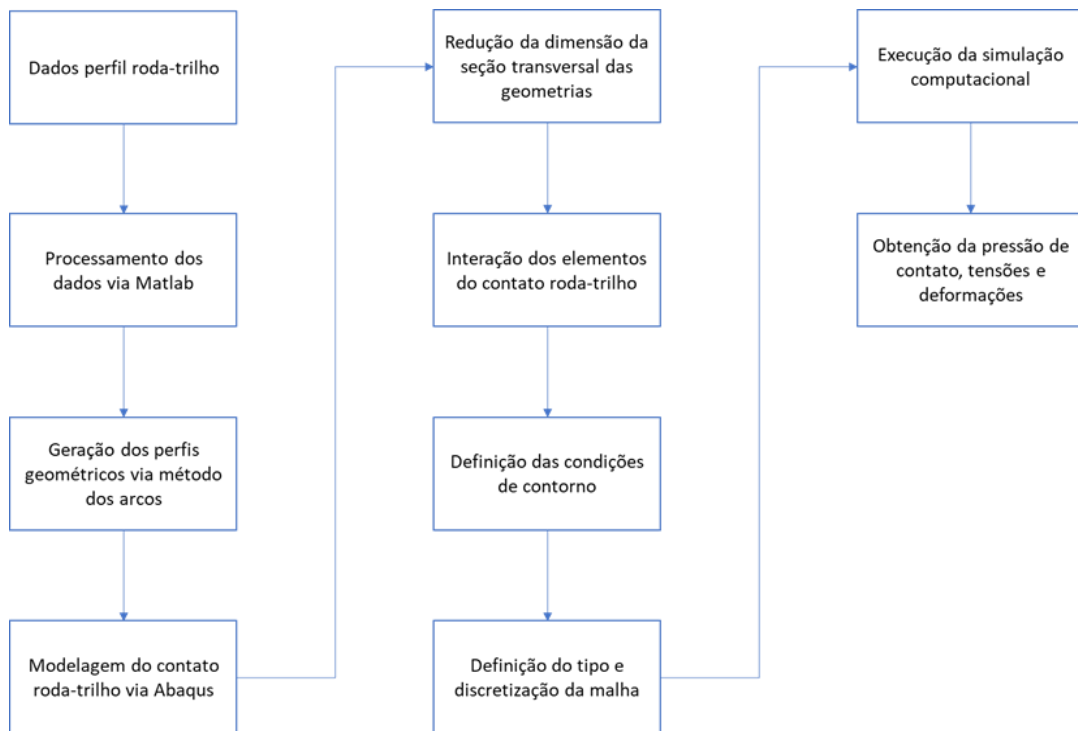


Fonte: Autor (2023).

O processo de desenvolvimento do modelo quase-estático 2D simétrico consiste na aplicação dos dados dos perfis geométricos no ambiente do M.E.F., aplicação das condições de contato e condições de contorno e definição do tipo de malha e distanciamento entre os nós, conforme representado pelas Figuras 49 e 50.

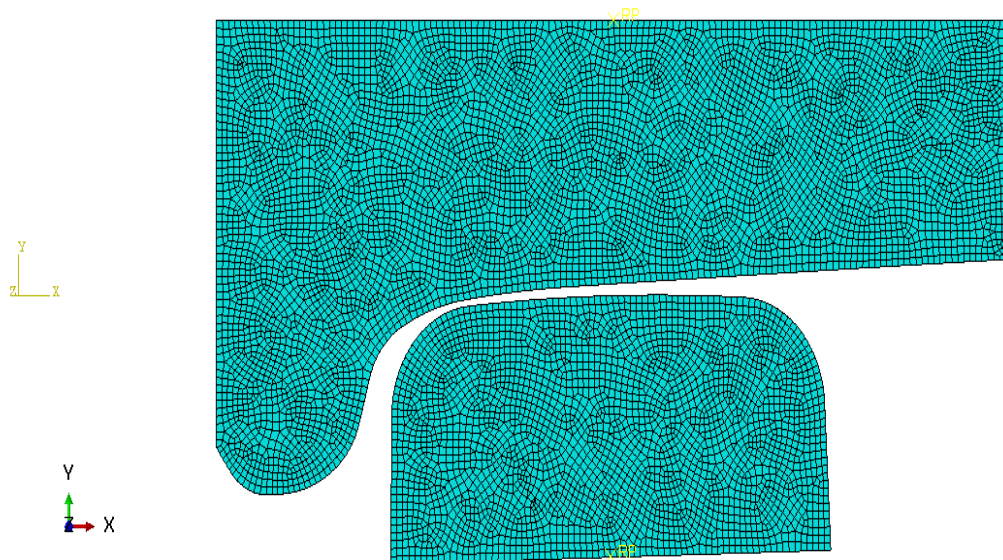
A discretização utilizada no modelo foi realizada com arestas entre os nós com a dimensão de 0,5 mm, a fim de obter um bom custo/benefício entre o tempo de simulação computacional e o grau de detalhes envolvendo os elementos (roda e trilho) do modelo, considerando um estado plano de deformação, de acordo com a Figura 50.

Figura 49 - Metodologia do modelo de contato 2D simétrico



Fonte: Autor (2023).

Figura 50 - Malha utilizada para discretizar o modelo 2D simétrico do contato roda-trilho



Fonte: Autor (2023).

O número total de elementos de malha utilizado na roda foi igual a 26078 (25967 nós), enquanto para a roda usaram-se 25668 (25728 nós) elementos do tipo CPE4, que indica análises com 4 pontos de integração para o estado plano de deformação (EPD).

3.5. Modelo 2D Quase-Estático Não-Simétrico

3.5.1. Introdução

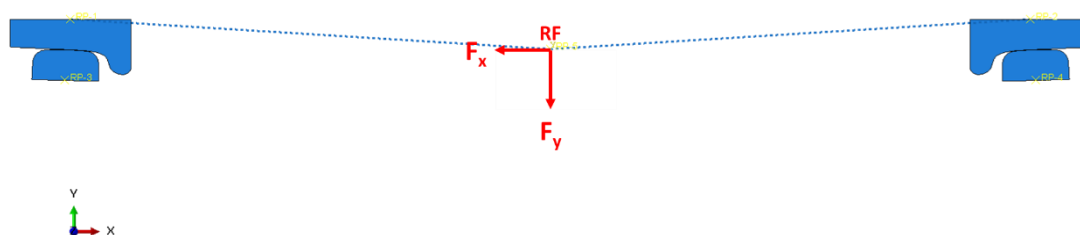
Um modelo complexo 3D de um rodeiro em contato com trilhos foi desenvolvido e apresentado. Porém, este modelo inicial, apesar de apresentar uma grande qualidade de resultados, consome um tempo de processamento inviável para fornecer o volume de resultados necessários para a realização do treinamento de uma rede de IA em desenvolvimento. Dessa forma, de modo a reduzir o tempo de processamento, mas mantendo a não simetria de contato do rodeiro, um modelo 2D composto por dois perfis de rodas em contato com dois perfis de trilhos (via) foi desenvolvido. Esse modelo oferece um ganho no tempo de processamento, mantendo a condição de não simetria no contato roda-trilho, condição essa que se mostrou necessária após as análises do modelo 2D simétrico.

3.5.2. Metodologia

O modelo em M.E.F. desenvolvido nesta etapa, e representado na Figura 51, consiste na reprodução do contato de um rodeiro com os trilhos da ferrovia. Neste caso, é possível realizar qualquer combinação desejada entre os perfis das rodas com os trilhos em análise, uma vez que a normalização dos perfis de roda e trilho, apresentada no tópico 4.2, elimina possíveis distorções de geometria, inviabilizando a realização das simulações computacionais. A grande diferença entre esse modelo e o modelo simétrico é a inclusão da não simetria de perfis, o que permite obter os pontos de contato entre os componentes de forma dependente apenas das condições de contorno, como peso do vagão e carga lateral produzida nas curvas.

A modelagem utilizada nos estudos simula trechos de tangente, considerando os aspectos operacionais das vias operadas pela Vale S.A., tal como 1000 mm de bitola da via, 918 mm de bitola de eixamento (distância entre as faces internas das rodas) e a presença e *cant* (inclinação dos trilhos) na via de 1:40 (Sá *et al.*, 2022).

Figura 51 - Modelo 2D quase-estático não-simétrico aplicado ao sistemas roda-trilho.



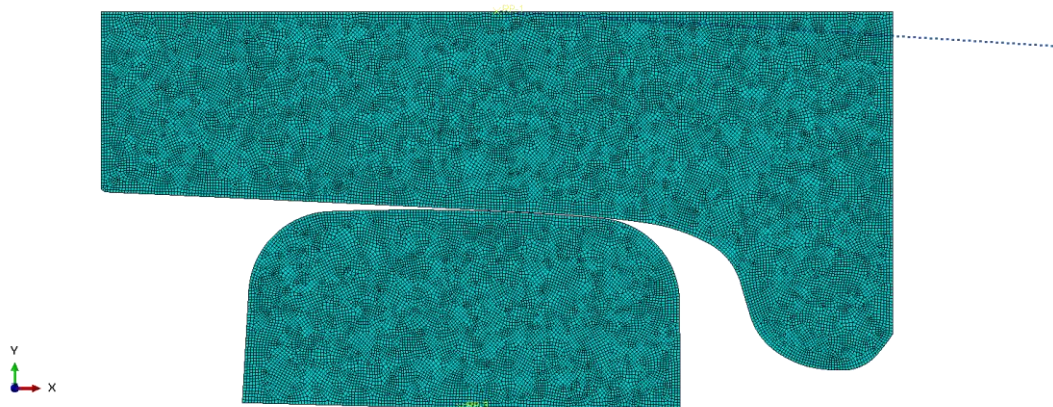
Fonte: Lima *et al.* (2023).

As seções das rodas foram acopladas por uma viga rígida, a qual representa o eixo do rodéiro. No centro deste eixo se encontra o ponto de aplicação da força referente a uma parcela peso do vagão. As seções das rodas podem transladar no plano O_{xy} e rotacionar no eixo O_z . Já as seções dos trilhos possuem suas bases fixadas, de modo a não permitir deslocamentos.

As propriedades dos materiais foram definidas seguindo as normas técnicas, as quais indicam um módulo de elasticidade de 206 GPa, coeficiente de Poisson de 0,3 e tensão de escoamento de 900 MPa para a roda e módulo de elasticidade de 207 GPa, coeficiente de Poisson de 0,3 e tensão de escoamento de 890 MPa para o trilho, como indicado na Tabela 4. O material foi considerado elasto-plástico sem propriedades de encruamento (perfeitamente plástico).

O uso de curvas *spline* para as geometrias da seção da roda e do trilho permitiram uma discretização contínua utilizando uma malha com elementos quadrangulares e triangulares em estado plano de deformações. A discretização da superfície foi feita com arestas de 1 mm de comprimento, de modo a apresentar o melhor custo/benefício entre a representação de detalhes do perfil geométrico e o tempo necessário para a simulação. Foram utilizados, aproximadamente, 6.400 elementos em cada roda e 2.800 elementos para cada topo de trilho, totalizando 18.400 elementos. Os elementos utilizados foram do tipo CPE4, indicando o uso de 4 pontos de integração em estado plano de deformações. A Figura 52 destaca o conjunto esquerdo do modelo, onde é apresentada a malha utilizada.

Figura 52 - Malha utilizada para discretizar os componentes do modelo 2D não simétrico do sistema roda-trilho. Em destaque o conjunto esquerdo do rodeiro e via.



Fonte: Autor (2023).

3.5.3. Determinação da força equivalente para um Modelo 2D Quase-Estático

A partir da distribuição da pressão de contato de um modelo dinâmico 3D, uma certa direção do caminho do contato roda-trilho pode ser selecionada e o modelo 2D quase-estático pode ser empregado para calcular o carregamento naquela direção. A partir do modelo tridimensional, a pressão máxima de contato (p_o) e a metade da largura do contato roda-trilho na direção adotada (a_{3D}) são adotadas, conforme Figura 53.

Para reproduzir as mesmas condições de contato elástico em um modelo 2D, as equações de Hertz (1882) foram empregadas. A formulação detalhada para o contato elástico foi simplificada com as suposições de que os corpos em contato possuem módulos de elasticidade (E) e coeficiente de Poisson (ν) iguais e que um corpo é plano, enquanto o outro possui um raio R , conforme apresentado por Kunz (2009). Portanto, a largura da interface de contato 2D, a^{2D} , e a pressão máxima de contato ao longo da interface (p_o^{2D}) são dados em função da força em relação à espessura, conforme equações abaixo:

$$a^{2D} = 1,5981 \sqrt{\frac{FR(1-\nu^2)}{E}} \quad [3.1]$$

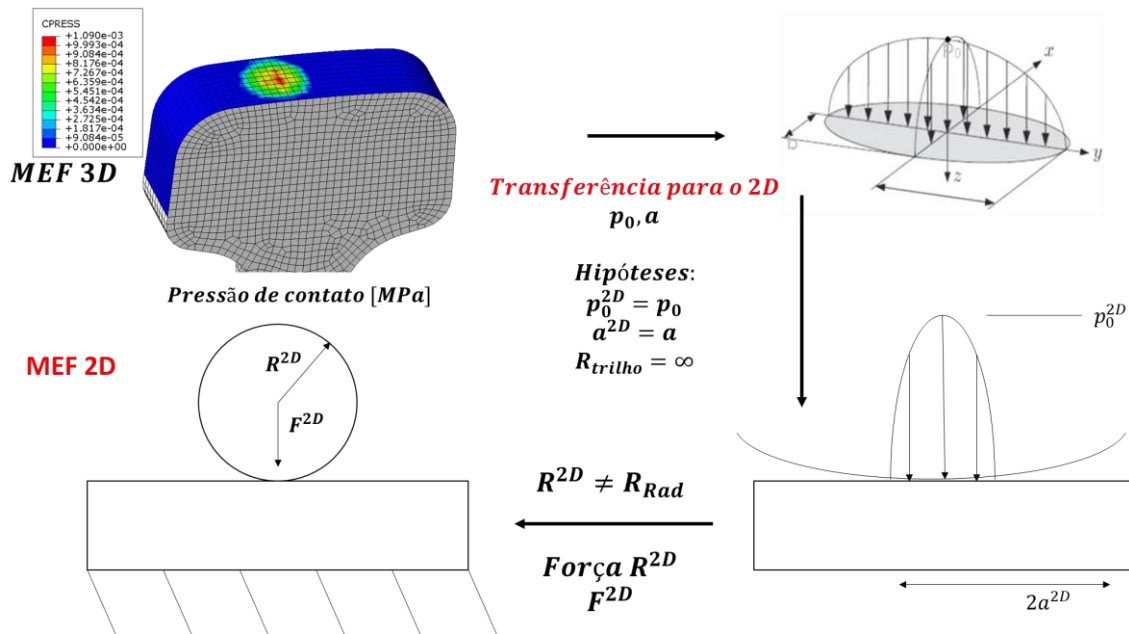
$$p_o^{2D} = 0,3988 \sqrt{\frac{FE}{R(1-\nu^2)}} \quad [3.2]$$

A partir destas equações, os parâmetros F e R do modelo 2D podem ser determinados a partir da largura da interface de contato a^{3D} e da pressão máxima de contato p_0^{3D} do modelo tridimensional:

$$R_{2D} = \frac{0,24956a^{3D}E}{p_0^{3D}(1-\nu^2)} \quad [3.3]$$

$$F_{2D} = 1,569a^{3D}p_0^{3D} \quad [3.4]$$

Figura 53 - Metodologia adotada para a transformação do módulo da força aplicada no modelo 3D para o 2D.



Fonte: Autor (2023).

4. Resultados e discussões

Neste tópico serão abordados os resultados principais obtidos nas simulações computacionais dos modelos 3D dinâmico e 2D estático simétrico e não simétrico, sob a óptica do comportamento mecânico e tribológico e das implicações da natureza de cada modelo.

4.1. Modelo 3D Dinâmico

O Modelo 3D Dinâmico, ao permitir uma análise do contato roda-trilho sob condições dinâmicas de carregamento e deslocamento, gera como efeito deletério o elevado tempo de simulação computacional.

Um aspecto a ser destacado é que o atrito definido por Coulomb não é elemento fundamental no contato para simulações dessa natureza, uma vez que a sua contribuição no sistema é baixa para o rolamento ao longo da direção longitudinal e a carga aplicada no modelo (trecho de tangente) é de 269,5 *kN* (Sá *et al.*, 2022).

Os modelos numéricos geram uma grande quantidade de resultados, incluindo pressão interfacial, área de contato e distribuições de tensão e deformação na região próxima ao contato, que podem ser utilizadas para correlação e avaliação de fenômenos de desgaste e fadiga de contato.

As variáveis de entrada de interesse consistem, inicialmente, nos perfis da roda e do trilho. O desenvolvimento do modelo inicial considera quatro condições de contato, conforme indicado na Tabela 5. A condição com perfil desgastado utilizado nesse trabalho foi extrapolada de forma qualitativa de perfis de literatura, os quais indicaram as regiões com maior propensão ao desgaste. Dessa forma, esses perfis desgastados são ilustrativos e foram utilizados para uma análise exploratória do modelo em desenvolvimento.

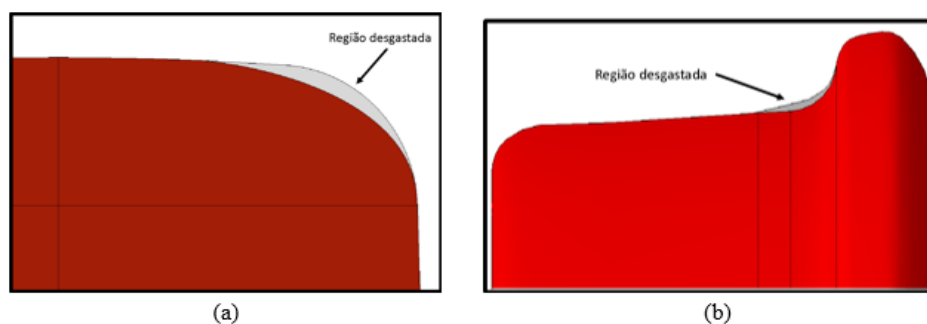
A Figura 54 apresenta a comparação entre os perfis nas condições de novo e desgastado para a roda e para o trilho.

Tabela 5 - Casos simulados no modelo 3D dinâmico

Caso	Condição da roda	Condição do trilho
C1	Novo	Novo
C2	Novo	Desgastado
C3	Desgastado	Novo
C4	Desgastado	Desgastado

Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

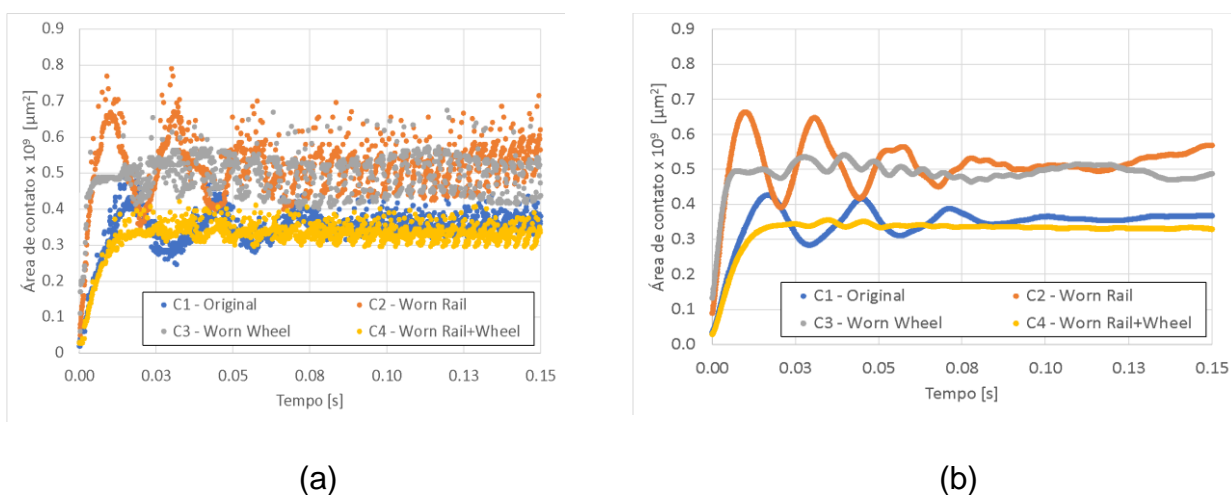
Figura 54 - Comparação entre a geometria original e a desgastada para o trilho (a) e para as rodas (b). Essas geometrias são representativas do processo de desgaste, porém ainda não reproduzem dados experimentais disponíveis na Vale.



Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

A integral da área de contato de um par roda-trilho ao longo do movimento das rodas sobre o trilho pode ser observada na Figura 55. Nessa figura, são comparados os casos da Tabela 4. A Figura 55b permite identificar que tanto o trilho original (C1 – sem desgaste), quanto o caso com ambas as superfícies desgastadas (C4) apresentaram menor área de contato, quando comparados aos casos com apenas uma das superfícies desgastadas (C2 e C3).

Figura 55 - Integral da área de contato ao longo do movimento das rodas sobre os trilhos: a) dados originais e b) dados filtrados com frequência de corte de 100 Hz.

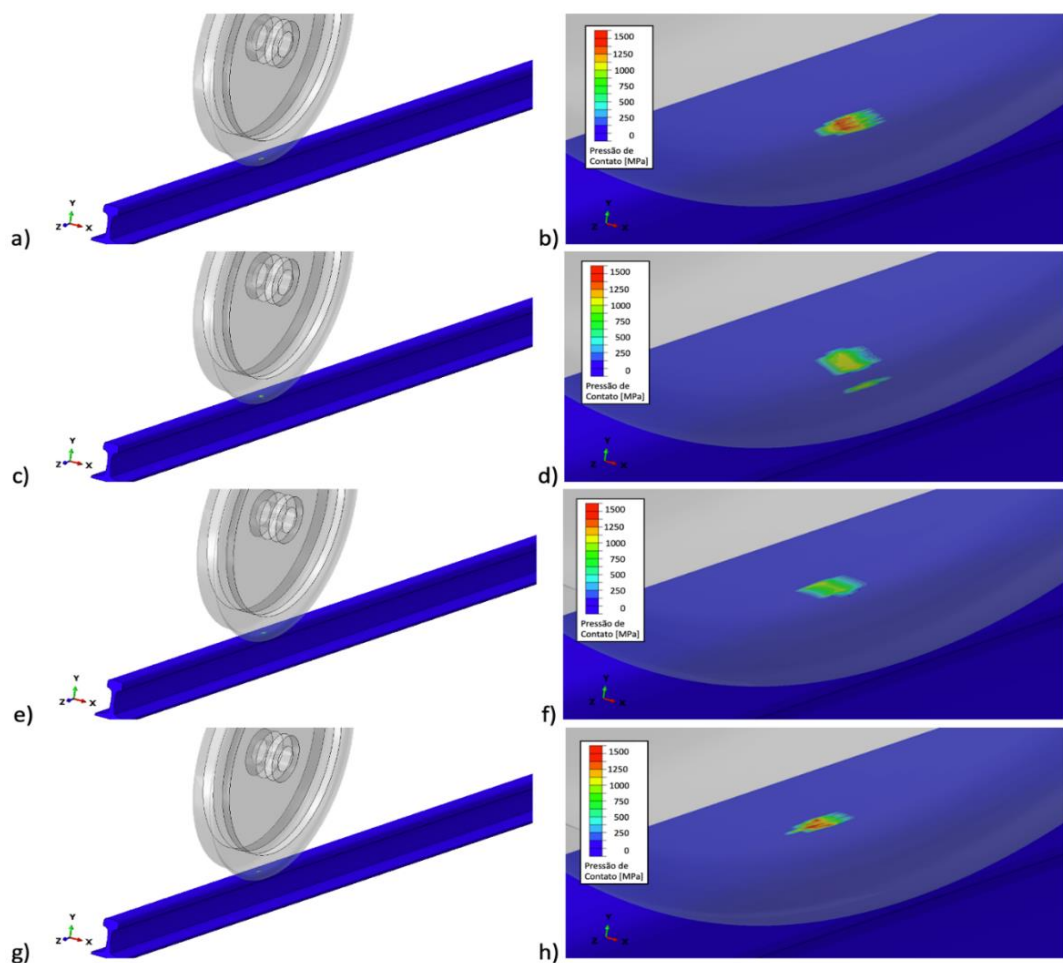


Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

Na Figura 56 é possível observar a distribuição da pressão de contato na interface após a estabilização da área de contato entre a roda e o trilho. Como esperado, as pressões de contato são maiores para os casos C1 e C4, uma vez que as áreas de contato para esses casos são menores (Figura 56b). É interessante notar que um pequeno contato é identificado na lateral do boleto para o caso C2 (Figura 56b), promovido pelo uso do perfil desgastado no trilho.

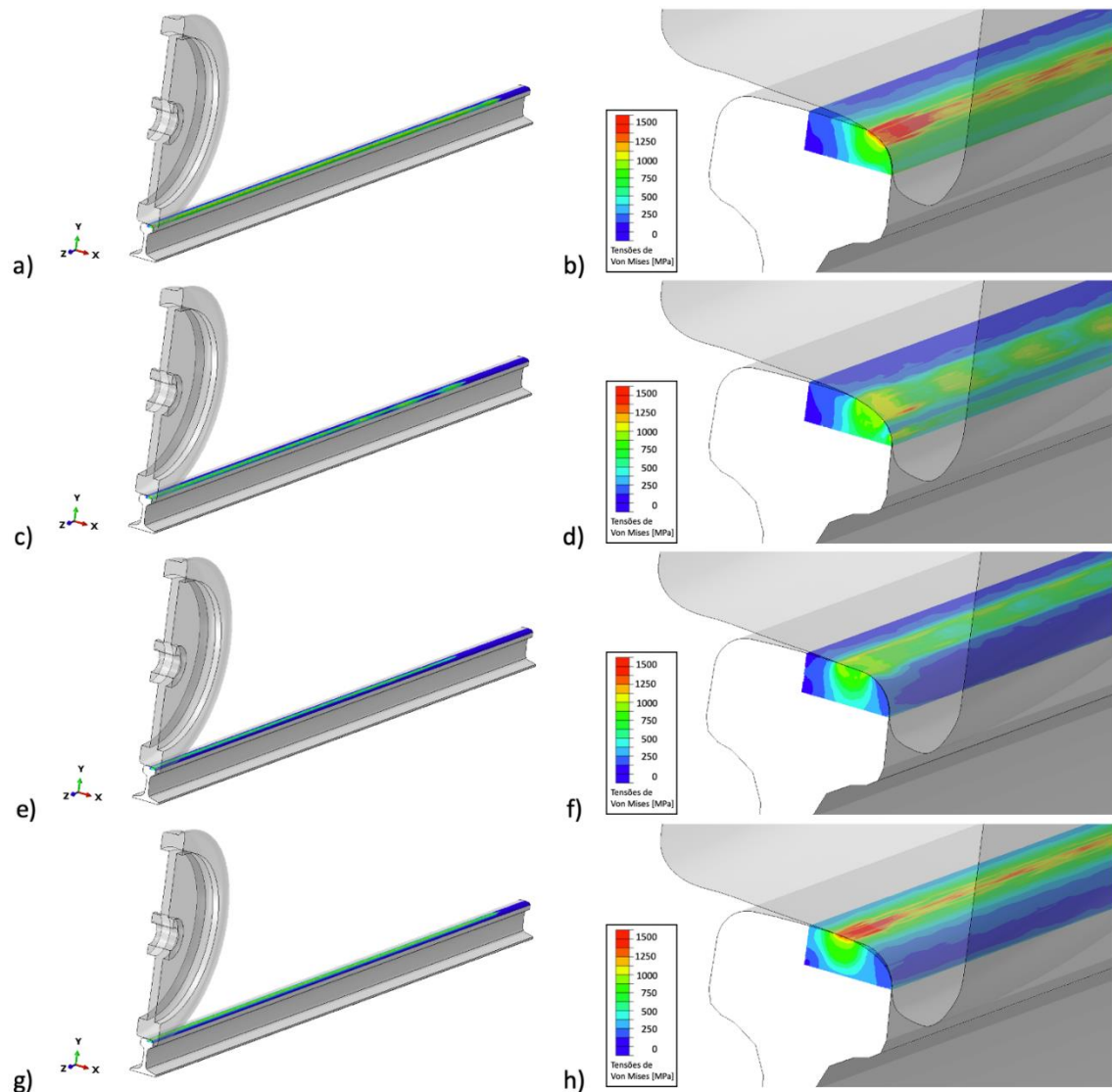
A Figura 57 apresenta a distribuição das tensões de von Mises, enquanto na Figura 58 é possível identificar as regiões com deformação plástica promovida pelo movimento de rolagem da roda sobre o trilho. Essas duas figuras indicam resultados em acordo com os resultados de pressão de contato, em que maior deformação plástica ocorreu para os casos C1 e C4.

Figura 56 - Pressão de contato após estabilização da área de contato entre a roda e o trilho: a) Caso C1 – sem desgaste; c) Caso C2 – com desgaste do perfil do trilho; e) Caso C3 – com desgaste do perfil da roda e g) Caso C4 – com desgaste nos perfis da roda e do trilho. As imagens b, d, f e h representam detalhes da região de contato dos casos C1, C2, C3 e C4, respectivamente.



Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

Figura 57 – Detalhe da distribuição das tensões de von Mises após a estabilização da área de contato entre a roda e o trilho: caso C1 – sem desgaste; c) Caso C2 – com desgaste do perfil do trilho; e) Caso C3 – com desgaste do perfil da roda e g) Caso C4 – com desgaste nos perfis da roda e do trilho. As imagens b, d, f e h, representam detalhes da região de contato dos casos C1, C2, C3 e C4, respectivamente.



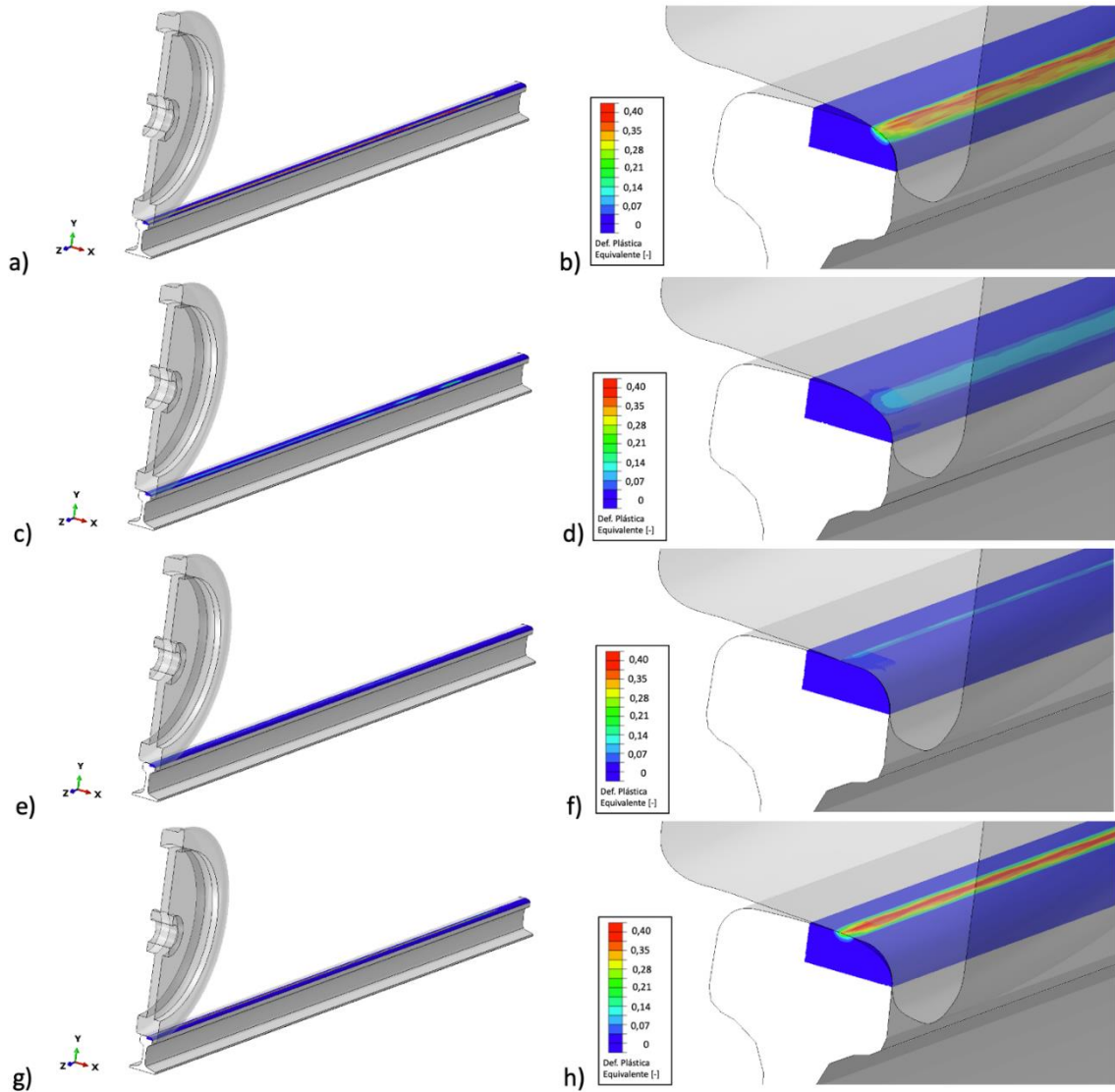
Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

Um dos principais aspectos que pode ser inferido a partir da análise dos resultados das Figura 57 e 58 é a influência que o perfil de roda e trilho desgastado desempenham no estabelecimento de campos de tensões de von Mises (e consequentemente de deformação plástica) mais acentuados do que em casos em que somente um dos elementos possui desgaste e o outro não.

Adicionalmente, destaca-se que para os casos em que os perfis de trilho e de roda de norma, respectivamente AREMA TR68 e AAR Class C, também

apresentam campos significativos de tensões e de deformação plástica, assim como foi apresentado nos casos dos elementos desgastados.

Figura 58 - Detalhe da distribuição da deformação plástica equivalente após estabilização da área de contato entre a roda e o trilho: (a) Caso C1 – sem desgaste; c) Caso C2 – com desgaste do perfil do trilho; e) Caso C3 – com desgaste do perfil da roda e g) Caso C4 – com desgaste nos perfis da roda e do trilho. As imagens b, d, f e h representam detalhes da região de contato dos casos C1, C2, C3 e C4, respectivamente.



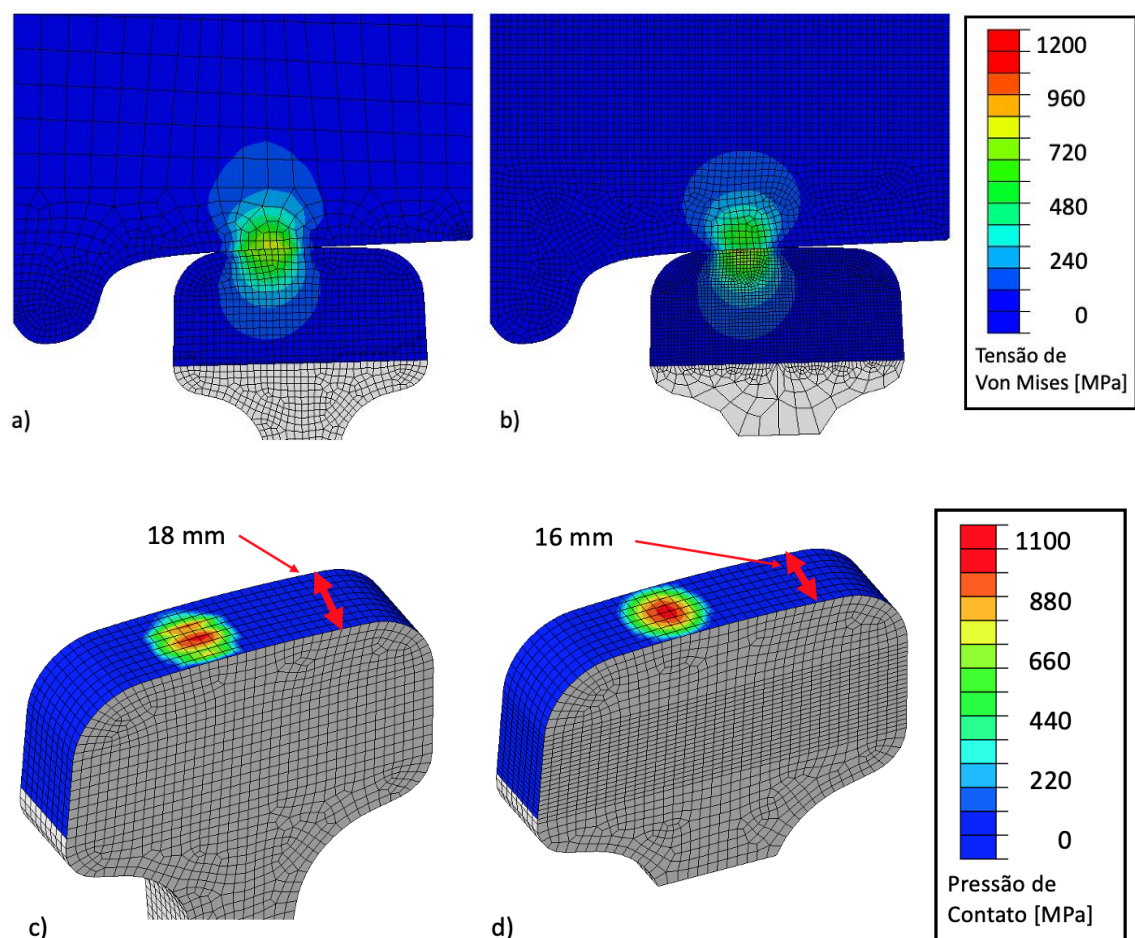
Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

O grau de discretização do modelo 3D dinâmico pode ser um dos aspectos mais sensíveis para a determinação da força equivalente a ser aplicada no modelo 2D quase-estático. Conforme apresentado na Equação 4, a força equivalente é função da pressão de contato máxima e do parâmetro a da área

de contato. O impacto da diferença do grau de discretização das malhas pode ser avaliado na Figura 59.

Na figura, são comparadas simulações com 10.376.874 elementos e 22.974.400 elementos, associadas a tempos de simulação de 14 e 22 horas, respectivamente, sendo que para aplicações para geração de bancos de dados para redes de IA (que para o projeto ao qual este trabalho está inserido o volume mínimo de simulações – dados – é 1000), o tempo médio de simulação é inviável.

Figura 59 - Comparativo do efeito de refino na malha: distribuição da tensão de Von Mises na seção transversal do caso não-refinado (a) e refinado (b); distribuição da pressão de contato na superfície do trilho para os casos não-refinado (c) e refinado (d).



Fonte: Fukumasu *et al.* (2022).

A Figura 59a e a Figura 59b indicam que houve pouca variação em termos dos valores globais das Tensões de von Mises devido ao refino aplicado e considerando o coeficiente de atrito nulo. Os resultados referentes ao efeito do atrito reforçam os dados encontrados na literatura, ao indicar que as condições

de contato em movimento tangente e no plano se aproximam do rolamento puro, sem uma parcela de deslizamento significativa na região de contato. Comparando-se as Figura 59a e a Figura 59b, o efeito mais significativo se deu na distribuição espacial da pressão de contato, o que se deve diretamente ao refino da malha, pois maior grau de discretização geralmente resulta em cálculos mais precisos.

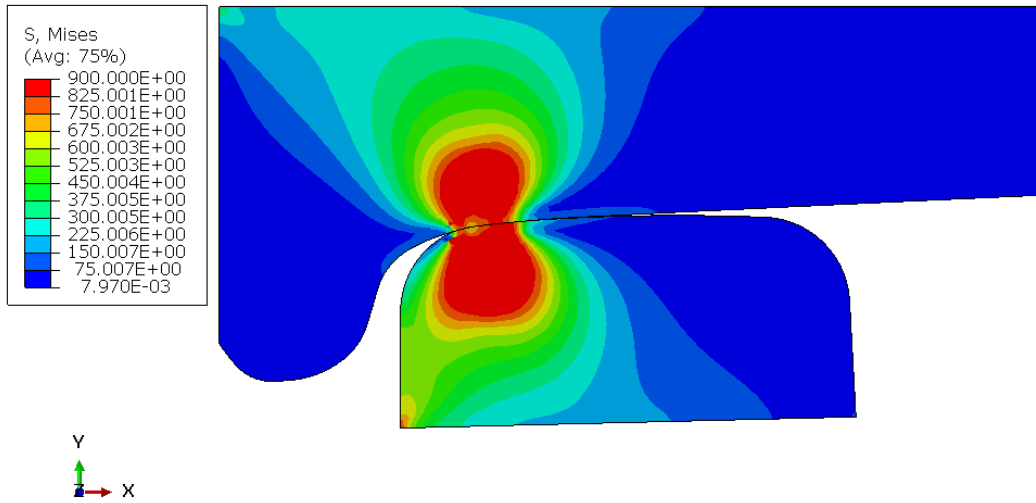
Considerando que o valor máximo da pressão de contato em ambos os modelos foi de aproximadamente $1,09 \text{ GPa}$, e observando os parâmetros a para o caso do modelo 3D inicial (Figura 59c) e do modelo refinado (Figura 59d), temos que os valores para a força equivalente a ser aplicada no modelo 2D quase-estático não-simétrico, considerando a equação 4, são respectivamente de 30,7 e 27,3 kN.

4.2. Modelo 2D Quase-Estático Simétrico

O modelo desenvolvido considerou as condições de um trecho em tangente e uma carga normal de 13,65 kN, que é a força equivalente a 134,75 kN aplicada no modelo 3D. As Figuras 60 a 62 apresentam resultados do contato roda-trilho em termos da tensão de von Mises, pressão de contato e deformação plástica.

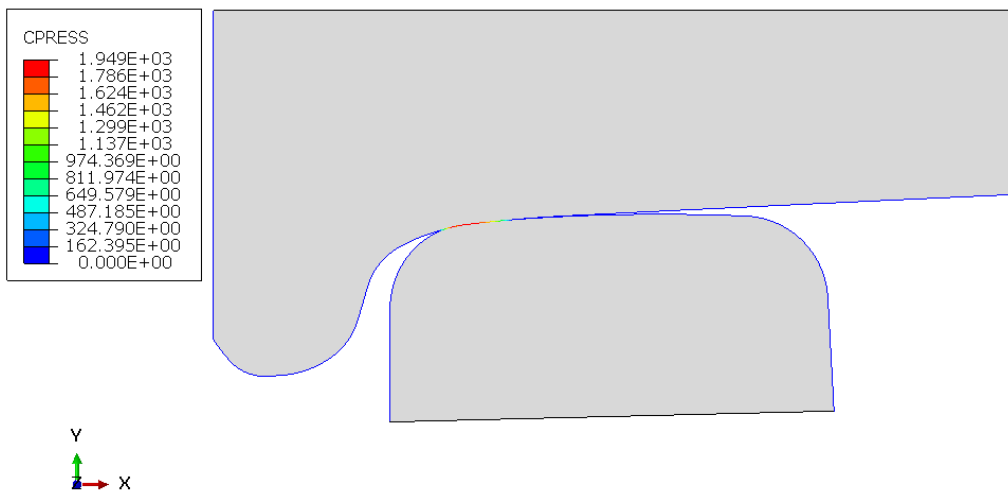
Cada simulação numérica do modelo quase-estático simétrico levou, em média, 1 minutos e 30 segundos para ser executada em uma *workstation* Dell™ Precision 7820 equipado com processador Dual Intel® Xeon® Silver 4208 e placa de vídeo NVIDIA® RTX™ A4000.

Figura 60 - Campos de tensões de von Mises entre o trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C de norma.



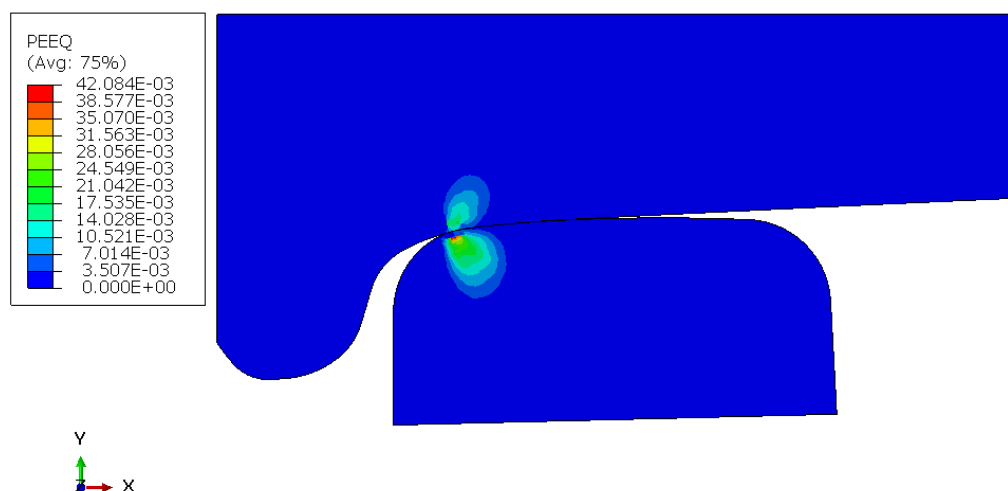
Fonte: Autor (2023).

Figura 61 – Pressão de contato entre o trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C de norma.



Fonte: Autor (2023).

Figura 62 – Deformação plástica entre o trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C de norma.



Fonte: Autor (2023).

O desenvolvimento de um modelo 2D quase-estático simétrico possui a vantagem de se obter informações sobre o comportamento mecânico por meio de tensões e deformações, bem como permite análises sobre a influência das variações dos perfis geométricos na resposta mecânica e tribológica do contato roda-trilho. Porém, devido à natureza do modelo - que considera uma seção de roda e trilho, além de não permitir deslocamentos laterais da roda - faz com que a aplicação do modelo 2D quase-estático simétrico seja limitada e a análise de diversos cenários de condições da via torna-se restrita.

Devido a estas limitações, o tópico a seguir apresenta um outro modelo bidimensional, quase-estático, que foi denominado não-simétrico, uma vez que é possível realizar combinações de perfis de roda e trilho, nas mais variadas condições geométricas.

Porém, o modelo seguinte a ser apresentado, item 4.3, foi desenvolvido a partir dos conceitos e hipóteses adotadas no modelo 2D quase-estático simétrico, sendo, portanto, uma evolução deste.

4.3. Modelo 2D Quase-Estático Não-Simétrico

A seguir serão apresentados casos de simulações do contato roda-trilho utilizando o modelo 2D quase-estático não-simétrico, apresentando dois cenários: tangente e curva (o que não era possível realizar no modelo 2D quase-estático simétrico devido à natureza do modelo).

4.3.1. Movimento do rodeiro em trecho de tangente

Os casos analisados para o movimento em tangente do vagão consideram apenas a carga referente ao peso, a qual foi definida como 27,3 kN para cada roda. Como no caso do modelo simétrico, este valor refere-se à carga normal equivalente calculada por intermédio da Eq. (4). As Figuras 63 e 66 apresentam o campo de tensões de von Mises para, respectivamente, (i) o caso simétrico, em que ambos os perfis de roda são iguais, onde foi identificado durante os *steps* da simulação baixo *creep* e a presença de campos de tensões máximas subsuperficiais e o (ii) caso não simétrico, em que a seção de roda da esquerda apresenta um perfil desgastado. Nestas figuras é possível identificar variações no campo de tensões devido a essa não simetria no contato. De forma similar, as Figuras 64 e 67 apresentam o campo de deformação plástica equivalente devido ao contato e as Figuras 65 e 68 apresentam a distribuição das pressões de contato para os casos analisados, observando que para fins de melhor visualização dos resultados apresentados, as figuras dos modelos estão fora de escala.

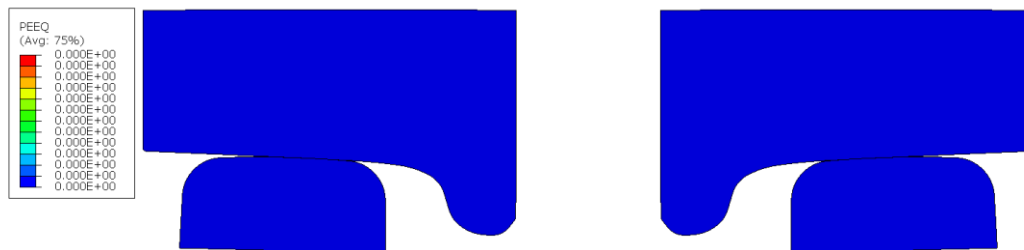
Cada simulação levou, em média, 2 minutos para ser executada em uma *workstation* Dell™ Precision 7820 equipado com processador Dual Intel® Xeon® Silver 4208 e placa de vídeo NVIDIA® RTX™ A4000.

Figura 63 - Distribuição das tensões de von Mises para o caso com rodas AAR Class C e trilho AREMA TR68 de norma.



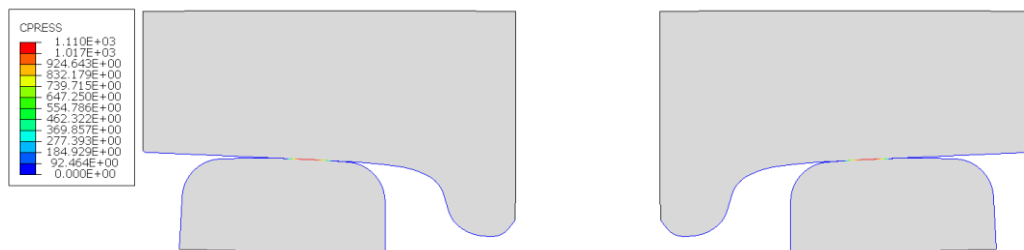
Fonte: Autor (2023).

Figura 64 - Distribuição de deformação plástica equivalente para o caso com rodas AAR Class C e trilho AREMA TR68 de norma.



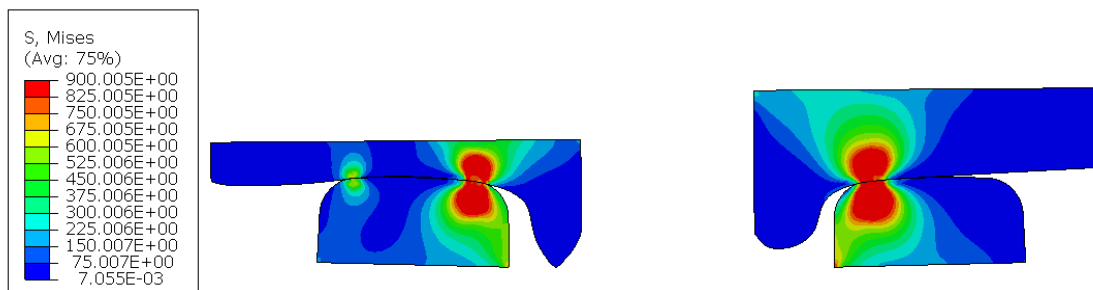
Fonte: Autor (2023).

Figura 65 - Distribuição da pressão de contato para o caso com rodas AAR Class C e trilho AREMA TR68 de norma.



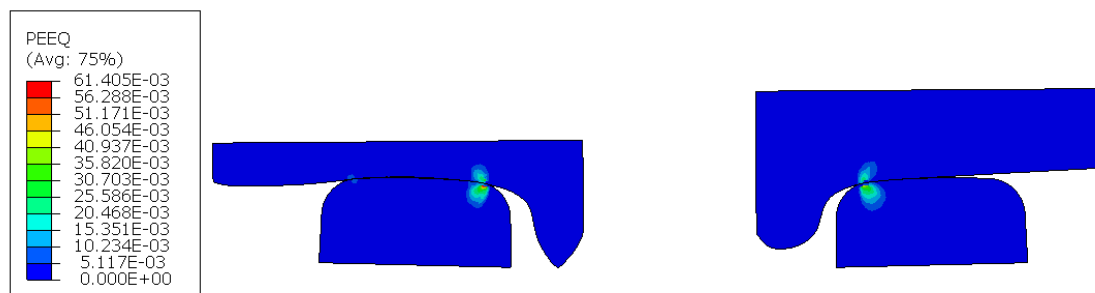
Fonte: Autor (2023).

Figura 66 - Distribuição das tensões segundo critério de von Mises para o caso com rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.



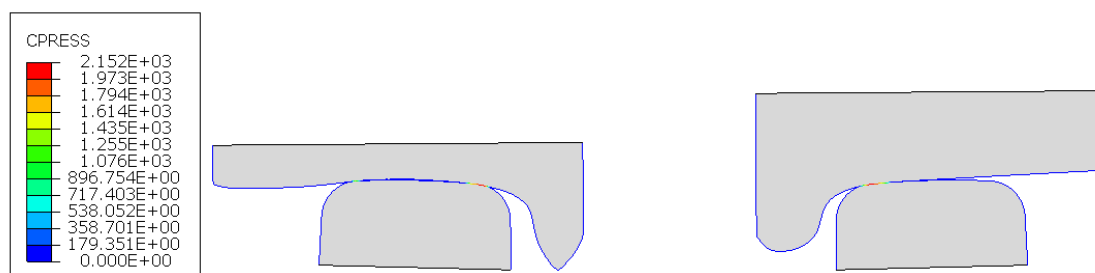
Fonte: Autor (2023).

Figura 67 - Distribuição da deformação plástica equivalente para o caso com rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.



Fonte: Autor (2023).

Figura 68 - Distribuição da pressão de contato para o caso com rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.



Fonte: Autor (2023).

Alguns aspectos que podem ser notados nos modelos apresentados, no caso em que os perfis de roda e trilho são de norma, são: (i) As tensões de von Mises são majoritariamente subsuperficiais; (ii) a deformação plástica é nula, uma vez que a tensão de von Mises encontra-se abaixo do limite de escoamento, tanto da roda quanto do trilho, e (iii) a pressão máxima de contato é da ordem de 1,11 *GPa*.

Já no caso em que os trilhos são de norma (AREMA TR68), mas os perfis de roda são diferentes (a roda esquerda é uma roda cava e a roda direita é uma roda de norma), o comportamento sofre alterações significativas, tais como: (i) A tensão de von Mises atinge a tensão limite de escoamento dos elementos; (ii) a deformação plástica torna-se presente e (iii) a pressão de contato máxima é da ordem 2,15 *GPa* para os casos avaliados.

Uma comparação entre as duas condições indica que a influência do perfil geométrico dos elementos afeta de maneira substancial o comportamento mecânico do tribossistema roda-trilho.

Baseado na teoria de Hertz (1882), o contato pode ser classificado em conforme ou não-conforme.

O contato conforme considera que as superfícies em contato possuem curvaturas muito próximas, de forma que ocorra um “encaixe” entre elas; e a área de contato entre as superfícies é elevada, sendo geralmente comparável às dimensões dos corpos em contato. A distribuição dos carregamentos, uma vez que estão distribuídos em uma área relativamente elevada, favorecem o desenvolvimento de pressões de contato mais reduzidas.

O contato do tipo não-conforme é caracterizado como aquele em que as superfícies em contato, possuem curvaturas que não “encaixam” uma com a outra. Essa característica do contato não-conforme favorece o desenvolvimento de uma pequena área de contato entre as superfícies, cujas dimensões são menores em relação às dimensões dos corpos em contato; produzindo o desenvolvimento de regiões localizadas com pressões elevadas, e podem ser aplicadas no contato roda-trilho.

Magel e Kalousek (2002) apresentaram o conceito de conformidade aplicado ao contato roda-trilho, onde o contato pode se dar em um único ponto, o que favorece o desenvolvimento de danos por fadiga de contato. Uma outra condição ocorre quando o contato que se dá em dois pontos, o que favorece o desgaste, sendo esse caso mais comum em trechos de curva. Neste caso, o contato ocorre entre a pista de rolamento e o topo de boleto e entre a lateral do boleto e a flange da roda.

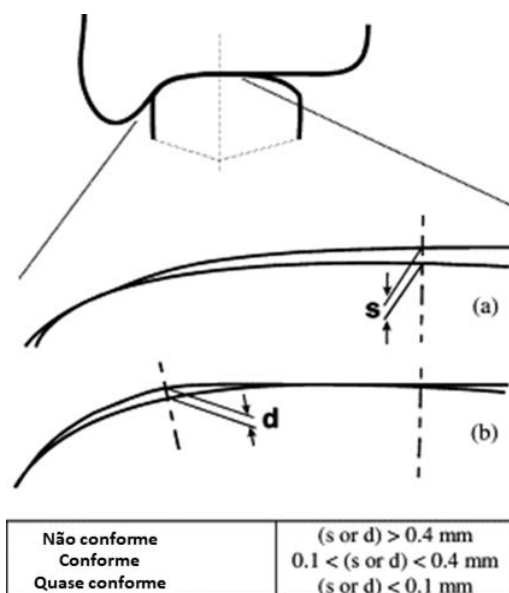
Ainda segundo os autores, as distâncias entre as superfícies, que podem ser em um único ponto (s) ou em dois (d), podem ser relacionadas com os critérios de conformidade. Os valores de s e d , dependendo do grau de desgaste dos elementos (roda e trilho), podem afetar de maneira significativa não somente o comportamento mecânico, mas também o *creepage* e *hunting*, conforme a Tabela 6 e a Figura 69.

Tabela 6 - Relação entre as distâncias envolvendo roda e trilho em relação aos critérios de conformidade.

Não-conforme	$(s \text{ ou } d) > 0,4 \text{ mm}$
Conforme	$0,1 < (s \text{ ou } d) < 0,4 \text{ mm}$
Quase conforme	$(s \text{ ou } d) < 0,1 \text{ mm}$

Fonte: Magel e Kalousek (2002).

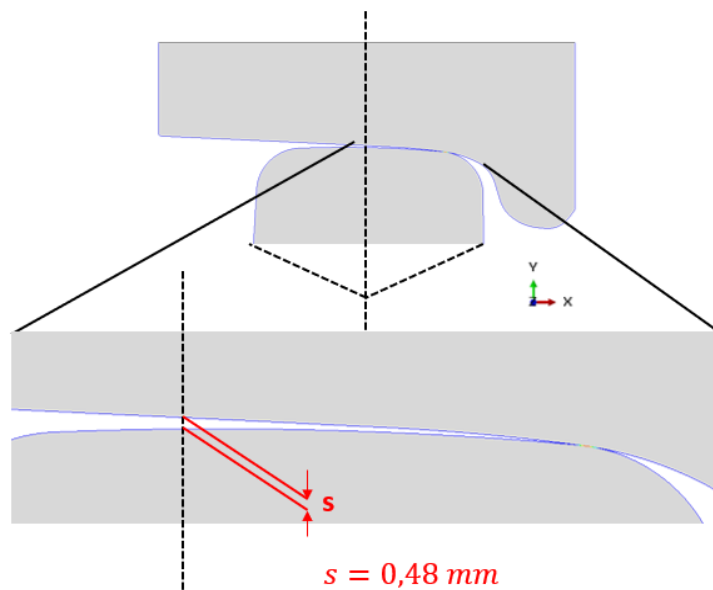
Figura 69 - Definição de contato conforme, não conforme e quase conforme.



Fonte: Adaptado de Magel e Kalousek (2002).

A fim de exemplificar a utilização dos critérios s e d , foi simulado um contato roda trilho utilizando o modelo 2D quase-estático não-simétrico, utilizando perfis de norma - trilho AREMA TR68 e roda AAR Class C, com resultado referente à pressão de contato representado na Figura 70.

Figura 70 - Análise do contato roda-trilho utilizando o critério s e d desenvolvido por Magel e Kalousek (2002), em um contato roda-trilho, cujo valor da pressão de contato é 1,86 GPa.



Fonte: Autor (2023).

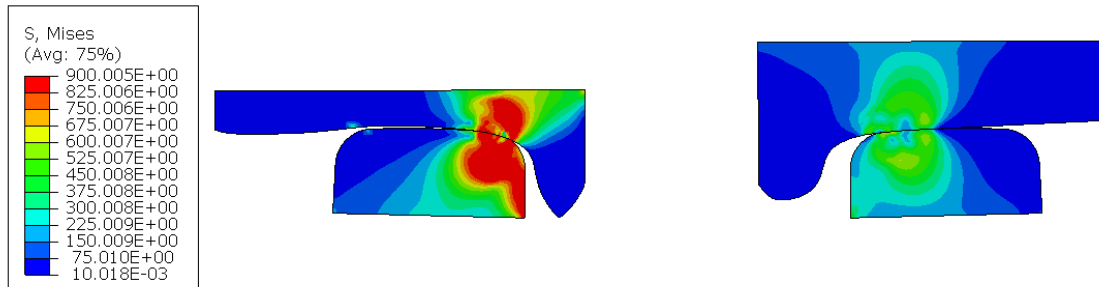
Tomando como referência a Figura 70, verificou-se que o contato ocorreu em um único ponto (a tensão de von Mises é aproximadamente igual a 730 MPa), sendo o valor de s de 0,48 mm, que caracteriza um contato não conforme. A presença de um único ponto de contato favorece o desenvolvimento de uma região de tensões localizadas, que por sua vez pode favorecer o desenvolvimento de falhas por fadiga de contato (RCF). Dessa forma, é possível acoplar análises de natureza do contato ao modelo, e relacioná-las com os critérios s e d , para se ter uma previsibilidade de possíveis falhas associadas ao contato roda-trilho (desgaste e/ou fadiga de contato).

4.3.2. Movimento do rodeiro em trecho de curva

Quando o movimento do vagão ocorre em uma curva, o carregamento do sistema passa a contar com uma carga lateral somada ao peso do vagão. Neste caso, foi testada uma carga lateral, com sentido à esquerda, de 3 kN (Baltic; Daves, 2022) e mantida a carga normal em 27 kN para cada roda. As Figuras 71 a 73 apresentam os campos de tensões de von Mises, deformação plástica equivalente e pressão de contato para o caso não simétrico, em que a seção de roda da esquerda apresenta um perfil desgastado. Nas figuras é possível

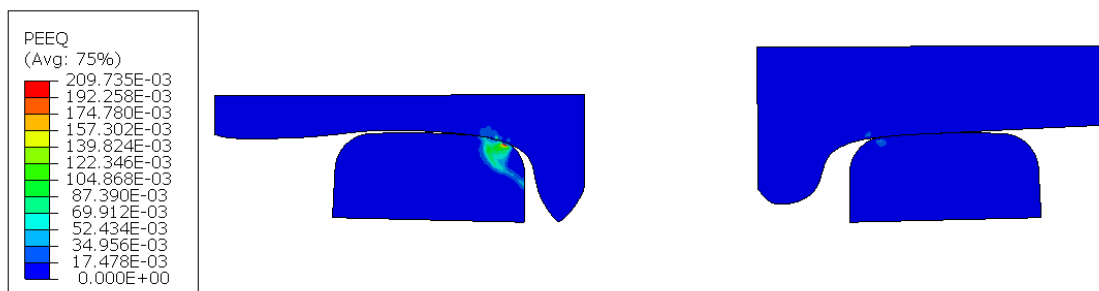
identificar variações no campo de tensões devido a essa carga lateral, onde a posição final dos perfis das rodas apresentou um deslocamento para a esquerda.

Figura 71 - Distribuição das tensões segundo critério de von Mises para o caso com esforço lateral e rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.



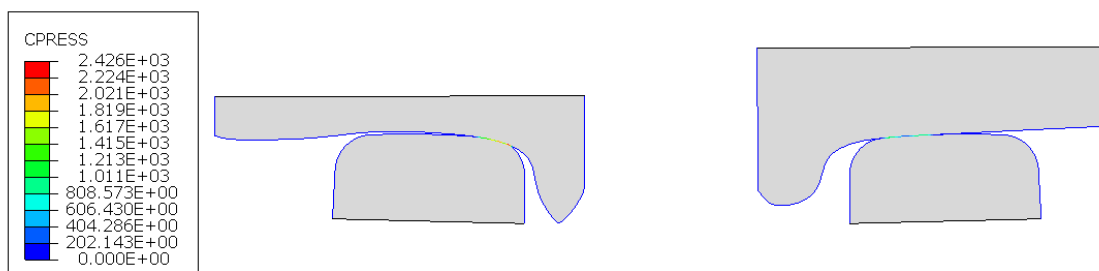
Fonte: Autor (2023).

Figura 72 - Distribuição da deformação plástica equivalente para o caso com esforço lateral e rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.



Fonte: Autor (2023).

Figura 73 - Distribuição da pressão de contato para o caso com esforço lateral e rodas com perfis diferentes: lado esquerdo com perfil desgastado e lado direito com perfil de norma.



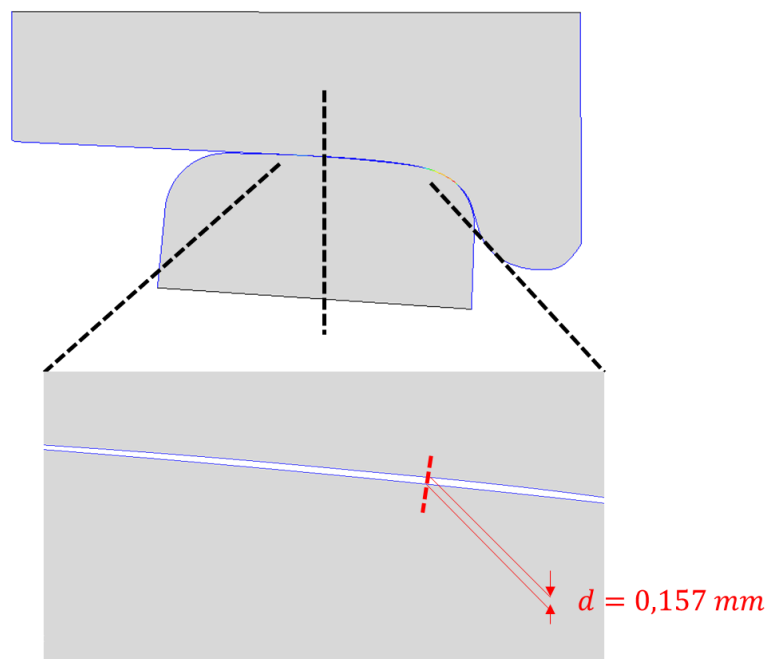
Fonte: Autor (2023).

Conforme apresentado anteriormente, a distância das superfícies da roda e trilho podem ser relacionada com o grau de conformidade (Magel, Kalousek; 2002). Em situações de curva, assim como indicado pelos autores, há uma maior tendência da presença do contato em dois pontos, uma vez que a carga lateral

é mais significativa do que em situações de trecho de tangente. Além disso, pelo fato de o contato estar presente em dois pontos, que comumente está localizado entre a lateral do boleto e flange da roda e pista de rolamento e topo de boleto, a falha mais associada a essa condição é o desgaste. A título de ilustração da condição de contato em dois pontos, foi desenvolvido um modelo 2D quase-estático não-simétrico, utilizando a mesma roda de norma AAR Class C e trilho AREMA TR68, utilizado na aplicação do critério de conformidade apresentado na Figura 68, com a diferença que neste caso há a inclusão de carga lateral de 3 kN .

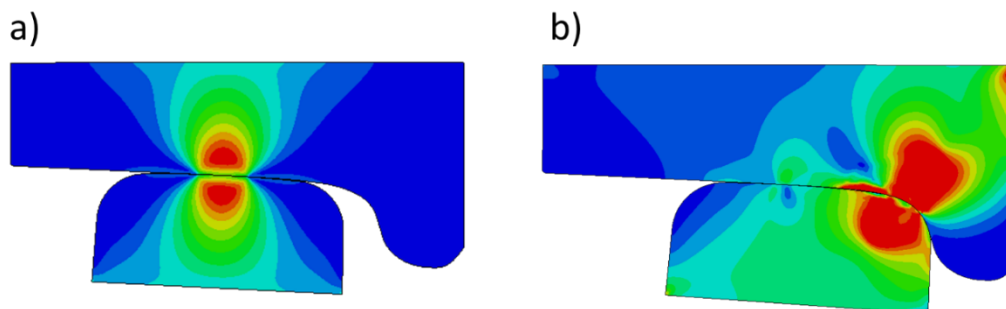
Pela Figura 74 é possível inferir que o valor de d é de $0,16\text{ mm}$ (contato conforme), e a tensão de von Mises máxima atingida no modelo é de 893 MPa . Um aspecto a ser destacado no modelo, considerando-se a modelagem do conjunto roda-trilho com geometria de norma, é que condição de curva difere em relação à modelagem em condição de tangente, como representado pela Figura 75 para o caso das tensões de von Mises. Na figura, é possível identificar campos de tensões mais heterogêneos em condição de curva, e uma maior área de contato do que encontrado em condição de tangente.

Figura 74 - Análise do contato roda-trilho utilizando o critério s e d desenvolvido por Magel e Kalousek (2002) em condição de curva.



Fonte: Autor (2023).

Figura 75 - Distribuição dos campos de tensões de von Mises do contato roda-trilho de norma (AAR Class C e AREMA TR68) desenvolvidos no modelo 2D quase-estático não-simétrico em condição (a) de tangente e (b) de curva.



Fonte: Autor (2023).

4.3.3. Comparação entre os Modelos 2D Quase-Estático Simétrico e Não-Simétrico

Devido às restrições do modelo 2D simétrico, o modelo 2D não-simétrico permite considerar a movimentação lateral das rodas devido à aplicação de cargas laterais e posicionamento de contato devido ao equilíbrio de forças. O caso simétrico não permite que o sistema encontre uma posição de equilíbrio diferente da inicialmente imposta no modelo.

A importância da movimentação lateral pode ser observada na Figura 76, em que uma força lateral foi adicionada ao modelo 2D simétrico (Figura 76a) e não simétrico (Figura 76b), modificando a distribuição de tensões e a posição de equilíbrio de contato. Nesta figura, é possível visualizar a influência do perfil geométrico das rodas nas distribuições dos campos de tensões de von Mises, onde a área para o caso envolvendo a roda desgastada é significativamente maior do que o verificado para o caso envolvendo uma roda sem desgaste.

Figura 76 - Distribuição das tensões segundo critério de von Mises para o caso com esforço lateral: a) modelo 2D simétrico e b) modelo 2D não simétrico.



Fonte: Autor (2023).

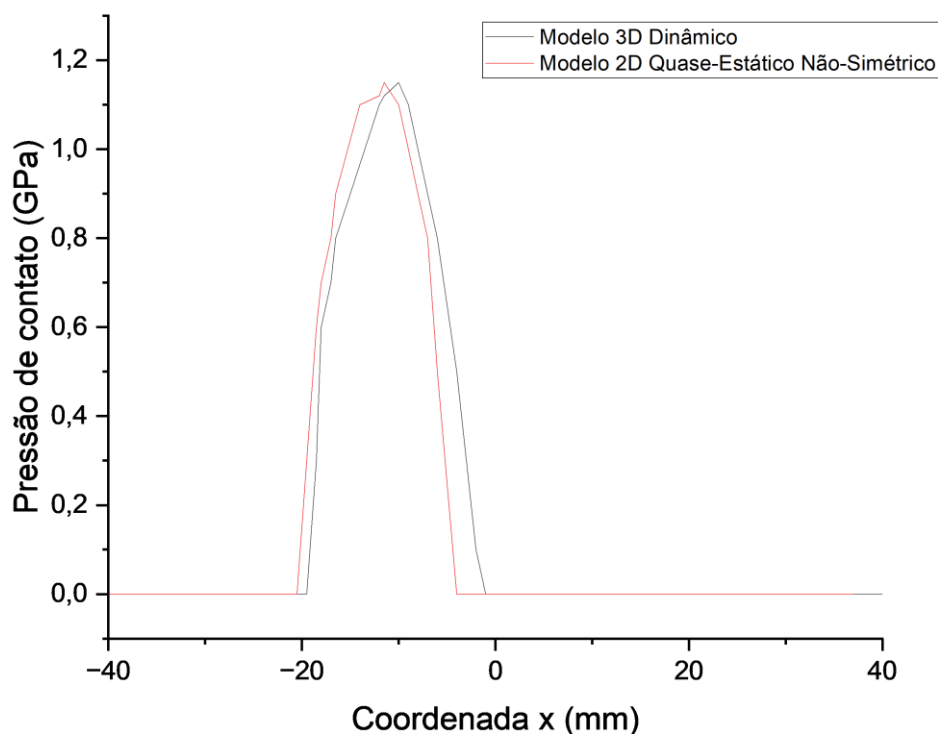
4.3.4. Comparação entre os modelos 3D Dinâmico e 2D Quase-Estático Não-Simétrico

A fim de confrontar os resultados do modelo 2D quase-estático não simétrico em relação ao modelo utilizado como referência, o modelo 3D dinâmico, análises em função da distribuição da pressão de contato foram realizadas a fim de avaliar a convergência dos resultados.

Para a avaliação do modelo, foi adotado como referência as rodas de norma AAR Class C e trilhos AREMA TR68, nos modelos 3D dinâmico e 2D quase-estático não simétrico. A carga aplicada no modelo 3D foi de 269,5 kN (equivalente a 28,6 toneladas). Utilizando a força equivalente da carga aplicada no modelo 2D, apresentada no tópico 3.5.3., definiu-se que a força aplicada no modelo 2D quase-estático não simétrico foi de 27,3 kN.

Adotando como referência o conjunto direito do rodeiro de ambos os modelos, foi verificado que a pressão de contato máxima ao longo da superfície do trilho AREMA TR68 do modelo 2D quase-estático não simétrico foi de 1,11 GPa, ao passo que o modelo 3D dinâmico foi de 1,08 GPa, como indicado na Figura 77. Nessa figura é possível observar que, apesar de valores de magnitude de pressão de contato semelhantes, a distribuição no caso 3D apresenta tamanho da região de contato ligeiramente deslocada na direção analisada, devido à não existência de restrição dimensional imposta pelo modelo 2D.

Figura 77 - Sobreposição das distribuições das pressões de contato do modelo 3D Dinâmico e 2D Quase-Estático Não-Simétrico.



Fonte: Autor (2023).

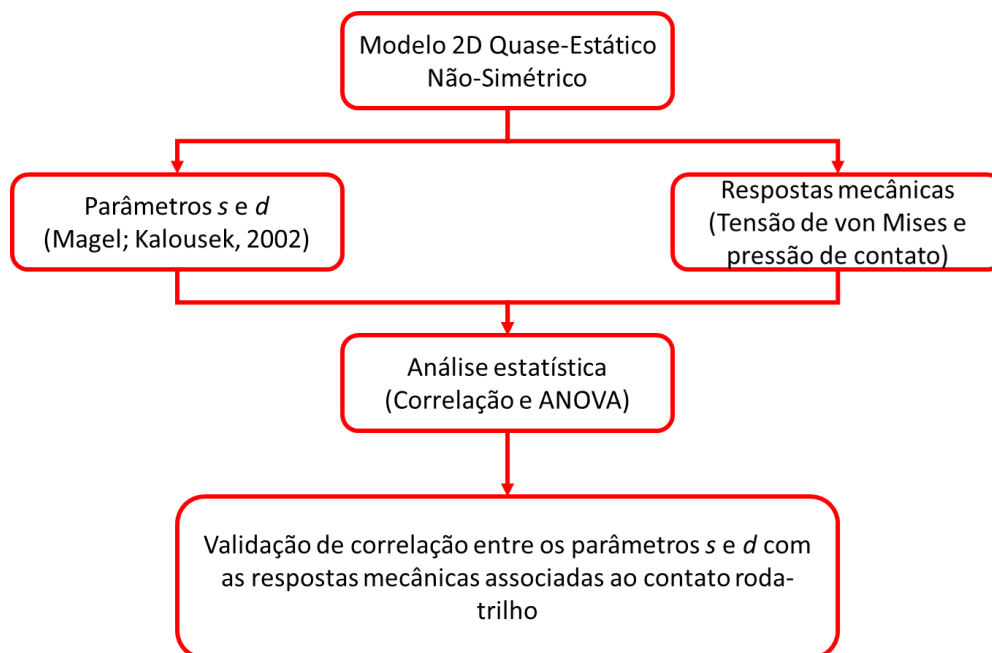
4.3.5. Análise estatística dos parâmetros s e d em relação às variáveis associadas às propriedades mecânicas do contato roda-trilho

Os parâmetros s e d (Magel; Kalousek, 2002), acoplados no modelo 2D quase-estático não-simétrico, conforme apresentado no tópico 4.3., permitem o estabelecimento desse indicador com previsões de tendência de falha do tipo de desgaste ou fadiga de contato (RCF), a depender da natureza do contato e do trecho de via analisada (tangente ou curva).

A proposta de se acoplar os parâmetros s e d com outras respostas relacionadas ao comportamento mecânico é interessante, devido à possibilidade de estabelecimento de correlações entre essas variáveis. Esse acoplamento permite ampliar o campo de análise para além da conformidade do contato roda-trilho, com incorporação de outros dados relativos ao comportamento mecânico

do tribossistema. O processo de avaliação da correlação entre os parâmetros s e d com o comportamento mecânico (tensão de von Mises e pressão de contato) está descrito na Figura 78, onde ensaios de correlação e teste de análise de variância (ANOVA) são executados a fim de demonstrar a relação entre ambos os parâmetros.

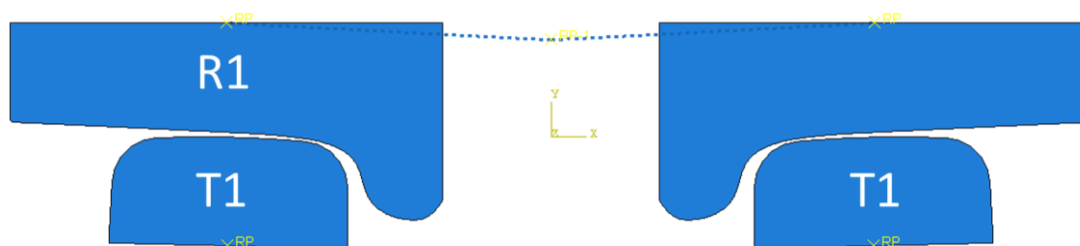
Figura 78 - Estrutura do processo de análise de correlação entre os parâmetros s e d com parâmetros mecânicos (tensão de von Mises e pressão de contato).



Fonte: Autor (2023).

Para executar o estudo de validação da correlação entre os parâmetros, adotemos um primeiro cenário considerando o modelo 2D quase-estático não-simétrico, apresentado no tópico 4.3, onde os trilhos da via são fixos e a roda do conjunto esquerdo do rodeiro permanece fixo, enquanto a roda do conjunto direito será variada (10 casos a serem simulados), conforme estrutura indicada na Figura 79 e Tabela 7, e um segundo cenário onde as rodas e trilhos serão combinadas de forma aleatória, através de um *script* de automatização do modelo 2D quase-estático não-simétrico, desenvolvido por Lopes *et al.* (2022), gerando um banco de dados com mais de 3000 casos, mantendo as condições de contorno e de aplicação de forças indicado no tópico 3.5.2.

Figura 79 - Estrutura do modelo 2D quase-estático não-simétrico para aplicação em análises de correlação.



Fonte: Autor (2023).

Adotando o caso de simulação do contato roda-trilho apresentado na Figura 79, foram considerados 10 cenários de trecho de tangente, onde a roda direita do rodeiro foi variada. A Tabela 7 apresenta os resultados de pressão de contato e s (Magel; Kalousek, 2002), sendo que esses valores foram coletados automaticamente através de uma rotina de programação implementada no software de simulação numérica.

Tabela 7 - Valores de pressão de contato e s obtidos do modelo 2D quase-estático não-simétrico.

Resultados do caso de variação do perfil da roda do conjunto direito do rodeiro		
Caso	Pressão de contato (MPa)	Parâmetro s (mm)
1	813,54	0,373
2	797,17	0,416
3	776,27	0,310
4	817,33	0,385
5	803,59	0,295
6	845,21	0,460
7	811,96	0,337
8	744,99	0,267
9	807,75	0,375
10	811,83	0,400

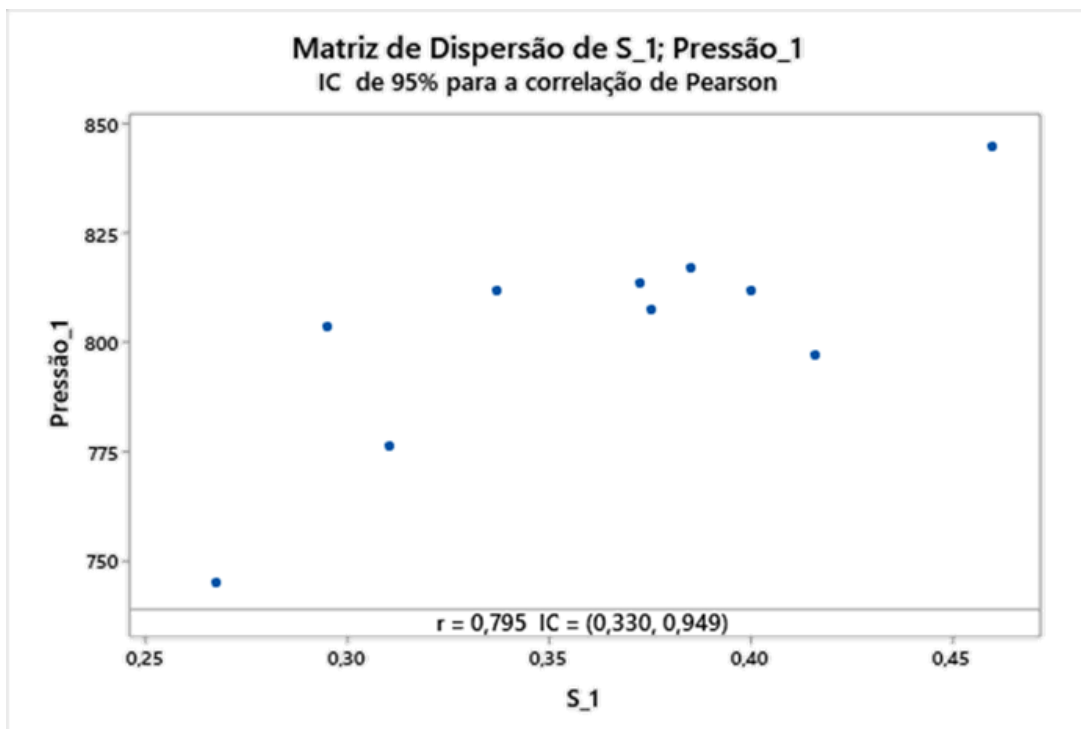
Fonte: Autor (2023).

Adotando o processo de validação da correlação das variáveis, o teste de correlação foi executado, sendo o resultado representado por intermédio do coeficiente de correlação de Pearson (r), que está compreendido no intervalo $-1 \leq r \leq 1$. Para avaliar a correlação em termos do valor de r , tem-se (Wilcox, 2022) que:

- $-0,7 < r \leq -1$ ou $0,7 < r \leq 1 \rightarrow$ correlação forte
- $-0,5 < r \leq -0,7$ ou $0,5 < r \leq 0,7 \rightarrow$ correlação moderada
- $-0,3 < r \leq -0,5$ ou $0,3 < r \leq 0,5 \rightarrow$ correlação fraca
- $r \leq -0,3$ ou $r \leq 0,3 \rightarrow$ não há correlação

O processo de análise do grau de correlação foi executado no software estatístico Minitab® 19, e foi adotado um nível de significância (α) de 5% e nível de confiança ($1-\alpha$) de 95%. O resultado está apresentado na Figura 80.

Figura 80 - Resultado da análise de correlação do caso do contato roda-trilho.



Fonte: Autor (2023).

A partir da Figura 80, temos que o valor do coeficiente de correlação é de 0,795, estando dessa forma na região de correlação forte, permitindo avaliar, em uma análise inicial, que a relação entre s e pressão de contato é forte. Porém, seguindo a estrutura de validação da correlação, aplicou-se a análise de variância (ANOVA), a fim de realizar uma segunda validação da correlação entre os parâmetros.

Considerando que o processo de análise de variância consiste em um processo de teste de hipóteses, e mantendo o nível de significância de 5% (o mesmo valor adotado no teste de correlação), temos duas possíveis hipóteses a serem assumidas inicialmente, H_0 (hipótese nula) e H_1 (hipótese alternativa):

- H_0 : existe correlação entre s e pressão de contato
- H_1 : não existe correlação entre s e pressão de contato

Caso o valor p (p-valor) do teste ANOVA for menor que α , rejeita-se a hipótese nula e é aceito a hipótese alternativa, ao passo que caso o p-valor seja maior ou igual a α , aceita-se H_0 e rejeita-se H_1 .

Aplicando o teste ANOVA no caso do contato roda-trilho, utilizando o modelo 2D quase-estático não-simétrico, temos que o p-valor é maior que 5%; logo assumimos a hipótese nula de que há correlação entre as variáveis s e pressão de contato, conforme indicado pela Figura 81.

Figura 81 - Teste ANOVA para o caso do contato roda-trilho.

WORKSHEET 1

Análise de Regressão: Pressão_1 versus S_1

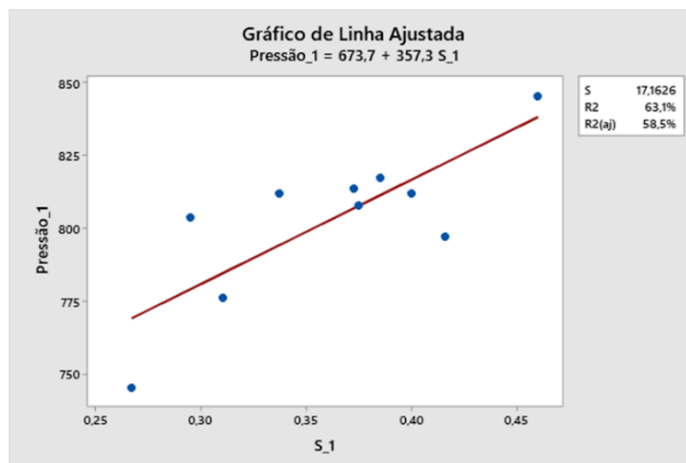
A equação de regressão é
 $Pressão_1 = 673,7 + 357,3 S_1$

Sumário do Modelo

S	R2	R2(aj)
17,1626	63,14%	58,53%

Análise de Variância

Fonte	GL	SQ	QM	F	P
Regressão	1	4036,64	4036,64	13,70	0,006
Erro	8	2356,43	294,55		
Total	9	6393,07			



Fonte: Autor (2023).

Em casos em que ocorre a variação de perfis de uma roda e a fixação do perfil do perfil da outra roda do rodeiro e o perfil utilizado na via também não é alterado, a correlação entre o parâmetro s e pressão de contato é identificada, porém em casos em que diversos perfis de roda do rodeiro e via são combinados, essa correlação deixa de existir, limitando sua aplicabilidade, a ser apresentado no item 4.3.6.

As análises estatísticas e os testes de correlação executados a fim de demonstrar que existe correlação entre o parâmetro s e um parâmetro associado ao comportamento mecânico foram empregadas para que o desenvolvimento de um parâmetro de severidade do contato roda-trilho seja desenvolvido (tópico 4.3.8).

4.3.6. Parâmetro do contato roda-trilho (C_{wr})

O desenvolvimento de um parâmetro que avalie a natureza do contato roda-trilho a partir de simulações numéricas torna-se desejável. A associação de um parâmetro ligado ao contato roda-trilho, e cujo resultado pode ser obtido a partir do modelo 2D quase-estático não-simétrico, faz com que o modelo possa

ser aperfeiçoado, possibilitando sua aplicação em programas de projeto e manutenção.

Uma vez que o modelo de simulação computacional considera como entradas os perfis geométricos de roda e trilho, bem como os seus valores de propriedades mecânicas (tensão limite de escoamento, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson), o parâmetro de severidade – objetivo deste trabalho – deverá estar relacionado com pelo menos uma dessas entradas.

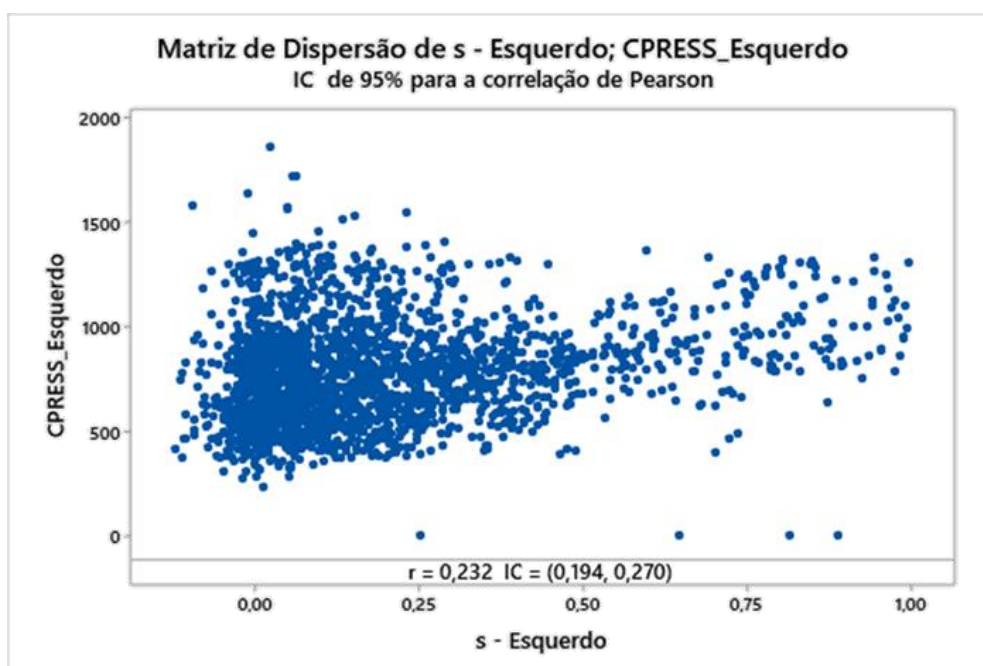
A partir do desenvolvimento do modelo 2D quase-estático não-simétrico, é possível a execução de diversas análises de contato roda-trilho, uma vez que o tempo de simulação é compatível com a execução de tais análises.

Neste contexto, a iniciativa de associação do parâmetro de severidade associado ao contato roda-trilho (C_{wr} - *contact parameter of wheel-rail contact*) – a ser apresentado a seguir – com aspectos geométricos ocorre devido à necessidade de torná-lo aplicável em campo, permitindo uma aferição sobre qual será a natureza do contato roda-trilho com os perfis de roda e trilho que serão utilizados.

O trabalho de Magel e Kalousek (2002), ao associar o grau de conformidade do contato roda-trilho em relação à distância das superfícies da roda-trilho durante o contato, possibilitou o desenvolvimento de um critério que indica a predisposição do tribossistema em sofrer falhas do tipo fadiga de contato ou desgaste.

Todavia, quando consideramos casos aleatórios de combinações de perfis de roda e trilho, a correlação verificada entre o parâmetro s e as variáveis associadas ao contato (por exemplo, pressão de contato), como foi apresentada nas Figuras 80 e 81, sofrem desvio e a correlação entre ambas já não é significativa. Este resultado pode ser observado na Figura 82, na qual mais de 3000 simulações foram realizadas variando as condições dos perfis.

Figura 82 - Teste de correlação de Pearson para casos aleatórios de combinações de perfis roda-trilho.



Fonte: Autor (2023).

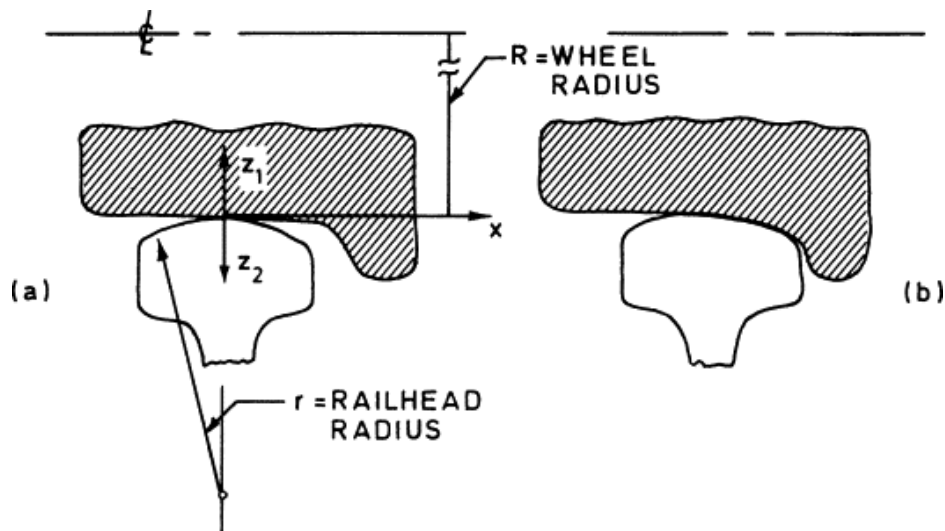
Analisando os resultados obtidos pelo teste de correlação (Figura 82), verifica-se que o valor do coeficiente de correlação de Pearson (r) é de 0,232, indicando ausência de correlação.

Devido à natureza do cálculo do parâmetro s , em condições aleatórias de combinações de perfis, a relação entre o parâmetro e o tipo de contato (contato, não-conforme ou quase-conforme) já não é expressiva. A baixa correlação ocorre devido à diversidade de condições de desgastes dos perfis. Em determinados casos, por exemplo, o valor de s pode ser maior que 0,4 (contato não-conforme conforme Magel e Kalousek (2002)) e o valor da pressão de contato pode não ser elevada, indicando um desvio da tendência do comportamento tribológico do contato roda-trilho.

Considerando o modelo numérico, e por meio de trabalhos publicados na literatura, o conceito de conformidade está relacionado com a área de contato aparente entre os corpos (WEN; TAO; ZHAO; LI; JIN, 2023), e como o modelo de contato roda-trilho foi desenvolvido em um ambiente 2D, a área de contato não pode ser avaliada, mas a largura da região de contato pode ser determinada.

O contato do tipo não-conforme é caracterizado como aquele em que as superfícies em contato possuem curvaturas que não “encaixam” uma com a outra, enquanto o contato conforme indica a adequação das superfícies em contato – conforme representado pela Figura 83.

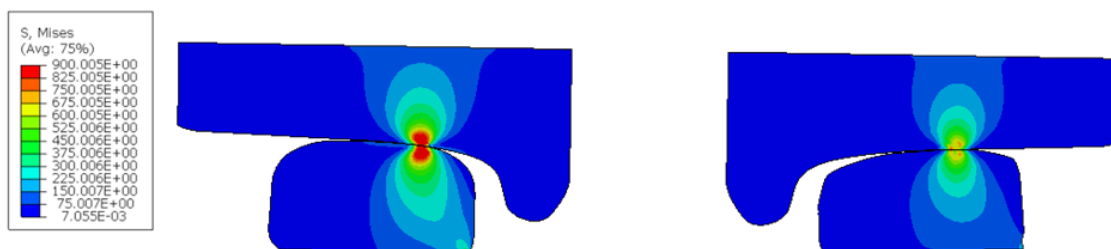
Figura 83 - Tipos de conformidade do contato roda-trilho: (a) contato não-conforme e (b) contato conforma para o tribossistema roda-trilho.



Fonte: Paul (1978).

Considerando que a conformidade do contato está relacionada com a geometria da roda e do trilho, verifica-se que à medida que a região da interface de contato aumenta, o contato deixa de ser não-conforme para conforme, isto é, o aumento da área de contato favorece um contato conforme, que por sua vez, favorece a distribuição de carregamentos no contato, gerando tensões e pressões de contato menores. A diminuição das tensões de contato pode ser vista no caso à direita da Figura 84, onde estão representados dois casos em que houve variações da pressão de contato para o modelo 2D quase-estático não-simétrico, o mesmo adotado na Figura 79, onde somente a roda do conjunto direito do rodeiro foi variado.

Figura 84 - Caso de contato roda-trilho em termo da tensão de von Mises, onde o conjunto direito do rodeiro foi variado, mantendo os demais elementos fixos.



Fonte: Autor (2023).

Para os dez casos considerados na Tabela 7, o comprimento das interfaces de contato do conjunto direito do contato roda-trilho foi calculado. Os resultados estão mostrados na Tabela 8.

Realizando o teste correlação entre o comprimento da interface de contato e a pressão de contato, temos que o valor do coeficiente de correlação de Pearson (r) é -0,821, indicando um grau de correlação forte entre as variáveis, indicado na Figura 85.

O valor do coeficiente de correlação entre o comprimento da interface de contato (semi-eixo da elipse de contato roda-trilho) - que será representado por C_{wr} - e a pressão de contato, é condizente com a expectativa inicial. A análise está ocorrendo no contato roda-trilho e, conforme a definição de conformidade do contato, há a dependência entre a resposta mecânica e a área ou neste caso, largura da interface de contato - uma vez que o modelo de simulação numérica é bidimensional.

Considerando as possibilidades que o modelo 2D quase-estático não-simétrico oferece (menor tempo de simulação e diversidade de condições de perfis de roda e trilho a serem empregados nas simulações envolvendo o conjunto rodeiro e via), foram realizadas mais 3000 simulações considerando diversos perfis. Destas 3000 simulações, 50 casos aleatórios foram coletados de forma que fosse avaliado a correlação entre o parâmetro C_{wr} e a pressão de contato. O resultado está apresentado na Figura 85.

Analisando o resultado do teste de correlação da Figura 86, vemos que o índice de correlação de Pearson (r) é -0,983, indicando um elevado grau de correlação entre as variáveis (pressão de contato e C_{wr}), resultado esse, que é

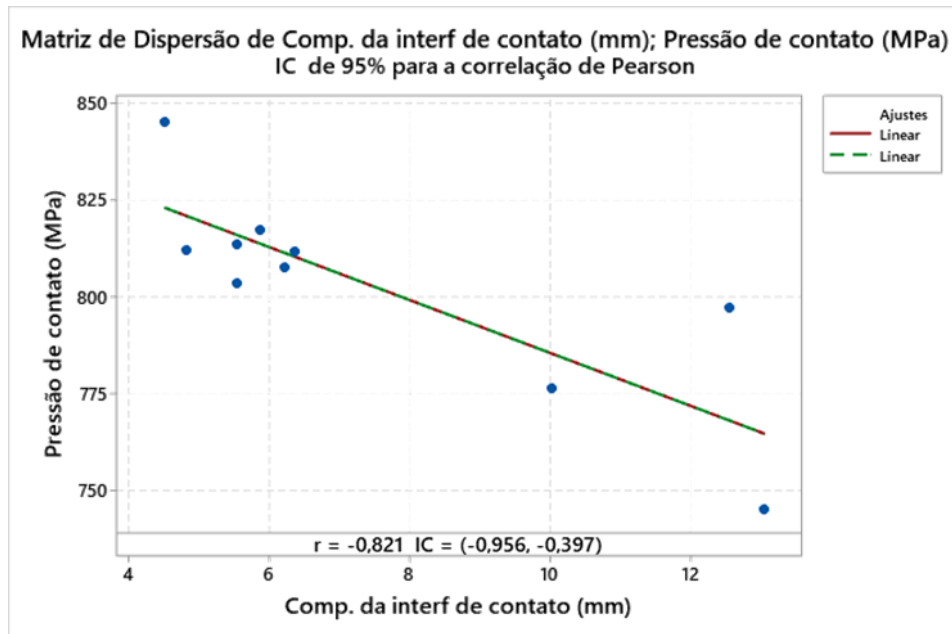
satisfatório e condizente com a expectativa de existência de relação entre as variáveis.

Tabela 8 - Resultados do comprimento da interface de contato e pressão de contato para o caso do contato roda-trilho, onde somente a roda do conjunto direito do rodeiro foi variado.

Resultados do caso de variação do perfil da roda do conjunto direito do rodeiro			
Caso	Comprimento da interface de contato (mm)	Pressão de contato (MPa)	Parâmetro s (mm)
1	5,54	813,54	0,373
2	12,57	797,17	0,416
3	10,03	776,27	0,310
4	5,87	817,33	0,385
5	5,54	803,59	0,295
6	4,51	845,21	0,460
7	4,81	811,96	0,337
8	13,06	744,99	0,267
9	6,21	807,75	0,375
10	6,36	811,83	0,400

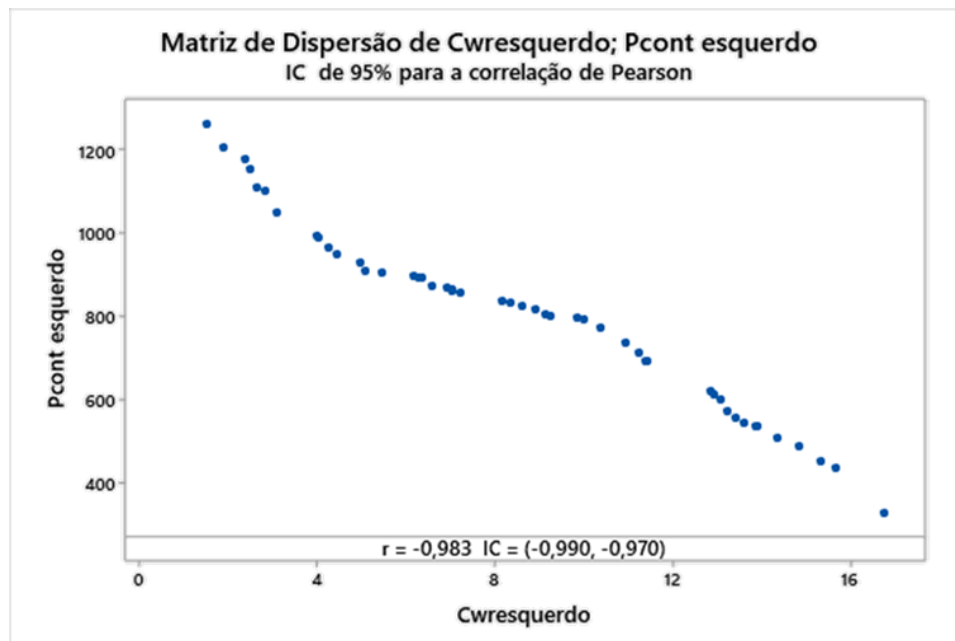
Fonte: Autor (2023).

Figura 85 - Teste de correlação de Pearson entre o comprimento da interface de contato roda-trilho e pressão de contato.



Fonte: Autor (2023).

Figura 86 - Teste de correlação de Pearson entre C_{wr} e pressão de contato (MPa).



Fonte: Autor (2023).

A partir deste cenário, pode-se destacar que a relação entre C_{wr} e pressão de contato (MPa) se mostra interessante devido ao elevado grau de correlação existente para casos aleatórios, ao contrário do que ocorre com o parâmetro s .

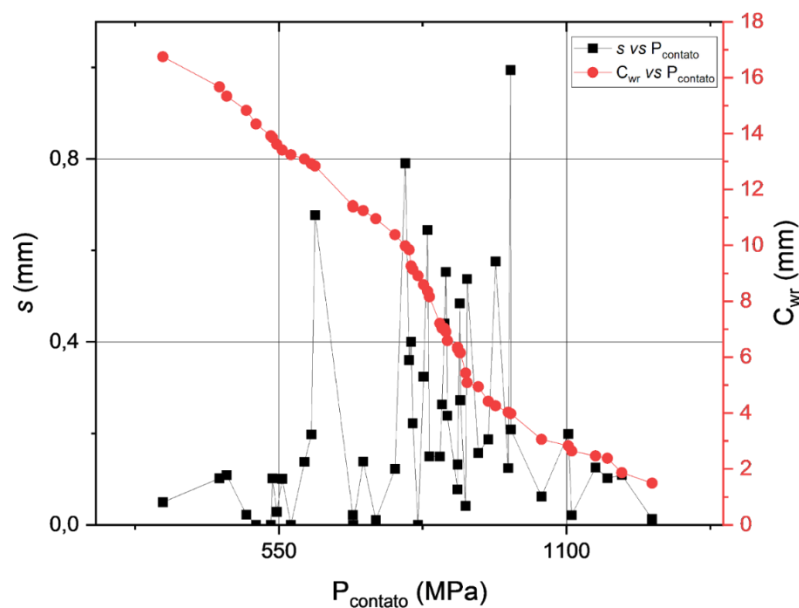
Por fim, é possível unificar os resultados das análises de $P_{contato}$ vs s e $P_{contato}$ vs C_{wr} , de forma a consolidar as correlações em uma representação

gráfica, conforme representado pela Figura 87. Na figura, é possível delimitar as regiões de contato conforme, quase-conforme e não-conforme de Magel e Kalousek (2002), por meio dos critérios s e d , com o parâmetro C_{wr} .

Segundo a Figura 87, nota-se que para valores menores que 0,4 – critério s -, há uma região com valores menores de $P_{contato}$, o que se torna desejável uma vez que o contato pode ser quase ou totalmente conforme, que em condições de tangente é buscando devido a menor incidência de pressões de contato elevadas e localizadas no contato roda-trilho.

Sendo menores os valores da pressão de contato, há a minimização da tendência do contato roda-trilho desenvolver condições para falhas do tipo fadiga de contato (RCF), além de que a partir dos casos simulados – baseados nos perfis compartilhados pela Vale S.A. – que possuem $C_{wr} \leq 6 \text{ mm}$ e $s \geq 0,4 \text{ mm}$, podem ser avaliados em estudos futuros de otimização de perfis de roda e trilho, já que se encontram em uma condição desfavorável de contato roda-trilho – contato conforme com pressões de contato elevadas.

Figura 87 – Mapa do contato roda-trilho envolvendo $P_{contato}$, C_{wr} e s .

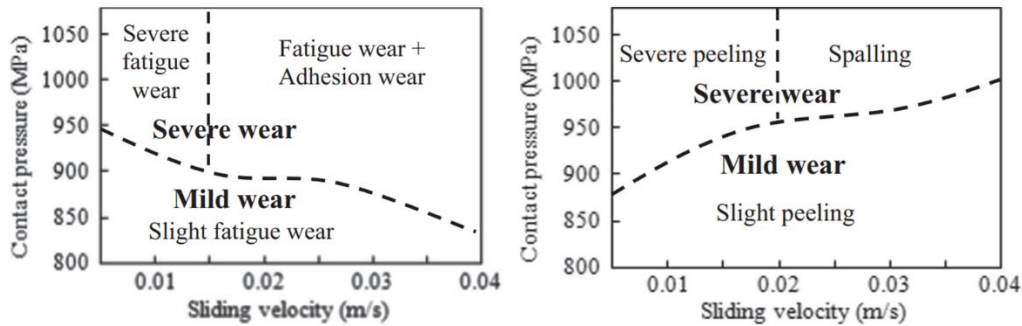


Fonte: Autor (2023).

Avaliando a relação entre o parâmetro s e C_{wr} , é possível determinar regiões onde haverá maior predisposição de severidade do contato e mecanismos de falhas (desgaste ou fadiga de contato). Tomando como referência o IHHA (2015) e Ding *et al.* (2016) – Figura 88 -, é possível estabelecer

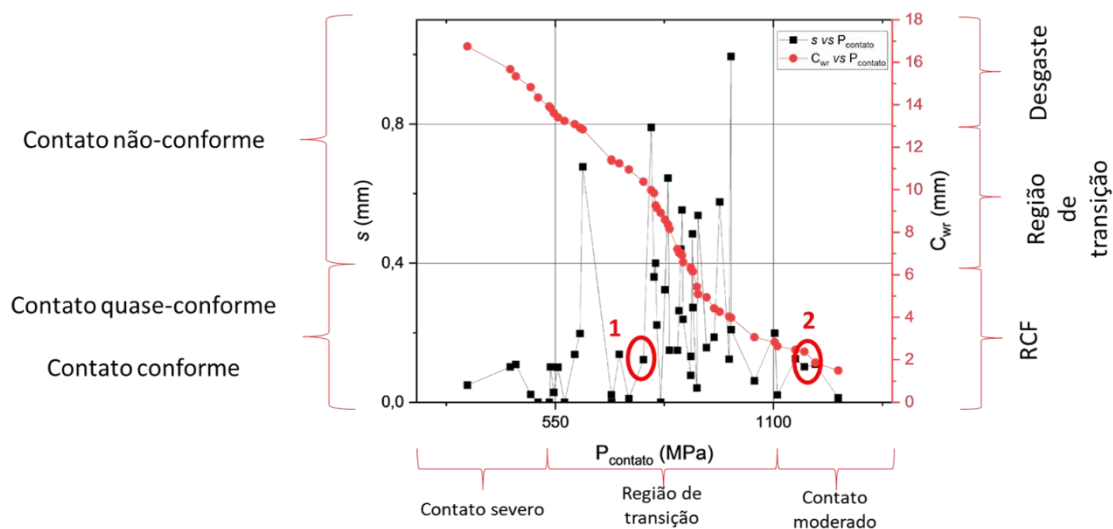
que para valores de pressão de contato próximos de 900 MPa temos a transição do desgaste para fadiga de contato, como mecanismo de falha predominante no contato roda-trilho, conforme Figura 89.

Figura 88 – Regimes de fadiga de contato e desgaste (Ding et. Al., 2016).



Fonte: Ding et al. (2016).

Figura 89 – Mapa do contato roda-trilho envolvendo P_{contato} , C_{wr} e s .



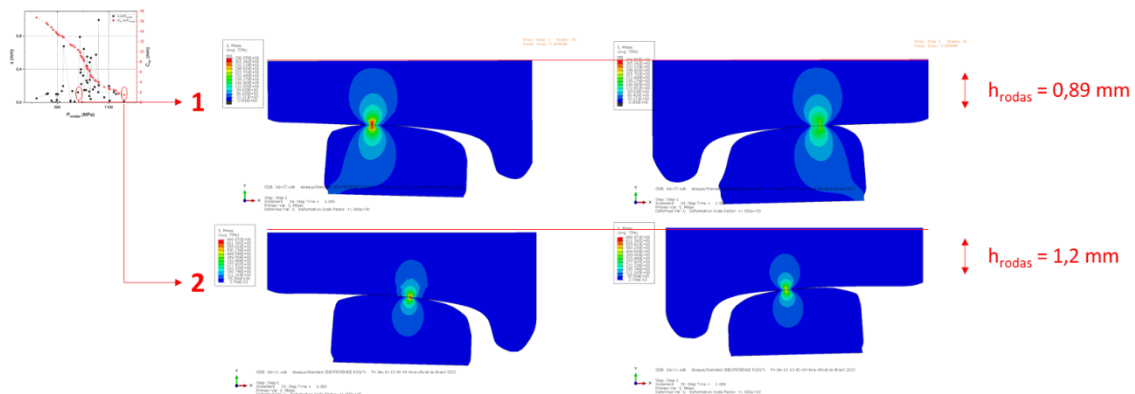
Fonte: Autor (2023).

Analisando o mapa de contato roda-trilho – Figura 89 – verifica-se que para certos casos simulados, o contato foi caracterizado como conforme/quase-conforme, porém o valor da pressão de contato ultrapassou 1,1 GPa. A fim de melhor compreender a natureza desse comportamento, a Figura 90 indica os pontos 1 e 2 para a análise das causas do comportamento distinto dos casos que se encontram na região do mapa de contato roda-trilho.

Analisando os modelos de contato roda-trilho 2D não simétricos no equilíbrio para os casos 1 e 2, é possível identificar que, devido às variações geométricas dos perfis, temos uma distribuição não uniforme da carga normal

entre as rodas e a via. Com isso, gera-se uma sobrecarga em um dos pares, o que provoca o deslocamento da carga devido à ação de um momento. A inclinação do rodeiro pode ser avaliada a partir da diferença de altura entre as suas extremidades, sendo que quanto maior for a diferença de altura, maior será a sobrecarga em um dos conjuntos, como ilustra a Figura 90.

Figura 90 – Casos 1 e 2 de modelos 2D quase-estáticos não simétricos no equilíbrio.



Fonte: Autor (2023).

4.3.7. Parâmetro de severidade do contato roda-trilho (I_{wr})

Conforme apresentado no tópico 4.3.6, o critério s (Magel; Kalousek, 2002), quando empregado em casos aleatórios de combinações de perfis de roda e trilho, não apresenta correlação com a pressão de contato.

Já o parâmetro C_{wr} avalia o comprimento da região de contato roda-trilho – ou a dimensão do semi eixo da elipse de contato – de forma que devido às características da tendência obtida por intermédio da relação entre o parâmetro vs pressão de contato (Figura 87) é possível estabelecer três regiões distintas de severidade do contato (em termos de pressão de contato) (IHHA, 2015), (Ding *et al.*, 2016), complementando as análises a partir dos parâmetros de Magel e Kalousek (2002).

A fim de consolidar a análise envolvendo os parâmetros s , C_{wr} e pressão de contato, um critério de severidade é proposto. O objetivo é englobar tais parâmetros e fornecer um indicador sobre quais perfis apresentam tendência para o desenvolvimento de falhas por desgaste ou fadiga de contato.

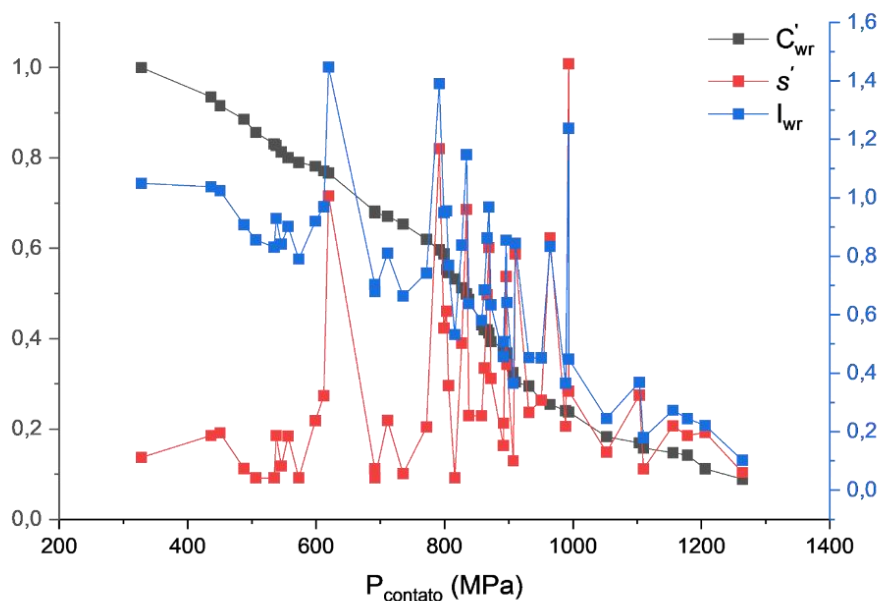
Nesta proposta, os parâmetros s e C_{wr} foram associados ao critério de severidade como na expressão abaixo:

$$I_{wr} = s' + C'_{wr} \quad [4.1]$$

onde I_{wr} representa o parâmetro de severidade do contato roda-trilho, C'_{wr} é o parâmetro de contato roda-trilho normalizado e s' se refere ao parâmetro s normalizado – razão entre os valores de s e C_{wr} pelos respectivos valores máximos de cada.

Relacionado C'_{wr} e s' , é possível estabelecer regiões de criticidade do contato roda-trilho, baseado nas considerações apresentadas sobre o mapa de contato roda-trilho, de acordo com a Figura 91, onde os mesmos 50 casos aleatórios utilizados no tópico 4.3.6 foram utilizados.

Figura 91 - Relação entre I_{wr} , C'_{wr} e s' em relação à pressão de contato.

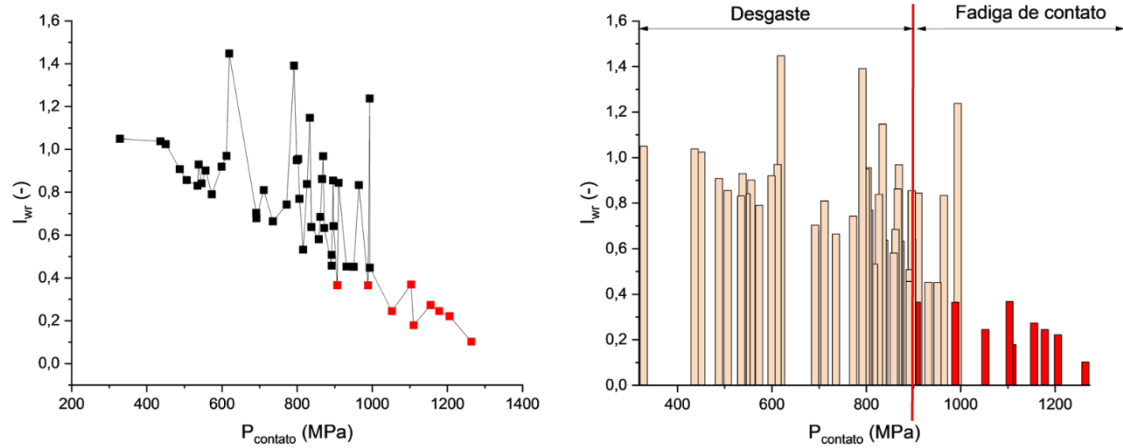


Fonte: Autor (2023).

Acoplado a análise sobre o grau de severidade do contato roda-trilho às considerações de Ding et al. (2016) e IHHA (2015), por intermédio das quais a transição da falha por desgaste para fadiga de contato ocorre em valores de pressão de contato de aproximadamente 900 MPa, pode-se destacar os casos em que tais falhas são predominantes. Considerando o mapa de contato roda-trilho (Figura 91), pode-se supor que a propensão a desenvolver falhas por fadiga

de contato ocorre para valores de I_{wr} menores que 0,4 - indicados em vermelho. É possível acoplar tais considerações no I_{wr} , conforme apresentado pela Figura 92.

Figura 92 - Casos críticos ao desenvolvimento de falhas por fadiga de contato.



Fonte: Autor (2023).

5. Conclusão

O presente trabalho, sobre a determinação das variáveis dos campos de tensões com o desgaste e danos superficiais no contato roda-trilho utilizando M.E.F., possibilitou o desenvolvimento inicial de um modelo 3D dinâmico do contato roda-trilho, o qual apresentou diversas vantagens, tal como análise mecânica e dinâmica da interação do rodeiro com a via. Porém, o tempo exigido para a realização da simulação (aproximadamente 14 horas), torna o seu uso limitado, por exemplo em termos do número de combinações entre perfis de rodas e trilhos que podem ser avaliadas em um determinado tempo.

Diante desse cenário, foi proposto o desenvolvimento de um modelo 2D quase-estático simétrico, que possui a vantagem de se avaliar o comportamento mecânico do contato roda-trilho, tendo uma força equivalente a ser aplicada no modelo, que por sua vez utiliza parâmetros obtidos do modelo 3D dinâmico, a um custo de tempo de simulação computacional na ordem de aproximadamente 3 minutos. Porém, o modelo, devido à sua natureza, possui aplicações limitadas, seja pelo fato de não permitir deslocamento horizontal, seja por considerar somente um elemento de roda e de trilho.

Por conta desta limitação do modelo 2D quase-estático simétrico, foi desenvolvido o modelo 2D quase-estático não-simétrico, que permite a simulação de um rodeiro em contato com a via, tendo como restrição de graus de liberdade o deslocamento vertical e horizontal da via, enquanto o rodeiro possui movimento livre até atingir a posição de equilíbrio.

O modelo se mostrou representativo, uma vez que foi confrontado em relação ao modelo 3D dinâmico, com resultados e comportamento do tribossistema coerentes com os resultados do modelo 3D, conservando o baixo tempo de simulação. Assim como o modelo simétrico, o tempo médio de simulação do modelo não-simétrico é da ordem de aproximadamente 3 minutos.

Além disso, o modelo 2D quase-estático permitiu o acoplamento da análise entre as distâncias das superfícies da roda e trilho, baseado no trabalho de Magel e Kalousek (2002), onde foi possível relacionar o grau de conformidade do contato com a tendência de falha do tribossistema, fosse por fadiga de contato (RCF) ou desgaste.

Por fim, é proposto um potencial parâmetro de qualidade associado à conformidade do contato roda-trilho, baseado nos perfis geométricos medidos em campo. O embasamento teórico foi consolidado a partir de conceitos relacionado à mecânica do contato e publicações recentes na literatura, tendo como característica a relação entre a conformidade do contato e um fator associado à largura do contato no modelo 2D.

6. Sugestões para trabalhos futuros

Diante das conclusões realizadas neste trabalho, o autor gostaria de indicar sugestões de trabalhos futuros sob o tema, de forma que as potencialidades identificadas ao longo do projeto possam ser expandidas e aprofundadas em novas pesquisas relacionadas a simulação numérica do contato roda-trilho, de importância em termos de engenharia e em aplicações tecnológicas e industriais.

- Avaliação do comportamento de C_{wr} e I_{wr} para cenários com condições de contorno diversos (carga variável, situação de curva e/ou curva-tangente, bitola de eixamento e de via distintas)
- Desenvolvimento de um modelo 2D quase-estático não simétrico otimizado para curvas
- Acoplamento da seção longitudinal no modelo 2D quase-estático não simétrico e validação em relação ao modelo 3D dinâmico

7. Referências

AN, Boyang; SUN, Yaoliang; LIU, Jiapeng; TAO, Gongquan; QIAN, Yao; WANG, Ping. The role of 3D contact geometry in modeling dynamic wheel-rail interaction at short-wave irregularities on rail surface. *Engineering Failure Analysis*, [S.L.], v. 153, p. 107559, nov. 2023. Elsevier BV.

Ayasse, J. B.; Chollet, H.; (2005), Determination of the wheel-rail contact patch in semi Hertzian conditions, *Vehicle System Dynamics*, 43(3), 161–72.

BALTIC, Sandra; DAVES, Werner. Squat initiation mechanism model in a rail-wheel contact. *Engineering Fracture Mechanics*, [S.L.], v. 269, p. 108525, jun. 2022. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfracmech.2022.108525>.

BERNARDES, C.F.; FUKUMASU, N.K.; LIMA, A.O.; SOUZA, R.M. ; MACHADO, I.F. Influence of growth defects on the running-in behavior of an a-C:H:W coating under pure sliding contact conditions. *Surface and Coatings Technology*, v. 402, 126278, 2020.

Bogdański, S., Olzak, M., Stupnicki, J., 1996, Influence of liquid integration on propagation of rail rolling contact fatigue cracks, in Zobory I, (ed.), *Proceedings 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail Systems*, Budapest University of Technology, Budapest, Hungary 134–43.

Bogdański, S., Olzak, M., Stupnicki, J., 1996, Influence of liquid integration on propagation of rail rolling contact fatigue cracks, in Zobory I, (ed.), *Proceedings 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail Systems*, Budapest University of Technology, Budapest, Hungary 134–43.

Boussinesq, J.; (1885), *Application des potentials à l'étude de l'équilibre et du mouvement des solides elastiques*, Paris, France, Gautier–Villars.

Bower, A.F., 1988, The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated rolling contact fatigue cracks, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, 110, 704–11.

BRAGHIN, F.; BRUNI, S; LEWIS, R.. Basic tribology of the wheel–rail contact. In: LEWIS, R.; OLOFSSON, U.. Wheel–Rail Interface Handbook. Swaston: Woodhead Publishing, 2009. p. 172-210.

BRAGHIN, F.; LEWIS, R.; DWYER-JOYCE, R.s.; BRUNI, S.. A mathematical model to predict railway wheel profile evolution due to wear. *Wear*, [S.L.], v. 261, n. 11-12, p. 1253-1264, dez. 2006. Elsevier BV.

BUTINI, Elisa *et al.* An innovative model for the prediction of wheel - Rail wear and rolling contact fatigue. *Wear*. Florence, p. 1-11. out. 2019.

Carter, F. W., 1926, "On the action of a locomotive driving wheel". Proceedings of the Royal Society of London, London, v. 112, pp. 151-157.

Cattaneo, C.; (1938), Sul contattodi due corpi elastici: distribuzione locale degli sforzi, *Rendiconti dell'Accademia Nazionale dei Lincei*, 27, 342–8, 434–6, 474–8.

Cerruti, V.; (1882), *Accademia dei lincei*, Roma, Mem fis mat.

CHEN, G.X.; ZHOU, Z.R.; OUYANG, H.; JIN, X.s.; ZHU, M.H.; LIU, Q.y.. A finite element study on rail corrugation based on saturated creep force-induced self-excited vibration of a wheelset–track system. *Journal Of Sound And Vibration*, [S.L.], v. 329, n. 22, p. 4643-4655, out. 2010. Elsevier BV.

CORBIN, FAZIO, A. E. *Transportation Research Record* 802 19. Performance-Based Track-Quality Measures and Their Application to Maintenance-of-Way Planning J.C., 1981

CUERVO, P.A.; SANTA, J.F.; TORO, A.. Correlations between wear mechanisms and rail grinding operations in a commercial railroad. *Tribology International*, [S.L.], v. 82, p. 265-273, fev. 2015. Elsevier BV.

Czichos H (1978), *Tribology*, Elsevier, Amsterdam, the Netherlands

DAVES, W.; KUBIN, W.; SCHERIAU, S.; PLETZ, M.. A finite element model to simulate the physical mechanisms of wear and crack initiation in wheel/rail contact. *Wear*, [S.L.], v. 366-367, p. 78-83, nov. 2016. Elsevier BV.

DING, H.H.; HE, C.G.; MA, L.; GUO, J.; LIU, Q.y.; WANG, W.J.. Wear mapping and transitions in wheel and rail materials under different contact pressure and sliding velocity conditions. *Wear*, [S.L.], v. 352-353, p. 1-8, abr. 2016. Elsevier BV.

DING, Haohao; YANG, Jinyu; WANG, Wenjian; LIU, Qiyue; GUO, Jun; ZHOU, Zhongrong. Wear mechanisms of abrasive wheel for rail facing grinding. *Wear*, [S.L.], v. 504-505, p. 204421, set. 2022. Elsevier BV.

DING, Junjun; LEWIS, Roger; BEAGLES, Adam; WANG, Junping. Application of grinding to reduce rail side wear in straight track. *Wear*, [S.L.], v. 402-403, p. 71-79, maio 2018. Elsevier BV.

FLETCHER, D. I.; FRANKLIN, F. J.; KAPOOR, A.. Basic tribology of the wheel–rail contact. In: LEWIS, R.; OLOFSSON, U.. *Wheel–Rail Interface Handbook*. Swaston: Woodhead Publishing, 2009. p. 172-210.

Franklin F, Widiyarta I, Kapoor A. Computer simulation of wear and rolling contact fatigue. *Wear* 2001;251(1–12):949–55.

Frederick, C.O., 1993, Future rail requirements, in Kalker, J.J., Cannon, D.F. and Orringer, O. (eds), *Proceedings of Rail Quality and Maintenance for Modern Railway Operation*, Kluwer Dordrecht, the Netherlands, 3–14.

FUKAGAI, Shinya; MA, Le; LEWIS, Roger. Tribological aspects to optimize traction coefficient during running-in period using surface texture. *Wear*, [S.L.], v. 424-425, p. 223-232, abr. 2019. Elsevier BV.

FUKUMASU, Newton Kyioshi et al. Integração de modelo de elementos finitos (MEF) e aprendizado de máquina (ML) para a análise do grau de severidade no sistema roda-trilho. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2022. 136 p.

Grassie, S., Kalousek, J., 1997, Rolling contact fatigue of rails: characteristics, causes and treatments, *Proceedings 6th International Heavy Haul Conference*, Capetown, South Africa, 7–11 April, 381–404.

Haines, D. J. and Ollerton, E., 1963, "Contact stress distribution on elliptical contact surfaces subjected to radial and tangential forces". Proc. of Inst. of Mechanical Engineers, London, v. 177, n. 4, pp. 45-54.

HAMID, A. AND GROSS, A. Track-Quality Indices and Track-Degradation Models for Maintenance-of-Way Planning, 1981.

Hamilton, G. M. and Goodman, L. E., 1966, "The stress field created by a circular sliding contact". Journal of Applied Mechanics, New York, v. 33, pp. 371-376.

Hertz, H. R., 1882, "Miscellaneous Papers". 8th ed. London: Macmillan & Co, 1896. Cap. 5 – "On the contact of two elastic solids", p. 146-162. Johnson, K. L., 1985, "Contacts Mechanics". 1st ed. Cambridge: Cambridge University Press, 451pp.

HU, Y.; WATSON, M.; MAIORINO, M.; ZHOU, L.; WANG, W.J.; DING, H.H.; LEWIS, R.; MELI, E.; RINDI, A.; LIU, Q.y.. Experimental study on wear properties of wheel and rail materials with different hardness values. Wear, [S.L.], v. 477, p. 203831, jul. 2021. Elsevier BV.

INTERNATIONAL HEAVY HAUL ASSOCIATION (IHHA). Guidelines to Best Practices For Heavy Haul Railway Operations: Management of the Wheel and Rail Interface. Virginia: Simmons-Boardman Books, Inc., 2015

IWNICKI, S.; BJÖRKLUND, S.; ENBLÖM, R.. Wheel–rail contact mechanics. In: LEWIS, R.; OLOFSSON, U.. Wheel–Rail Interface Handbook. Swaston: Woodhead Publishing, 2009. p. 57-92.

J. Auciello, E. Meli, S. Falomi, M. Malvezzi, Dynamic simulation of railway vehicles: wheel/rail contact analysis, Veh. Syst. Dyn. 47 (7) (2009) 867–899.

J.J. Kalker, A fast algorithm for the simplified theory of rolling contact, Veh. Syst. Dyn. 11 (1982) 1–13.

Johnson, K. L., 1985, "Contacts Mechanics". 1st ed. Cambridge: Cambridge University Press, 451pp.

Kalker, J. J., 1967, "On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Delft University of Technology, Delft, 155 pp.

Kalousek, J., Magel, E., 1997, Optimising the wheel/rail system, Railway and Track Structure, January.

Kapoor A, Franklin F. Tribological layers and the wear of ductile materials. Wear 2000;245(1–2):204–15.

Kapoor, A., Fletcher, D.I., Franklin, F.J., 2003, The role of wear in enhancing rail life, in Dowson, D., Priest, M., Dalmaz, G. and Lubrecht, A.A. (eds) (2003), Tribological research and design for engineering systems, Proceedings 29th Leeds-Lyon Conference on Tribology, Leeds 2002, Elsevier, Amsterdam, the Netherlands, 331–40.

KAPOOR, A.. A RE-EVALUATION OF THE LIFE TO RUPTURE OF DUCTILE METALS BY CYCLIC PLASTIC STRAIN. Fatigue & Fracture Of Engineering Materials & Structures, [S.L.], v. 17, n. 2, p. 201-219, fev. 1994. Wiley.

KHALLADI, A.; ELLEUCH, K.. Effect of surface topography with different groove angles on tribological behavior of the wheel/rail contact using alternative machine. Friction, [S.L.], v. 4, n. 3, p. 238-248, set. 2016. Springer Science and Business Media LLC.

Kik, W.; Piotrowski, J.; (1996), A fast, approximate method to calculate normal load at contact between wheel and rail and creep forces during rolling, in Zobory I (ed.), Proceedings 2nd Mini Conference on Contact Mechanics and Wear of Rail/Wheel Systems, Budapest, University of Technology Budapest, Hungary, 52–61.

Knothe, K.; Le-The, H. (1984), A contribution to the calculation of the contact stress distribution between two elastic bodies of revolution with non-elliptical contact area, Computers and Structures, 18(6), 1025–33.

Kunz J. Kontaktprobleme und ihre praktische Lösung. Konstruktion 2009;61:54-8.

Lewis, R., Dwyer-Joyce, R.S., 2004, Wear mechanisms and transitions in railway wheel steels, IMechE Part J; Journal of Engineering Tribology, 218, 467–78.

LEWIS, R.; OLOFSSON, U.. Basic tribology of the wheel–rail contact. In: LEWIS, R.; OLOFSSON, U.. Wheel–Rail Interface Handbook. Swaston: Woodhead Publishing, 2009. p. 34-57.

LIAN, Qinglin *et al.* Thermo-mechanical coupled finite element analysis of rolling contact fatigue and wear properties of a rail steel under different slip ratios. Tribology International. Beijing, p. 1-13. jan. 2020.

Lim, S.C., Ashby, M.F., 1987, Wear mechanism maps, Acta Metallica, 35, 1–24.

LIMA, Vinicius Alves de et al. EVALUATION OF WHEEL-RAIL CONTACT USING FEM: DEVELOPMENT OF A CONTACT PARAMETER BASED ON NEW AND WORN PROFILES. Wear, Sao Paulo.

LOPES, Modesto Valci Moreira et al. Integração de modelo de elementos finitos (MEF) e aprendizado de máquina (ML) para a análise do grau de severidade no sistema roda-trilho. São Paulo: Universidade de São Paulo, 2022. 136 p.

M. Malvezzi, E. Meli, S. Falomi, A. Rindi, Determination of wheel-rail contact points with semianalytic methods, Multibody Syst. Dyn. 20 (2008) 327–358.

M.S. Sichani, R. Enblom, M. Berg, A novel method to model wheel-rail normal contact in vehicle dynamics simulation, Veh. Syst. Dyn. 52 (2014) 1752–1764.

M'ewen, E., 1949, "Stresses in elastic cylinders in contact along a generatrix". Philosophical Magazine, Cambridge, v. 40, pp. 454-459.

MAGEL, Eric e; KALOUSEK, Joseph. The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding. Wear, [S.L.], v. 253, n. 1-2, p. 308-316, jul. 2002. Elsevier BV.

Mechanical behavior and abrasive mechanism mapping applied to micro-scratch tests on homogeneous and heterogeneous materials: FEM and experimental analyses. Wear, v. 450–451, 203240, 2020.

Mindlin, R. D.; (1949), Compliance of elastic bodies in contact, Trans ASME, Journal of Applied Mechanics, 16, 259–68.

Nilsson R., 2003, Wheel/rail wear and surface cracks, Licentiate Thesis, TRITA-mmK 2003; 03, KTH, Stockholm, Sweden.

Olofsson, U., Nilsson, R., 2002, Surface cracks and wear of rail: a full scale test and laboratory study, IMechE Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, 216, 249–64.

PASCAL, J. P.; SAUVAGE, G.. NEW METHOD FOR REDUCING THE MULTICONTACT WHEEL/RAIL PROBLEM TO ONE EQUIVALENT CONTACT PATCH. *Vehicle System Dynamics*, [S.L.], v. 20, n. 1, p. 475-489, jan. 1992. Informa UK Limited.

PAUL, Burton. A REVIEW OF RAIL—WHEEL CONTACT STRESS PROBLEMS. *Railroad Track Mechanics And Technology*, [S.L.], p. 323-351, 1978. Elsevier.

PHANYAKIT, T. AND SATIENNAM, T., Track-quality index and degradation of railway track structure: The construction track doubling project of northeast line from thanon chira junction to khon kaen station, Thailand.

Pyzalla, A., Wang, L., Wild, E., Wroblewski, T., 2001, Changes in microstructure, texture and residual stresses on the surface of a rail resulting from friction and wear, *Wear*, 251, 901–7.

RASMUSSEN, Carsten Jørn; FÆSTER, Søren; DHAR, Somrita; QUADE, Jesper Viggo; BINI, Manuel; DANIELSEN, Hilmar Kjartansson. Surface crack formation on rails at grinding induced martensite white etching layers. *Wear*, [S.L.], v. 384-385, p. 8-14, ago. 2017. Elsevier BV.

RINGSBERG, J. Prediction of fatigue crack initiation for rolling contact fatigue. *International Journal Of Fatigue*, [S.L.], v. 22, n. 3, p. 205-215, mar. 2000.

SÁ, Thiago Leister; RAMOS, Paola Gonzalez; PACHECO, Philippe Augusto de Paula; VIANA, Maria Clara Assunção; SANTOS, Guilherme Fabiano Mendonça dos; SANTOS JUNIOR, Auteliano Antunes dos; GAY NETO, Alfredo. Comparação entre modelo dinâmico e quase-estático para análise de contatos roda-trilho. *Proceedings Of V Railway Engineering Symposium*, 2022. Galoa.

Sackfield, A.; Hills, D. A., 1983, “Some useful results in the classical Hertz contact problem”. *Journal of Strain Analysis*, London, v. 18, n. 2, pp. 101-105.

SANTOS, F. de C. *et al.* Evaluation of Subsurface Contact Stresses in Railroad Wheels Using an Elastic Half-Space Model. 2004. Disponível em: <https://www.scielo.br/j/jbsmse/a/6NsDLyS4LqJxHfszhxM7c3q/?lang=en>. Acesso em: 04 jan. 2022.

SATOH, Yukio; IWAFUCHI, Kengo. Effect of rail grinding on rolling contact fatigue in railway rail used in conventional line in Japan. *Wear*, [S.L.], v. 265, n. 9-10, p. 1342-1348, out. 2008. Elsevier BV.

Seo J, Kwon S, Jun H, Lee D. Numerical stress analysis and rolling contact fatigue of White Etching Layer on rail steel. *Int J Fatigue* 2011;33(2):203–11.

SERIACOPI, V.; FUKUMASU, N.K.; SOUZA, R.M.; MACHADO, I.F. Analysis of Abrasion Mechanisms in the AISI 303 Stainless Steel: Effect of Deformed Layer. *Procedia CIRP*, v. 45, 187-190, 2016.

SERIACOPI, V.; FUKUMASU, N.K.; SOUZA, R.M.; MACHADO, I.F. Finite element analysis of the effects of thermo-mechanical loadings on a tool steel microstructure. *Engineering Failure Analysis*, v. 97, p. 383-398, 2019.

SERIACOPI, V.; PRADOS, E.F.; FUKUMASU, N.K.; SOUZA, R.M.; MACHADO, I.F. Mechanical behavior and abrasive mechanism mapping applied to micro-scratch tests on homogeneous and heterogeneous materials: FEM and experimental analyses. *Wear*, v. 450–451, 203240, 2020.

SINGH, Sudhir Kumar; DAS, Amit Kumar; SINGH, Sanjay R.; RACHERLA, Vikranth. Prediction of rail-wheel contact parameters for a metro coach using machine learning. *Expert Systems With Applications*, [S.L.], v. 215, p. 119343, abr. 2023. Elsevier BV.

Smith, J. O. and Liu, C. K., 1953, "Stresses due to tangential and normal loads on an elastic solid with application to some contact stress problems". *Journal of Applied Mechanics*, New York, v. 20, pp. 157-166.

STEENBERGEN, Michaël. Rolling contact fatigue in relation to rail grinding. *Wear*, [S.L.], v. 356-357, p. 110-121, jun. 2016. Elsevier BV.

STREY, Nathan Fantecelle; REZENDE, Andrei Bavaresco; MIRANDA, Rodrigo da Silva; FONSECA, Solange Tamara da; MEI, Paulo Roberto; SCANDIAN, Cherlio. Comparison of rolling contact fatigue damage between railway wheels and twin-disc test specimens. *Tribology International*, [S.L.], v. 160, p. 107037, ago. 2021. Elsevier BV.

Swanson P., Klann, R., 1981, Abrasive wear studies using the wet sand and dry sand rubber wheel tests, in Rhee, S.K., Ruff, A.W. and Ludema, K.C. (eds), *Wear of Materials 1981*, ASME, New York, USA, 379–89.

THEOBALD, O. *Machine Learning for Absolute Beginners*. Jeremy Perderon and Red to Brack Editing's Christopher Dino. 2017.

Tournay, H., 2001, Supporting technologies vehicle track interaction, in *Guidelines to Best Practice for Heavy Haul Railway Operations: Wheel and Rail Interface Issues*, International Heavy Haul Association, Virginia Beach, VA, USA, 2–1–2.73.

VALE (Brasil). Estrada de Ferro Carajás: o caminho onde passa a nossa riqueza. 2021. Disponível em: <http://www.vale.com/brasil/PT/initiatives/innovation/carajas-railway/Paginas/default.aspx>. Acesso em: 21 ago. 2021.

VALE (Brasil). ESTRADA DE FERRO VITÓRIA A MINAS – EFVM (CONCESSÃO VALE). 2021. Disponível em: <https://www.vli-logistica.com.br/conheca-a-vli/ferrovias/efvm-concessao-vale/>. Acesso em: 21 ago. 2021.

WANG, Kai; LAI, Jun; XU, Jingmang; LIAO, Tao; WANG, Ping; CHEN, Rong; QIAN, Yao; LI, Lu; MA, Xiaochuan. Multiscale analysis of wheel-rail rolling contact wear and damage mechanisms using molecular dynamics and explicit finite elements. *Tribology International*, [S.L.], v. 185, p. 108574, jul. 2023. Elsevier BV.

WEN, Zefeng; TAO, Gongquan; ZHAO, Xin; LI, Wei; JIN, Xuesong. Wear and RCF problems of metro wheel/rail systems: phenomena, causes and countermeasures in china. *Wear*, [S.L.], v. 534-535, p. 205118, dez. 2023. Elsevier BV.

WILCOX, Rand R.. Correlation and Tests of Independence. Introduction To Robust Estimation And Hypothesis Testing, [S.L.], p. 541-575, 2022. Elsevier.

WU, Bowen; WANG, Wenjing; PAN, Jiabao; HU, Yan; XU, Rui; YE, Dongdong; YAN, Wei; ZHANG, Rongyun. Study on corrugated wear on high-speed railways based on an improved finite element model of wheel-rail rolling contact. Tribology International, [S.L.], v. 179, p. 108199, jan. 2023. Elsevier BV.

Ye Y, Sun Y, Shi D, Peng B, Hecht M (2021) A wheel wear prediction model of non-Hertzian wheel-rail contact considering wheelset yaw: comparison between simulated and field test results, *Wear*.

ZHOU, L.; HU, Y.; DING, H.H.; LIU, Q.y.; GUO, J.; WANG, W.J.. Experimental study on the wear and damage of wheel-rail steels under alternating temperature conditions. *Wear*, [S.L.], v. 477, p. 203829, jul. 2021. Elsevier BV.

ZHU, Y.; OLOFSSON, U.. An adhesion model for wheel–rail contact at the micro level using measured 3d surfaces. *Wear*, [S.L.], v. 314, n. 1-2, p. 162-170, jun. 2014. Elsevier BV.