



**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**

JOÃO VITOR RAIMUNDO SILVA E SILVA

**SOBRE A SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL COM EMPREGO DO
MÉTODO GIWM PARA PREDIÇÃO DE DESGASTE POR
DESLIZAMENTO EM ENSAIO PINO-DISCO DE MATERIAIS DE
RODA-TRILHO FERROVIÁRIOS**

Vitória, ES

2023



**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
PRÓ-REITORIA DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**

JOÃO VITOR RAIMUNDO SILVA E SILVA

**SOBRE A SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL COM EMPREGO DO
MÉTODO GIWM PARA PREDIÇÃO DE DESGASTE POR
DESLIZAMENTO EM ENSAIO PINO-DISCO DE MATERIAIS DE
RODA-TRILHO FERROVIÁRIOS**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Cherlio Scandian
Coorientador: Prof. Dr. Guilherme Fabiano
Mendonça dos Santos

Vitória, ES

2023

Ficha catalográfica disponibilizada pelo Sistema Integrado de Bibliotecas - SIBI/UFES e elaborada pelo autor

S586s Silva e Silva, João Vitor Raimundo, 1992-
SOBRE A SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL COM EMPREGO DO MÉTODO GIWM PARA PREDIÇÃO DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO EM ENSAIO PINO DISCO DE MATERIAIS DE RODA-TRILHO FERROVIÁRIOS / João Vitor Raimundo Silva e Silva. - 2023. 85 f. : il.

Orientador: Cherlio Scandian.
Coorientador: Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos.
Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico.

1. Tribologia. 2. Roda. 3. Trilho. 4. Desgaste. 5. Simulação computacional. I. Scandian, Cherlio. II. Mendonça dos Santos, Guilherme Fabiano. III. Universidade Federal do Espírito Santo. Centro Tecnológico. IV. Título.

CDU: 621



PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
CENTRO TECNOLÓGICO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO

SOBRE A SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL COM EMPREGO DO MÉTODO GIWM PARA PREDIÇÃO DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO EM ENSAIO PINO- DISCO DE MATERIAIS DE RODA-TRILHO FERROVIÁRIOS

JOÃO VITOR RAIMUNDO SILVA E SILVA

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Dr. Cherlio Scandian
(Orientador – PPGEM/UFES)

Prof. Dr. Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos
(Coorientador – DEM/UFES)

Prof. Dr. Antônio César Bozzi
(Examinador Interno – PPGEM/UFES)

Prof. Dr. Roberto Martins de Souza
(Examinador Externo – PPGEM/USP)

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Vitória/ES, 16 de agosto de 2023.





Documentos defesa João Vitor Raimundo Silva e Silva

Data e Hora de Criação: 31/08/2023 às 16:01:27

Documentos que originaram esse envelope:

- Ata 325 João Vitor Raimundo Silva e Silva.pdf (Arquivo PDF) - 1 página(s)
- Questionário avaliação CAPES João Vitor Raimundo Silva e Silva M.pdf (Arquivo PDF) - 1 página(s)
- Comissão Examinadora João Vitor Raimundo Silva e Silva.pdf (Arquivo PDF) - 1 página(s)



Hashs únicas referente à esse envelope de documentos

[SHA256]: eb887c6f442468f025d4c1f23df00ddd3ed9c3c93491c8e38b7dd73a4414632e

[SHA512]: 4bc890497d2b3e470a6d34856290335319496f00462b1fb4fdc00762bf65333b0176b3c6a5776d0a7c1e896aae1b96fea5d5dbf5371c773aa0c936ad96a1c3490

Lista de assinaturas solicitadas e associadas à esse envelope



ASSINADO - Antonio Cesar Bozzi (antonio.bozzi@ufes.br)

Data/Hora: 31/08/2023 - 17:53:52, IP: 200.137.65.107, Geolocalização: [-20.27305, -40.305795]

[SHA256]: e88b05f0edeb49baafc154e912d2782c622449d1ab39a4ac6723d0a3bdf1234b



ASSINADO - Cherlio Scandian (cherlio.scandian@ufes.br)

Data/Hora: 01/09/2023 - 15:16:08, IP: 200.137.65.104

[SHA256]: 9ee592bc7bdddb6edfaa959fa1734cb3f4dd251de64f8b5506befb09821da762



ASSINADO - Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos (guilherme.f.santos@ufes.br)

Data/Hora: 31/08/2023 - 16:06:37, IP: 8.242.51.214

[SHA256]: 25e82a35c75abe2bc0e4c1ab53b056289eed3fa98ab0486c9d5695d1edc1537c



ASSINADO - Roberto Martins de Souza (robertosouza@usp.br)

Data/Hora: 31/08/2023 - 16:27:24, IP: 179.209.76.99, Geolocalização: [-23.588171, -46.636993]

[SHA256]: 1b7fbe83035018fa9e444721291ee0dccc1ee6d4a86fba8a9e32b6a96c832a7

Histórico de eventos registrados neste envelope

- 01/09/2023 15:16:08 - Envelope finalizado por cherlio.scandian@ufes.br, IP 200.137.65.104
- 01/09/2023 15:16:08 - Assinatura realizada por cherlio.scandian@ufes.br, IP 200.137.65.104
- 01/09/2023 15:15:52 - Envelope visualizado por cherlio.scandian@ufes.br, IP 200.137.65.104
- 31/08/2023 17:53:52 - Assinatura realizada por antonio.bozzi@ufes.br, IP 200.137.65.107
- 31/08/2023 17:53:47 - Envelope visualizado por antonio.bozzi@ufes.br, IP 200.137.65.107
- 31/08/2023 16:27:24 - Assinatura realizada por robertosouza@usp.br, IP 179.209.76.99
- 31/08/2023 16:06:37 - Assinatura realizada por guilherme.f.santos@ufes.br, IP 8.242.51.214
- 31/08/2023 16:04:38 - Envelope registrado na Blockchain por andreia.eyng@ufes.br, IP 200.137.65.106
- 31/08/2023 16:04:37 - Envelope encaminhado para assinaturas por andreia.eyng@ufes.br, IP 200.137.65.106
- 31/08/2023 16:01:28 - Envelope criado por andreia.eyng@ufes.br, IP 200.137.65.106

*À memória de meus avós,
dedico este trabalho.*

AGRADECIMENTOS

Foram dias e noites de muitos desafios, de estudo e de esforço para chegar até aqui.

À Deus, agradeço por tudo de bom que tenho e que sou, pelas bênçãos e força necessárias para me manter firme nessa caminhada sem nunca desistir, dando-me, quem sabe, até além do que mereço.

Aos meus pais e irmão, agradeço o apoio incondicional e por sempre acreditarem que eu seria capaz. Aos meus tios e prima, que mesmo de longe oram pedindo por mim, obrigado por serem sempre meu porto-seguro, e nunca me deixarem esquecer onde minhas raízes estão fincadas. Família, pelo ser humano que me tornei, por tudo e por tanto, minha eterna gratidão!

Meu agradecimento especial aos meus orientadores, Prof. Dr. Guilherme Fabiano Mendonça dos Santos e Prof. Dr. Cherlio Scandian, que sempre se mantiveram presentes, mostrando-me a direção correta. Obrigado, também, pela confiança em mim depositada, pela ajuda pessoal e profissional, e por me manterem motivado durante toda essa trajetória.

Aos meus velhos e novos amigos, obrigado pelo apoio, força, acolhida, incentivo e momentos de descontração que tivemos a oportunidade de desfrutar ao longo deste percurso. Em especial, agradeço aos colegas discentes e colegas professores do LabTDF/UFES, TRICORRMAT/UFES e LAFER/Unicamp.

À empresa VALE S.A., agradeço pelo apoio financeiro indispensável à conclusão deste estudo.

A palavra certa, hoje e sempre, é GRATIDÃO. A felicidade transborda. A sensação de evolução e dever cumprido é inenarrável.

“Não prever é já lamentar.”

Leonardo da Vinci

RESUMO

A tribologia abrange o estudo dos fenômenos relacionados ao atrito, desgaste e lubrificação de superfícies em contato e em movimento relativo. O desgaste por deslizamento é uma questão importante em diversos setores, como no caso do contato entre roda e trilho em sistemas ferroviários, onde o deslizamento puro pode ocorrer durante curvas. Ensaios laboratoriais de pino-disco são amplamente utilizados para investigar esse tipo de desgaste, mas apresentam limitações em termos de tempo e custo. Simulações computacionais utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) têm sido estudadas como uma alternativa para reduzir a necessidade desses ensaios, porém enfrentam desafios em relação ao alto custo computacional e tempo de simulação. Neste contexto, o presente estudo avalia a capacidade do método computacional semi-analítico GIWM (*Global Incremental Wear Model*) em identificar o coeficiente de desgaste dimensional ($\text{m}^3/\text{N.m}$) de ensaios pino-disco realizados em materiais utilizados em roda e trilhos ferroviários sob diferentes condições, além de usar tal coeficiente para prever a taxa de desgaste dos mesmos tribossistemas, quando da alteração da carga normal aplicada. Para isso, dados experimentais retirados de banco de dados laboratorial e da literatura foram utilizados tanto para calibrar o modelo (ensaios sob 5 N e 300 N de carga) e na comparação da sua capacidade de predição (ensaios de 10 N, 15 N e 600 N). Observou-se que o método GIWM foi capaz de identificar o coeficiente de desgaste dimensional em todos os casos, e sua predição apresentou boa concordância com parte dos experimentos. Além disso, o algoritmo mostrou-se computacionalmente eficiente, com tempo de simulação desprezível em relação aos experimentos e simulações MEF relatadas na literatura. Concluiu-se, portanto, que o método GIWM pode reduzir a necessidade de realizar ensaios de pino-disco com variação na carga normal aplicada para materiais do sistema roda-trilho, desde que a mudança no parâmetro de carga normal não cause variações severas nos mecanismos de desgaste predominantes e na intensidade de desgaste ao longo do ensaio.

Palavras-chave: Tribologia; Roda-trilho; Desgaste por deslizamento; Lei de Archard; Pino-disco; Simulação computacional; *Global Incremental Wear Model*.

ABSTRACT

Tribology encompasses the study of phenomena related to friction, wear, and lubrication of surfaces in contact and under relative motion. Wear due to sliding is a significant concern across various sectors, as seen in situations such as the interaction between a wheel and rail in railway systems, where pure sliding can occur during curves. Laboratory pin-on-disc tests are widely employed to investigate this type of wear; however, they exhibit limitations in terms of time and cost. Computational simulations utilizing the Finite Element Method (FEM) have been explored as an alternative to mitigate the need for these tests, yet they encounter challenges concerning computational expense and simulation duration. In this context, the present study assesses the capability of the semi-analytical computational method known as GIWM (Global Incremental Wear Model) to identify the dimensional wear coefficient ($m^3/N.m$) from pin-on-disc tests conducted on materials employed in railway wheels and rails under varying conditions. Additionally, the study employs this coefficient to predict the wear rate of these tribosystems when altering the applied normal load. To achieve this, experimental data drawn from laboratory databases and literature sources were employed both for model calibration (tests under 5 N and 300 N load) and for comparing its predictive capacity (tests under 10 N, 15 N, and 600 N load). It was observed that the GIWM method effectively identified the dimensional wear coefficient in all cases, and its predictions exhibited substantial agreement with a portion of the experimental results. Moreover, the algorithm demonstrated computational efficiency, with simulation times negligible compared to experiments and FEM simulations reported in the literature. Consequently, it was concluded that the GIWM method could diminish the necessity for conducting pin-on-disc tests with varying applied normal loads for materials within the wheel-rail system, contingent upon the alteration in the normal load parameter not inducing severe fluctuations in the predominant wear mechanisms and wear intensity throughout the test.

Keywords: Tribology; Wheel-rail; Sliding wear; Archard's law; Pin-on-disc; Computer simulation; Global Incremental Wear Model.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fatores que influenciam o desgaste das estruturas. Fonte: Adaptado de ZUM-GAHR, 1987.....	6
Figura 2: Desenho esquemático do contato da roda com o trilho. Fonte: SHEVTSOV, 2008 <i>apud</i> Almeida, 2017.....	7
Figura 3: Representação idealizada de contato único em deslizamento de superfícies. (a) Área máxima de contato do raio 'a'. (b) Após o deslizamento através da distância 'y'. (c) Depois de deslizar por uma distância '2a', a área de contato é apenas reduzida a zero. Fonte: Archard, 1953.....	8
Figura 4: Deformação elástica de um ponto de contato hertziano entre duas superfícies esféricas elásticas, sob carga normal W , formando um círculo de contato com raio a . Fonte: HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017.....	11
Figura 5: Contato hertziano a partir da aplicação de uma carga p para o contato esférico. Para o nosso caso, trataremos $p = Fn$ e $a = b$. Fonte: NORTON, 2013.	12
Figura 6: Zonas de contato roda-trilho. Fonte: Adaptado de SILVA E SILVA <i>et al.</i> , (2022).....	14
Figura 7: (a) Geometria de contato conforme e de (b) contato não-conforme. Fonte: HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017.	15
Figura 8: Desenho esquemático do tribômetro. (a) pino-plano alternado; (b) pino-disco. Fonte: Adaptado de MUKRAS, 2020.	16
Figura 9: Fluxograma descrevendo procedimentos típicos de simulações de desgaste. Fonte: Adaptado de Mukras, 2020.....	17
Figura 10: (a) Geometria do contato pino-disco; (b) Desenho de malha. Fonte: BORTOLETO <i>et al.</i> , 2013.	18
Figura 11: Comparação do comportamento de perda de massa de experimentos e resultados numéricos depois do desgaste por deslizamento. Fonte: Adaptado de BORTOLETO <i>et al.</i> , 2013.....	19

Figura 12: Representação esquemática do aparato experimental utilizado para realizar os experimentos de indentação. Fonte: Adaptado de OLIVER; PHARR, 1992.	22
Figura 13: Resultados do GIWM em comparação com os resultados experimentais obtidos com o tribômetro pino-disco em três cargas normais diferentes (200, 400 e 800 mN). Fonte: Adaptado de Hegadekatte <i>et al.</i> , 2008.	23
Figura 14: Resultados do GIWM em comparação com o MEF e com resultados experimentais de Pödra e Anderson (1999). (a) para carga normal de 21 N e (b) para carga normal de 50 N. Fonte: Adaptado de JAMARI, 2009.	24
Figura 15: Comparação dos resultados de profundidade/altura total de desgaste calculados pelo modelo semi-analítico e medidos em ensaio esfera-disco: a) Carga de 10 N e b) Carga de 35 N. Fonte: Adaptado de McCarron <i>et al.</i> , 2017.	25
Figura 16: Dimensional (mm) de (a) pino e (b) disco.	28
Figura 17: Dimensional de pino e disco utilizados no ensaio experimental. Fonte: Adaptado de Singh <i>et al</i> , 2023.	28
Figura 18: Esquema da evolução incremental da área de contato no pino. Fonte: Adaptado de Hegadekatte <i>et al.</i> , 2006.	31
Figura 19: Fluxograma para calibração do algoritmo GIWM com experimento de pino-disco à seco, sob carga de 300 N, em materiais de Roda Classe D e Trilho TR68. Fonte: Adaptado de Hegadekatte <i>et al.</i> 2006.	35
Figura 20: Fluxograma para calibração do algoritmo GIWM com experimento de pino-disco, sob carga de 5N, em materiais de Roda IRS - R19/93 e Trilho Grade 800 e sob diferentes condições de contaminantes e lubrificação. Fonte: Adaptado de Hegadekatte <i>et al.</i> 2006.	36
Figura 21: Fluxograma para predição da taxa de desgaste em experimento de pino-disco à seco, sob carga de 600 N, em materiais de Roda Classe D e Trilho TR68. Fonte: Adaptado de Hegadekatte <i>et al.</i> 2006.	37
Figura 22: Fluxograma para predição da taxa de desgaste em experimento de pino-disco, sob carga de 10 N e 15 N, em materiais de Roda IRS - R19/93 e	

Trilho Grade 800 e sob diferentes condições de contaminantes e lubrificação. Fonte: Adaptado de Hegadekatte <i>et al.</i> 2006.	38
Figura 23: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando a taxa de desgaste final do pino, oriunda de experimento de pino-disco conduzidos à seco e sob carga normal de 300 N.	39
Figura 24: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident}	40
Figura 25: Resultados da predição da taxa de desgaste final através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos à seco e sob carga normal de 600 N.	41
Figura 26: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos à seco e sob carga normal de 5 N.	42
Figura 27: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident}	42
Figura 28: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos à seco e sob carga normal de 10 N.	43
Figura 29: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos à seco e sob carga normal de 15 N.	44
Figura 30: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos com névoa e sob carga normal de 5 N.	45
Figura 31: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident}	45
Figura 32: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos em condição de névoa e sob carga normal de 10 N.	46
Figura 33: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos em condição de névoa e sob carga normal de 15 N.	47

Figura 34: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos com vegetação e sob carga normal de 5 N.....	48
Figura 35: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident}	48
Figura 36: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com vegetação e sob carga normal de 10 N.....	49
Figura 37: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com vegetação e sob carga normal de 15 N.....	50
Figura 38: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos com graxa e sob carga normal de 5 N.....	51
Figura 39: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident}	51
Figura 40: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com graxa e sob carga normal de 10 N.	52
Figura 41: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com graxa e sob carga normal de 15 N.	52

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Comparação dos resultados de profundidade/altura de desgaste em esfera e largura da trilha de desgaste em disco, oriundos de ensaios de desgaste por deslizamento, com simulações via MEF. Adaptado de BASTOLA <i>et al.</i> , 2022	20
Tabela 2: Comparação dos resultados de profundidade/altura de desgaste em esfera e largura da trilha de desgaste em disco, oriundos de ensaios de desgaste por deslizamento, com simulações via GIWM. Adaptado de BASTOLA <i>et al.</i> , 2022	26
Tabela 3: Composição química e propriedades mecânicas das rodas e trilhos. Fonte: Chaves, 2021.	27
Tabela 4: Composição química e propriedades mecânicas das rodas e trilhos. Fonte: Singh <i>et al.</i> , 2023.	29
Tabela 5: Especificações da graxa. Fonte: Adaptado de Singh <i>et al.</i> , 2023. ...	30
Tabela 6: Parâmetros do ensaio de pino-disco, cuja distância deslizada e carga normal foram utilizadas nas simulações computacionais. Fonte: TRICORRMAT, 2023.	30
Tabela 7: Parâmetros do ensaio de pino-disco, cuja distância deslizada e carga normal foram utilizadas nas simulações computacionais Fonte: Singh <i>et al.</i> , (2023).	31

LISTA DE SÍMBOLOS

E_c	Módulo de Elasticidade Equivalente [GPa]
E_1	Módulo de elasticidade do corpo 1 [GPa]
E_2	Módulo de elasticidade do corpo 2 [GPa]
ν_1	Coefficiente de Poisson do corpo 1 [Adimensional]
ν_2	Coefficiente de Poisson do corpo 2 [Adimensional]
V	Volume de material desgastado [m ³]
K	Coefficiente de desgaste [Adimensional]
k_{ident}	Coef. de desgaste dimen. identificado pelo GIWM [m ³ /N.m]
F_n	Carga normal aplicada [N]
H	Dureza do material mais macio [N/m ²]
R_p	Raio do pino [m]
a_0	Raio de contato inicial entre pino e disco [m]
a_{i+1}	Incremento do raio da calota desgastada no pino [m]
a_{max}	Raio total da calota desgastada no pino [m]
s_0	Distância de deslizamento inicial [m]
s_{i+1}	Incremento da distância de deslizamento [m]
s_{max}	Distância de deslizamento máxima [m]
Δs	Elemento de discretização da distância de deslizamento [m]
h_0^w	Altura de desgaste inicial no pino [μm]
h_{i+1}^w	Incremento da altura de desgaste no pino [μm]
h_0	Deslocamento elástico inicial [μm]
h_{i+1}^e	Incremento do deslocamento elástico [μm]
h_{i+1}	Incremento da altura de desgaste total no pino [μm]
h_{max}	Altura de desgaste total no pino [μm]
p_0	Pressão de contato inicial [MPa]

p_i	Incremento da pressão de contato [MPa]
Q_{exp}	Taxa de desgaste experimental [m ³ /m]
Q_{max}	Taxa de desgaste máxima via simulação [m ³ /m]
γ_1	<i>Creepage</i> Longitudinal [m/s]
γ_2	<i>Creepage</i> Lateral
ω_3	<i>Creepage</i> Spin [rad/s]
v_1	Velocidade real da roda [m/s]
v	Velocidade de avanço da roda [m/s]
v'_1	Velocidade de rolamento [rad/s]
S	Rigidez em descarga durante ensaio de indentação [MPa/m]
A	Área de contato entre superfícies no ensaio de indentação [m]

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
GIWM	<i>Global Incremental Wear Model</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
RMSE	<i>Root Mean Squad Error</i>
TRICORRMAT	Laboratório de Tribologia, Corrosão e Materiais
UFES	Universidade Federal do Espírito Santo

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
2.1	TRIBOLOGIA: CONCEITOS E APLICAÇÕES	5
2.1.1	Desgaste	5
2.2	MECÂNICA DO CONTATO RODA-TRILHO	10
2.2.1	Contato normal: Teoria de Hertz	10
2.2.2	Contato tangencial: Creepage	13
2.3	ENSAIOS DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO.....	14
2.3.1	Ensaio de pino-disco	16
2.4	SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE ENSAIOS TRIBOLÓGICOS	17
2.4.1	Método dos Elementos Finitos (MEF)	17
2.4.2	Global Incremental Wear Model (GIWM)	20
3	MATERIAIS E MÉTODOS	27
3.1	MATERIAIS	27
3.1.1	Roda e trilho	27
3.1.2	Contaminantes e Lubrificantes	29
3.2	MÉTODO EXPERIMENTAL	30
3.3	MÉTODO COMPUTACIONAL.....	31
3.3.1	Calibração – Amostras de Roda Classe D e Trilho TR68	33
3.3.2	Calibração – Amostras de Roda IRS R19/93 e Trilho G800	35
3.3.3	Predição – Amostras de Roda Classe D e Trilho TR68	37
3.3.4	Predição – Amostras de Roda IRS R19/93 e Trilho Grade 800 ..	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	39
4.1	AMOSTRAS DE RODA CLASSE D E TRILHO TR68	39
4.2	AMOSTRAS DE RODA IRS R19/93 E TRILHO GRADE 800	41
4.2.1	À seco	41
4.2.2	Com névoa	44
4.2.3	Com vegetação	47
4.2.4	Com graxa	50
4.3	TEMPO COMPUTACIONAL DAS ANÁLISES.....	53
5	CONCLUSÕES	54
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	56

7	REFERÊNCIAS.....	57
8	ANEXO A – ALTURAS DE DESGASTE EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS	64

1 INTRODUÇÃO

O problema de desgaste em aplicações de nível industrial tem sido amplamente relatado e, embora possa ter níveis de severidade diferentes, leva a uma degradação gradual de componentes mecânicos que pode afetar o desempenho destes, levando até mesmo à falha ou perda de funcionalidade do sistema (MUKRAS, 2020).

O impacto energético e econômico do desgaste em componentes mecânicos tem sido objeto de estudo de muitos pesquisadores. Holmberg e Erdemir (2019), por exemplo, calcularam que, em nível global, cerca de 23% (119 exajoules) do consumo total anual de energia em todo o mundo se origina do movimento relativo entre superfícies em contato. Destes, 13% (16 exajoules) são relacionados ao retrabalho de peças desgastadas e falhas de equipamentos relacionadas a estas.

Já em nível financeiro, em todo o mundo, as perdas econômicas totais originadas destes contatos, em todos os setores da sociedade, são estimadas em € 2,53 bilhões anuais, dos quais, 27% são devido ao desgaste (HOLMBERG & ERDEMIR, 2019).

Um destes setores em que o desgaste pode ser muito danoso e implicar em uma perda econômica considerável é o sistema ferroviário, onde o desgaste é intrínseco à interface de contato roda-trilho e que, de acordo com Bai *et al.*, (2022) e em termos de transporte de cargas, o aumento da produtividade no transporte está altamente associado ao crescimento econômico de um país.

Outro exemplo é no sistema de transporte de passageiros, onde, segundo Chen (2023) trens de alta velocidade surgiram como um modo inovador, experimentando um rápido crescimento nas últimas décadas. A exemplo disso, suas operações mundiais ultrapassaram 56.129 km em 2021, com países como EUA, Rússia, Egito e Índia planejando fortemente a implantação deste.

Logo, devido à sua importância econômica, entender o comportamento de desgaste neste sistema, propondo melhorias relacionadas ao gerenciamento eficiente do contato roda-trilho, é crucial para melhorar a eficiência de toda a operação (MIRANDA *et al.*, 2022).

O desgaste, porém, é um fenômeno complexo, principalmente devido a sua sistematicidade. Zum-Gahr (1987) afirma que os processos de desgaste podem ser classificados como desgaste por deslizamento, desgaste por rolamento, desgaste por

fretting, desgaste abrasivo e desgaste erosivo, dependendo da cinemática do sistema, o que torna seu estudo difícil.

Para o sistema ferroviário, de acordo com Singh *et al.*, (2023), é essencial investigar adequadamente as características tribológicas das rodas e trilhos e seu desempenho sob diferentes condições ambientais e de lubrificação, semelhante a situações da vida real, o que pode dificultar ainda mais o estudo do desgaste.

He *et al.*, (2022) citam que só existem duas maneiras de se estudar os fenômenos de desgaste: experimentos e simulações computacionais. Análises experimentais de desgaste são geralmente conduzidas em laboratório, a fim de examinar os mecanismos pelo qual o desgaste ocorre ou para simular aplicações práticas e fornecer dados úteis sobre taxas de desgaste. Porém, tais experimentos são intrinsecamente demorados e caros. (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

Logo, as simulações computacionais, tanto numéricas quanto semi-analíticas tem sido objetos de pesquisa. Recentemente, pesquisadores como Sánchez-Islas *et al.*, (2022) e Manjunatha *et al.*, (2022), aplicaram o Método dos Elementos Finitos (MEF) para a resolução do problema de contato normal em ensaios de pino-disco em busca da predição do desgaste por deslizamento em diferentes tribossistemas.

Apesar de ser considerado assertivo, o MEF esbarra no viés de ser computacionalmente pesado, necessitando horas de simulação. Além disso, exemplos de simulações computacionais semi-analíticas foram realizadas por Johansson (1993), Gallego *et al.*, (2006) e Di Puccio *et al.*, (2023), e trouxeram bons resultados de predição de profundidade/altura de desgaste por deslizamento com maior eficácia computacional.

McCarron *et al.*, (2017), Kurniawan *et al.*, (2021), Bastola *et al.*, (2022), além de Basit *et al.*, (2023), inclusive, utilizaram o método semi-analítico *Global Incremental Wear Model* (GIWM), cunhado por Hegadekatte *et al.* (2006), para predição de desgaste em tribômetros de pino-disco, e todos encontraram resultados interessantes para diferentes tribossistemas, validando-os com experimentos.

Portanto, tendo em vista o contexto e a importância do entendimento do comportamento de desgaste na esfera ferroviária, bem como a busca por metodologias rápidas e eficazes para tal, este trabalho tem por objetivo geral a

implementação e avaliação da capacidade do modelo semi-analítico GIWM em se identificar um coeficiente de desgaste dimensional k_{ident} oriundo de ensaios pino-disco em materiais de roda-trilho ensaiados sob diferentes condições de cargas, contaminantes e de lubrificação, bem como do potencial de predição, através deste, da taxa de desgaste quando do aumento da carga aplicada, buscando contribuir com o entendimento das possibilidades de utilização do método.

Referindo-se aos objetivos específicos, estes são:

- Empregar dados de ensaio de pino-disco realizados em materiais de rodas e trilhos ferroviários de diferentes classes, sob carga normal de 5 N e 300 N, e em condições experimentais seca, com água (reproduzindo condição de névoa/chuva), com vegetação e lubrificado com graxa, presentes na literatura e em banco de dados TRICORRMAT, na calibração do modelo GIWM, afim de se identificar o coeficiente de desgaste dimensional k_{ident} para cada situação;
- Utilizar tais coeficientes para predizer a taxa de desgaste em ensaio de pino-disco, para diferentes cargas aplicadas de 10 N, 15 N e 600 N, comparando os valores encontrados com resultados experimentais, afim de se avaliar a assertividade do método, com intuito final da possível diminuição da necessidade de repetição de ensaios onerosos quando somente se necessita modificar parâmetros de carga para um mesmo tribossistema.

Para isto, o trabalho traz, no Capítulo 2, uma revisão bibliográfica sobre tribologia e desgaste por deslizamento, sobre as características de alguns dos métodos computacionais atualmente empregados para predição de desgaste por deslizamento, além da base da mecânica do contato do sistema roda-trilho.

O Capítulo 3 mostra detalhes dos materiais e da metodologia experimental sob a qual este trabalho se apoiou, bem como a metodologia utilizada para a condução das simulações computacionais. O Capítulo 4 exibe os resultados das simulações computacionais conduzidas, promovendo uma discussão no que tange a comparação destes com os resultados experimentais, além de um comparativo de tempo computacional de simulações via MEF presentes na literatura.

O Capítulo 5 conta com a conclusão do trabalho, o Capítulo 6 sugere alguns temas para o futuro e o Capítulo 7 cita as referências bibliográficas usadas para fundamentar todo o estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 TRIBOLOGIA: CONCEITOS E APLICAÇÕES

De acordo com Bhushan (2002), a palavra “tribologia” foi inicialmente relatada em 1966 pelo Dr. Peter Jost e pode ser definida como a “ciência e a tecnologia de superfícies que interagem em movimentos relativos, além de seus temas associados”.

Por consequência destes efeitos relativos ao movimento entre superfícies, tem-se no desgaste um importante conceito a ser estudado, juntamente com, como nos diz Hutchings e Shipway (2017), o atrito e a lubrificação.

No contexto do desgaste, superfícies de componentes sob contato e movimento relativo entre si podem sofrer com a perda de material sólido, provocando assim uma redução no desempenho destes e, eventualmente, levar a falhas ou perda da funcionalidade de um sistema. (MUKRAS, 2020)

Tal contexto pode ser entendido como uma grande motivação para se avaliar o emprego de tecnologias de simulação computacional para agilizar o estudo do desgaste em tribossistemas, como propõe o presente trabalho.

2.1.1 Desgaste

A definição de desgaste, segundo Zum-Gahr (1987), pode ser entendida como o dano superficial decorrente do comportamento de duas superfícies sólidas em movimento relativo.

Ainda de acordo com Zum-Gahr (1987), são vários os parâmetros do tribossistema que influenciam nas taxas de desgaste destes pares, como: propriedades micro e macro geométricas, propriedades triboquímicas, propriedades ambientais e, para os metais, propriedades metalúrgicas, tornando assim, o desgaste extremamente sistêmico. Além disso, a Figura 1 traz fatores mais gerais que influenciam o desgaste de estruturas.

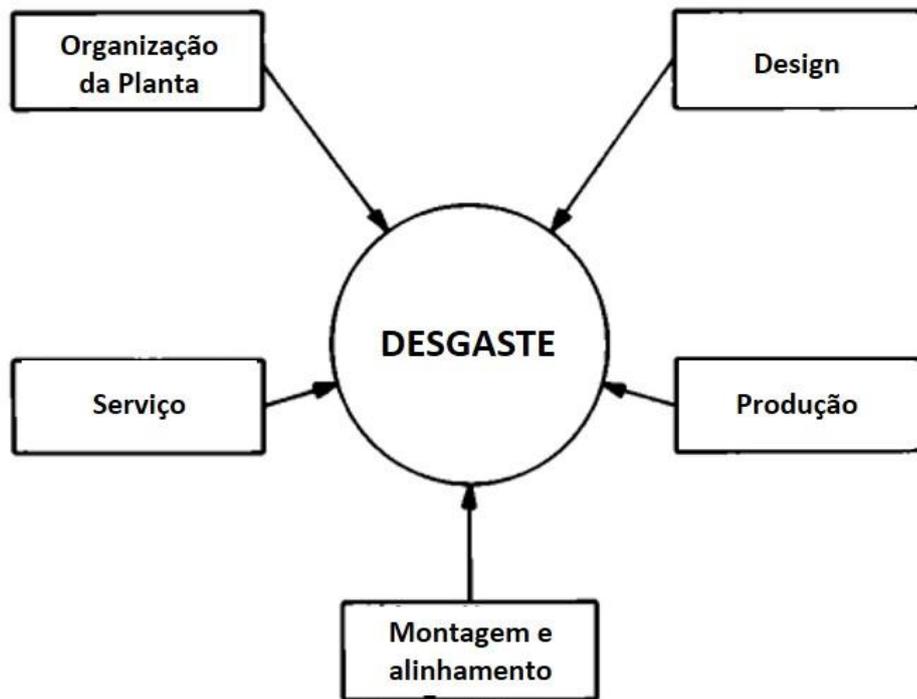


Figura 1: Fatores que influenciam o desgaste das estruturas. Fonte: Adaptado de ZUM-GAHR, 1987.

Devido ao contexto sistêmico do desgaste, este pode ser dividido em categorias de mecanismos que correlacionam as características do fenômeno. Mukras (2020), por exemplo, afirma em seu trabalho de revisão que duas categorias principais de mecanismos de desgaste parecem emergir de discussões recentes sobre o tema. Estas incluem o desgaste puramente mecânico (remoção de material de superfície dos corpos em contato e deslizamento relativo, além do desgaste através de um fluxo de fluido ou um fluxo de partículas sólidas) e o desgaste envolvendo alguns elementos químicos ativos, como os resultantes da interação mecânica entre as superfícies em contato e em um ambiente corrosivo.

A partir da definição, entende-se que o desgaste acontece quando os corpos estiverem em contato e em movimento relativo entre si. É inevitável, portanto, que o desgaste ocorrerá em quase todos os sistemas de engenharia com peças móveis (MUKRAS, 2020).

A Figura 2, por exemplo, ilustra o sistema mecânico de contato roda-trilho em curvas, que é objeto de ampla investigação fenomenológica de desgaste por deslizamento e será explicado em mais detalhes na seção 2.2.

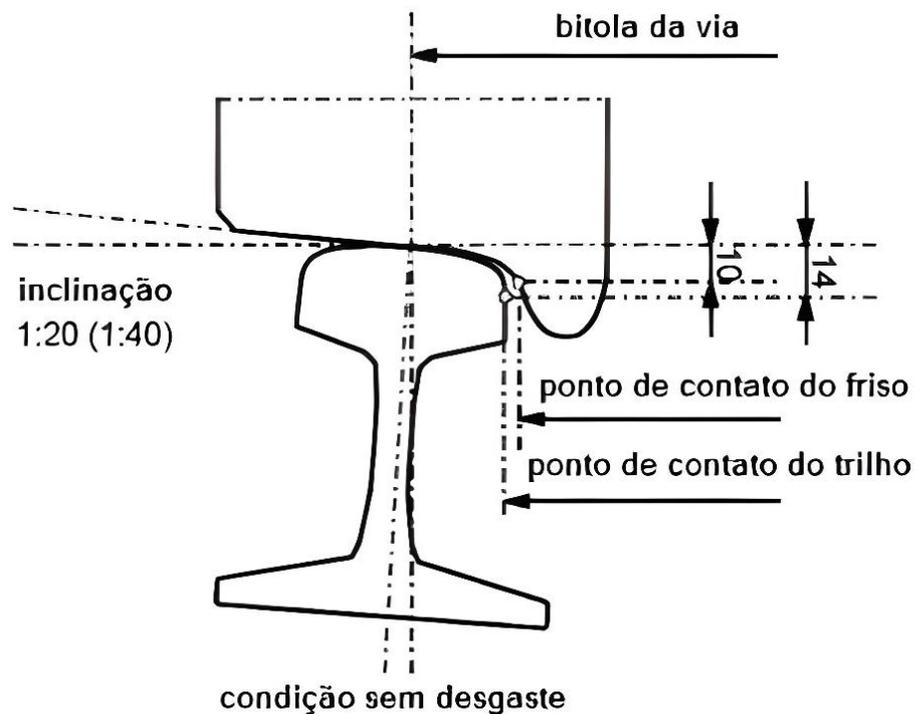


Figura 2: Desenho esquemático do contato da roda com o trilho. Fonte: SHEVTSOV, 2008 *apud* Almeida, 2017.

Existem, portanto, modelos que tentam explicar os mecanismos de desgaste citados anteriormente. É o caso da Lei de Archard para desgaste por deslizamento, que será apresentado na próxima subseção e sob qual este trabalho se baseará.

De acordo com Stachowiak (2013), a maioria das formas de desgaste são o resultado de eventos que ocorrem no contato entre as asperezas superficiais de dois corpos.

Resultados iniciais de Holm (1946) supõem que o processo de desgaste envolve a remoção atômica a partir das asperezas, com uma taxa de desgaste proporcional à carga aplicada.

Entretanto, Archard (1953), mostra que a teoria de desgaste de Holm não está em acordo com o experimento realizado em seu trabalho que, de acordo com Mukras (2020), pode ser considerado de base fenomenológica. A Figura 3 mostra tal experimento para uma única aspereza, onde é sugerido que material de desgaste é removido em partículas e não atômicamente.

No experimento em questão, assume-se que a aspereza é circular de raio 'a'. A remoção de partículas de material é mais provável por meio de deformação plástica (BOWDEN; TABOR, 1950).

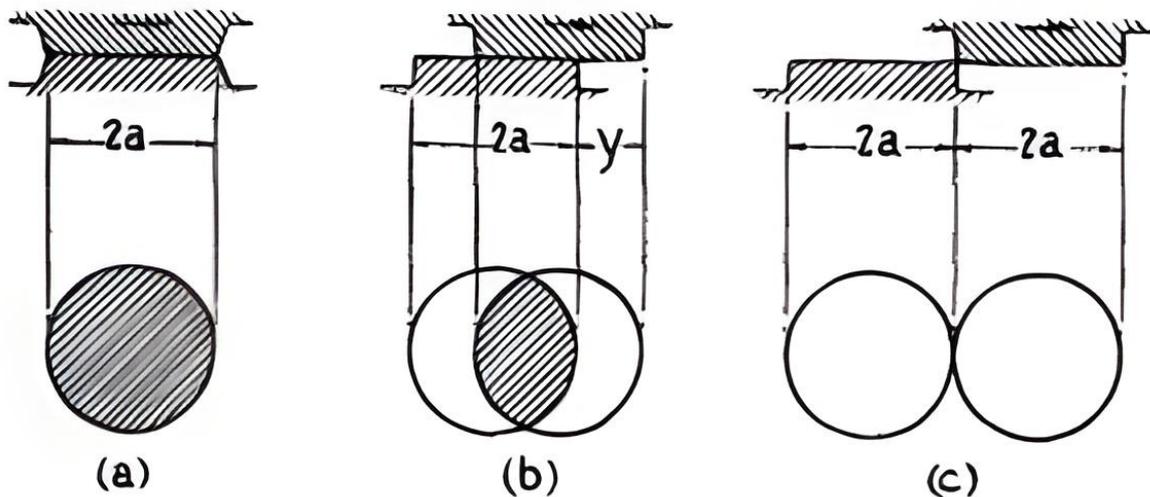


Figura 3: Representação idealizada de contato único em deslizamento de superfícies. (a) Área máxima de contato do raio 'a'. (b) Após o deslizamento através da distância 'y'. (c) Depois de deslizar por uma distância '2a', a área de contato é apenas reduzida a zero. Fonte: Archard, 1953.

A partir deste ensaio, Archard (1953) fez algumas considerações sobre o seu modelo, para o caso da remoção de partículas de desgaste a partir de deformação plástica e que serão válidas também para este presente trabalho:

- i. A taxa de desgaste é proporcional à carga;
- ii. A taxa de desgaste é independente da aparente área de contato;
- iii. Nem todo contato resulta em uma partícula de desgaste. Assume-se que uma proporção K (independentemente do tamanho delas) o faz. Portanto, K pode ser considerado como um fator de probabilidade típico da combinação de materiais utilizados, aplicando-se a uma faixa de condições experimentais em que o processo de desgaste permanece do mesmo tipo;
- iv. Desde que K e a pressão de contato permaneçam constantes, a taxa de desgaste é independente da velocidade de deslizamento;

Finalmente, a Lei de Archard para desgaste por deslizamento segue a simplificada Equação 1, que relaciona o volume de material desgastado com a carga normal aplicada, com a distância deslizada e com propriedade dos materiais envolvidos.

$$\frac{V}{s} = K \frac{F_n}{H}$$

Equação 1

Na qual:

- V é o volume de material desgastado [m³];
- K é o coeficiente de desgaste entre materiais [Adimensional];
- F_n é a carga normal [N];
- H é a dureza do material mais macio (N/m²);
- s é a distância de deslizamento [m].

A Equação 1 é uma afirmação da teoria do desgaste em termos fundamentais, mas não está em uma forma particularmente adequada para o projetista que está interessado na profundidade/altura do desgaste (ARCHARD, 1980). Portanto, o autor propôs reescrever a equação em termos da área aparente de contato. Logo, obtemos a Equação 2:

$$\frac{h}{s} = \frac{K}{H} \cdot p \quad \text{Equação 2}$$

Na qual:

- h é a profundidade/altura de desgaste [mm];
- p é a pressão de contato aparente [MPa].

Autores do passado (Pödra e Anderson, 1999) e do presente (Bastola *et al.*, 2022) concordam com esta manipulação, bem como com a definição de um coeficiente de desgaste dimensional ' k ' (m³/m.N), que assume que $k = K/H$.

Apesar da incerteza intrínseca causada pelos parâmetros envolvidos na equação ter uma considerável influência sobre os resultados, como nos afirma Liu *et al.*, (2021), esta equação é, até os dias atuais, muito utilizada devido à sua simplicidade e à falta de uma lei de desgaste mais elaborada (ZHANG *et al.*, 2022).

Segundo Bushan (2013), uma das formas de se descrever o grau de desgaste de um sistema é pela taxa de desgaste (mm³/m), portanto, para este trabalho, a taxa de desgaste oriunda de resultados de ensaios de pino-disco será objeto de comparação para a validação da assertividade das simulações computacionais baseadas na Lei de Archard e na mecânica do contato Hertziana, que será vista a seguir.

2.2 MECÂNICA DO CONTATO RODA-TRILHO

Como dito anteriormente, a tribologia trata dos fenômenos oriundos de superfícies em contato e movimento relativo entre si. Logo, o entendimento da mecânica do contato presente no sistema roda-trilho se mostra essencial para aprofundarmos no estudo do desgaste.

As forças que atuam na área de contato roda-trilho podem ser divididas em componentes normais e tangenciais. Para a primeira, a Teoria de Hertz é frequentemente usada fornecendo uma área de contato elíptica com semieixos que podem ser calculados. Já para a segunda, principalmente em casos onde as rodas ferroviárias não executam um movimento de rolamento puro, as forças de *creep* (ou *creepage*) também atuam sobre a área de contato (IWNICKI, 2003).

2.2.1 Contato normal: Teoria de Hertz

Segundo Johnson (1987), a primeira abordagem satisfatória do estudo de contato entre corpos elásticos homogêneos foi feita por Heinrich Hertz em 1882, onde este estava preocupado com a possível influência da deformação de superfícies de lentes de vidro devido à pressão de contato entre elas.

Esta abordagem é intuitivamente simples e pressupõe as condições abaixo, com base na Figura 4 que apresenta um exemplo de uma esfera elástica quando pressionada contra outra esfera igualmente elástica, com raios R_1 e R_2 , sob uma carga normal W , (JOHNSON, 1987; HUTCHINGS & SHIPWAY, 2017):

- i. As superfícies são contínuas, suaves e não conformes ($a \ll R$);
- ii. As tensões são pequenas ($a \ll R$);
- iii. Cada sólido pode ser considerado como um semiespaço elástico na proximidade da região de contato;
- iv. As superfícies não experimentam atrito.

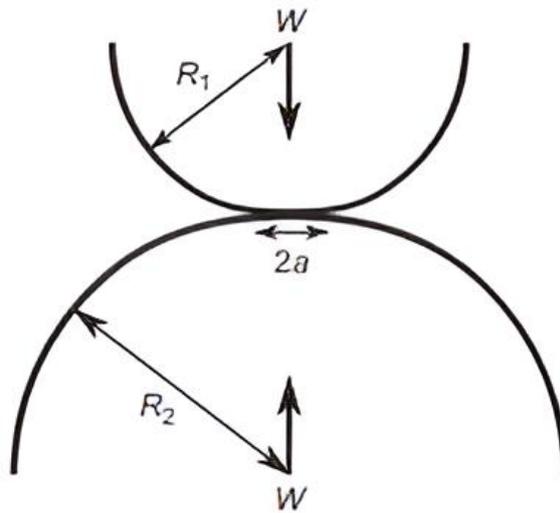


Figura 4: Deformação elástica de um ponto de contato hertziano entre duas superfícies esféricas elásticas, sob carga normal W , formando um círculo de contato com raio a . Fonte: HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017.

Tais condições garantem que o campo de tensão calculado com base em um sólido infinito não seja influenciado pela proximidade de seus contornos e que a superfícies fora da região de contato se aproximem do plano da superfície de um semiespaço, bem como, que as tensões na região de contato sejam suficientemente pequenas para se enquadrar no escopo da teoria da elasticidade linear (JOHNSON, 1987).

A partir desta afirmação, Hertz deduziu, segundo Norton (2013), as equações para a área de contato, deformação, distribuição das pressões e tensões de contato na linha de centro de dois corpos elásticos e com geometrias definidas, quando carregados estaticamente.

A área de contato será circular, com um raio a , por exemplo. Segundo Johnson (1987), para uma área circular, a contribuição que a pressão exerce no segundo corpo é igual à do primeiro. Portanto, deve-se considerar o módulo de elasticidade equivalente E_c nestes tipos de abordagens de corpos elásticos.

O termo segue a Equação 3 e é tratado em termos dos inversos devido a divisão da contribuição da pressão de contato de ambos os corpos.

$$\frac{1}{E_c} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad \text{Equação 3}$$

Na qual:

- E_c é o módulo de elasticidade equivalente [GPa];
- E_1 é o módulo de elasticidade do corpo 1 [GPa];
- E_2 é o módulo de elasticidade do corpo 2 [GPa];
- ν_1 é o coeficiente de Poisson do corpo 1 [Adimensional];
- ν_2 é o coeficiente de Poisson do corpo 2 [Adimensional].

A partir da aplicação vertical da carga normal, a deformação dos corpos esféricos acontece, e o contato hertziano é ilustrado na Figura 5.

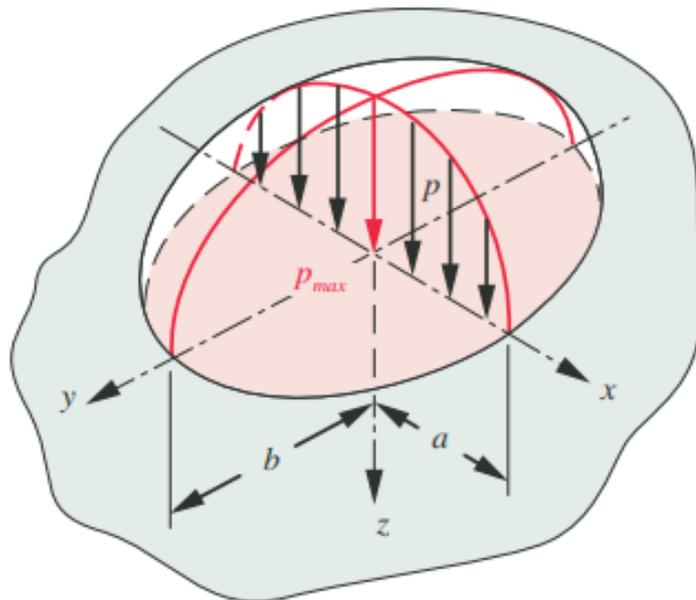


Figura 5: Contato hertziano a partir da aplicação de uma carga p para o contato esférico. Para o nosso caso, trataremos $p = F_n$ e $a = b$. Fonte: NORTON, 2013.

A distribuição da pressão de contato pode ser tratada separadamente, o que é determinado pela forma geométrica e pelo modo de suporte dos corpos. Para duas esferas em contato, a área de contato é uma zona circular com um raio a_0 . O modelo de Hertz prevê aumentos não lineares de a , cujo qual pode ser representado pela Equação 4 abaixo, sendo R_p o raio da esfera ou pino esférico (LI *et al.*, 2022):

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{3pR_p}{4E_c}}$$

Equação 4

Para o caso deste trabalho, ou seja, de um pino de ponta esférica em contato com um disco plano, considera-se R_2 como infinito, fazendo $1/R_2$ igual a zero (NORTON, 2014). Tal consideração permite que possamos reescrever a Equação 4 somente em função do raio do pino, como veremos nas seções que tratam da modelagem computacional do contato pino-disco.

Apesar das considerações citadas poderem ser expostas como limitações da mecânica do contato Hertziana, a teoria de Hertz, ainda nos dias atuais, proporciona uma boa aproximação do contato de corpos onde a região de contato permanece pequena quando comparada com o tamanho dos corpos, como citam Puneeth *et al.*, (2022).

Além disso, a solução não está restrita a um material ou geometria específica, podendo, então, ser aplicada para o caso do contato entre materiais de roda-trilho.

2.2.2 Contato tangencial: *Creepage*

Partindo da possibilidade de aplicação da teoria hertziana na solução do contato normal, cabe agora entender o contato tangencial envolvido no sistema roda-trilho.

Para tal, Iwnicki (2003) nos afirma que a força tangencial à força normal é geralmente dividida em longitudinal (na direção do eixo do trilho) e lateral (no plano normal ao eixo ferroviário), sendo esta força transmitida ao trilho quando vagões executam curvas, por exemplo.

A parcela longitudinal desta força tangencial é denominada de *creepage* (γ_1) ou microdeslizamento e segue a Equação 5, onde v_1 é a velocidade real da roda, v é a velocidade de avanço destas e v'_1 é a velocidade de rolamento (quando nenhuma deformação ocorre à mesma velocidade de avanço). Além disso, é inerente ao sistema roda-trilho e diretamente proporcional ao aumento da taxa de desgaste envolvida (JENDEL & BERG, 2002; IWNICKI, 2003; BOSSO, 2022).

$$\gamma_1 = \frac{v'_1 - v_1}{v} \quad \text{Equação 5}$$

Além da parcela longitudinal, existem ainda o *creepage* lateral (γ_2), que é transversal ao rolamento e o *creepage* spin (ω_3), onde se observa uma rotação da roda sobre um eixo vertical (IWNICKI, 2003).

Uma questão crítica relacionada à influência da parcela longitudinal da força tangencial no desgaste pode ser notada ao longo de curvas mais acentuadas, onde, de acordo com Almeida *et al.* (2019), uma condição de deslizamento puro pode ser observada entre o friso das rodas e o canto do boleto dos trilhos (mostrado na Figura 6 como a Zona B), acarretando maiores danos. Estes danos são amplamente estudados na tribologia, onde ensaios de desgaste por deslizamento são realizados em escala laboratorial, como veremos na seção 2.3.

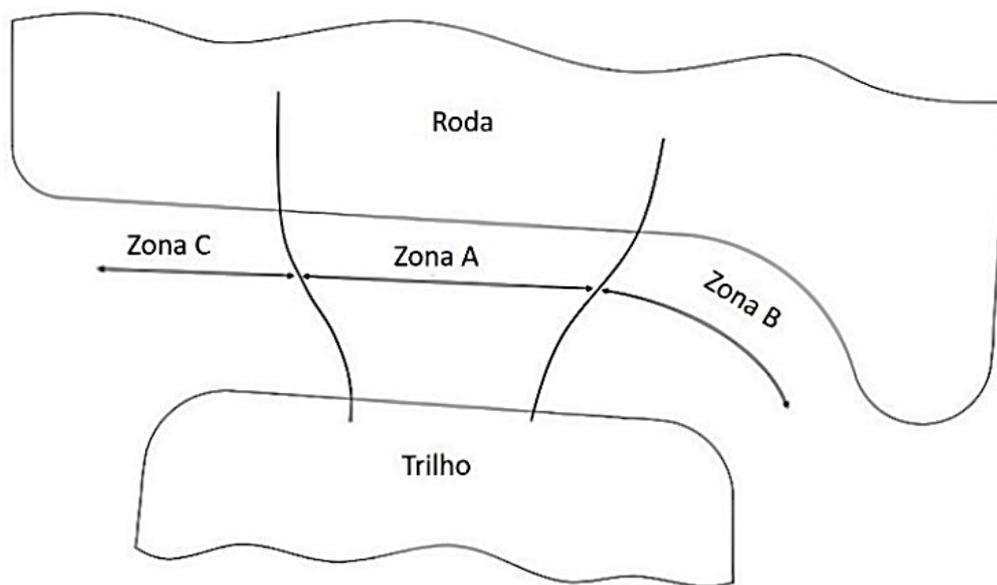


Figura 6: Zonas de contato roda-trilho. Fonte: Adaptado de SILVA E SILVA *et al.*, (2022)

Com o entendimento da mecânica do contato no sistema roda-trilho e seus danos intrínsecos, materiais estão sendo objetos constantes de estudo diversos, inclusive de desgaste, para utilização otimizada do setor. A próxima seção trará uma breve revisão sobre as características do ensaio tribológico que serviu de base para o presente trabalho.

2.3 ENSAIOS DE DESGASTE POR DESLIZAMENTO

De acordo com Strey *et al.*, (2021), os ensaios de laboratório são utilizados para simular condições de funcionamento em pequena escala, além de serem úteis para avaliar e caracterizar novos materiais, visando a redução de custos de engenharia.

A escolha cuidadosa das condições, seu controle e monitoramento são essenciais para que os resultados de um ensaio sejam úteis, seja como uma simulação de uma

aplicação prática ou para fins científicos mais amplos. (HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

Dentre os ensaios tribológicos de desgaste por deslizamento, Hutchings e Shipway (2017) cita o de pino-disco que, segundo o mesmo, é a configuração mais comum e será apresentada na subseção 2.3.1. Esta configuração é chamada de assimétrica em relação à remoção de material em corpo e contra-corpo, ou seja, existe uma diferença de contato de superfície entre eles.

Em relação às definições, o corpo em um ensaio tribológico é o material sendo testado em relação a outro material, chamado de contra-corpo (BHUSHAN, 2013; HUTCHINGS & SHIPWAY, 2017; HOLMBERG & MATTHEWS, 2009).

Ainda segundo Hutchings e Shipway (2017), o contato entre corpo e contra-corpo em um ensaio de desgaste por deslizamento pode ser classificado como conforme ou não-conforme, onde se caracterizam por uma área de contato estendida (ex: pino de extremidade plana contra um disco) e uma área pontual (ex: pino de extremidade esférica contra um disco), respectivamente.

Tais tipos levarão a mudanças na pressão de contato, que por sua vez podem influenciar nas taxas de desgaste, já que estas são intimamente relacionadas, e podem ser observadas na Figura 7.

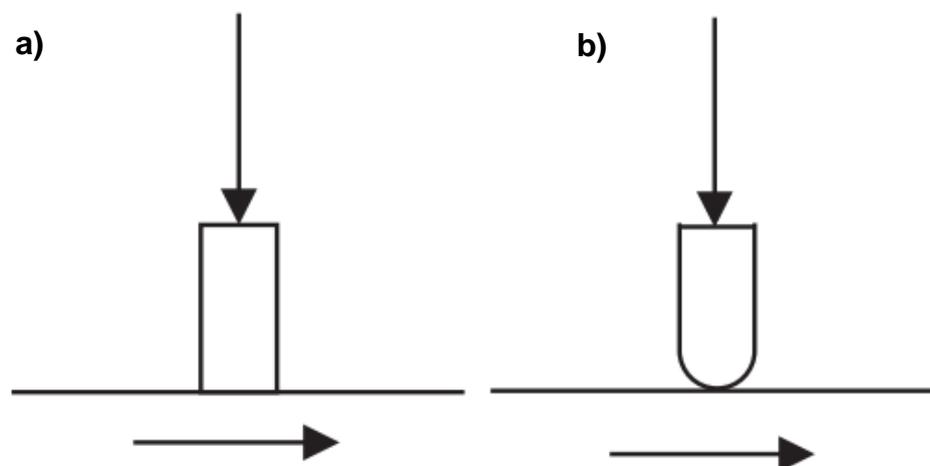


Figura 7: (a) Geometria de contato conforme e de (b) contato não-conforme. Fonte: HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017.

2.3.1 Ensaio de pino-disco

A Figura 8 traz um desenho esquemático de um tribômetro, com configurações pino-plano alternado e pino-disco. A norma ASTM G99-05 (2010), da *American Society for Testing and Materials*, rege o ensaio e traz, entre outras informações, que os parâmetros do ensaio são:

- Carga – Valores de força aplicada em Newtons;
- Velocidade – Velocidade relativa de deslizamento entre as superfícies de contato em metros por segundo;
- Distância – Distância de deslizamento acumulada em metros;
- Temperatura – Temperatura de um ou ambos os corpos em locais próximos ao contato de desgaste;
- Atmosfera – Ar laboratorial, umidade relativa, lubrificante e etc., ao redor do contato com o desgaste.

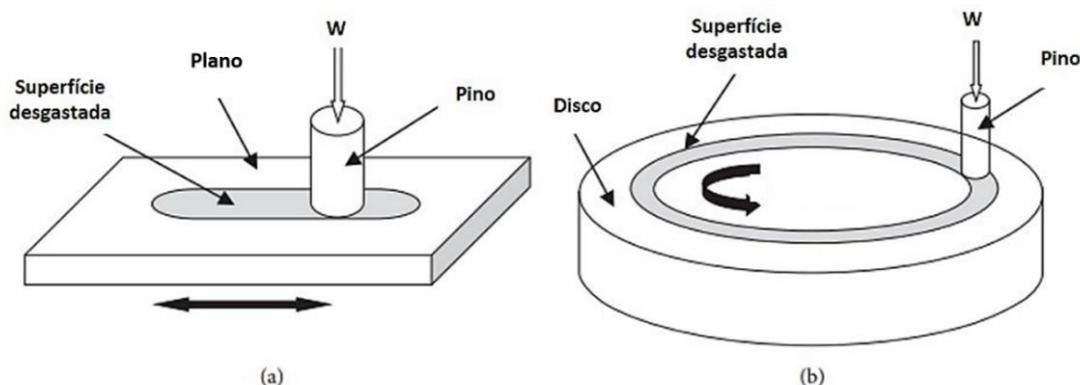


Figura 8: Desenho esquemático do tribômetro. (a) pino-plano alternado; (b) pino-disco. Fonte: Adaptado de MUKRAS, 2020.

Pesquisadores como Trevisan (2013) e Almeida *et al.* (2019) utilizaram o ensaio de pino-disco para se perscrutar o comportamento do desgaste sofrido pelos tribossistemas ensaiados. Tais dados serão de suma importância para o trabalho atual, que se propõe a prever tais comportamentos via simulação computacional.

Logo, as próximas seções trarão uma revisão sobre os métodos de simulação que podem ser aplicados a ensaios de desgaste de pino-disco.

2.4 SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE ENSAIOS TRIBOLÓGICOS

O trabalho de pesquisa em simulação e previsão de desgaste está em andamento há mais de três décadas. Procedimentos típicos de simulação/previsão de desgaste são representados na Figura 9 (MUKRAS, 2020).

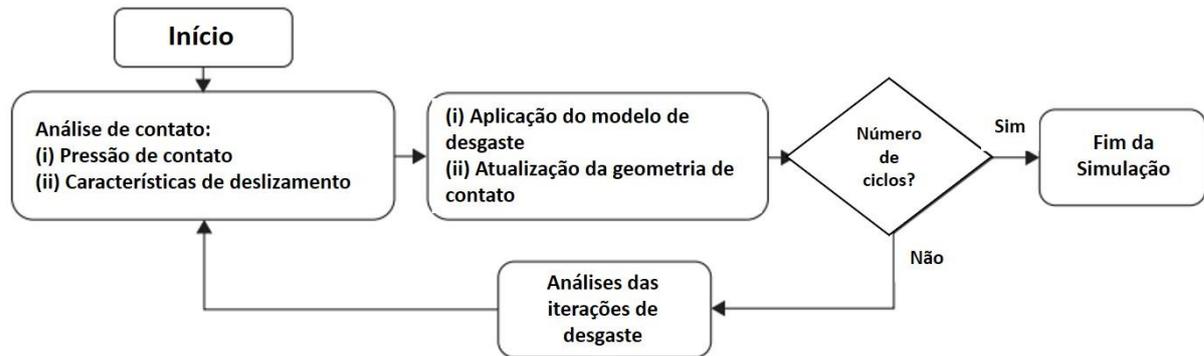


Figura 9: Fluxograma descrevendo procedimentos típicos de simulações de desgaste. Fonte: Adaptado de Mukras, 2020.

Como dito anteriormente, o MEF e métodos semi-analíticos têm sido objeto de pesquisas recentes, principalmente por serem uma alternativa à morosidade financeira e de tempo dos ensaios laboratoriais, que por sua vez são utilizados para investigar os micromecanismos de desgaste, bem como atuar na previsão deste em diferentes tribossistemas.

Portanto, as seções seguintes trarão uma revisão sobre o método numérico e o método semi-analítico GIWM, sendo este último a ferramenta a ser testada neste trabalho.

2.4.1 Método dos Elementos Finitos (MEF)

O método dos elementos finitos, desenvolvido nos anos 50, é uma técnica de análise numérica de equações diferenciais que envolve a divisão do domínio num número finito de subdomínios, os elementos finitos, que se intersectam num número determinado de pontos, os nós (PEIXOTO, 2008).

De acordo com Terra Pinto (1997), para especificar estes subdomínios segue-se uma sequência de passos definida, a saber:

- Discretização do domínio;
- Definição dos nós e elementos;
- Definição da função para cada elemento;

- Combinação de tais funções para obter uma função contínua parcial;
- Cálculo do sistema de equações usando a minimização de um funcional relacionado ao problema físico;
- Solução do sistema de equações para os valores nodais;
- Cálculo dos elementos resultantes.

Segundo Terra Pinto (1997), os softwares que usam o MEF possuem duas formas de modelar problemas de contato: A definição das superfícies que entram em contato ou a utilização de elementos especiais. Em qualquer um dos casos, não se deve ocorrer a penetração de uma superfície sobre a outra.

Modelar numericamente problemas de contato, e por consequência, de desgaste, necessita de atenção às variações de condições de contorno entre as superfícies dos sólidos em contato, como propõe alguns autores que serão citados nesta subseção.

Pesquisadores como Bortoleto *et al.*, (2013) e Bastola *et al.*, (2022) se dedicaram a utilizar o MEF para simular o contato de um pino contra um disco e esfera contra disco, respectivamente, com objetivo de se predizer o desgaste à seco.

Os primeiros utilizaram um pino plano de aço AISI 4140 contra um disco de aço AISI H13, com geometria mostrada na Figura 10 (a) e desenho de malha mostrado na Figura 10 (b).

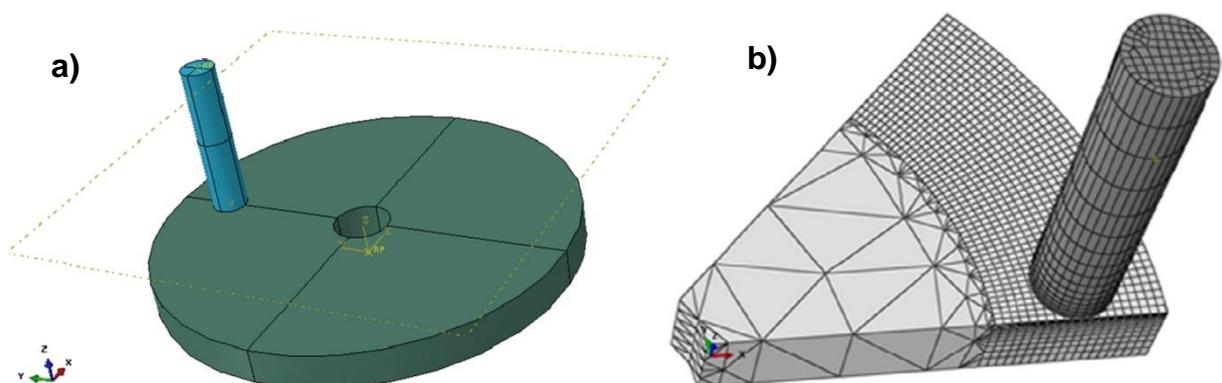


Figura 10: (a) Geometria do contato pino-disco; (b) Desenho de malha. Fonte: BORTOLETO *et al.*, 2013.

Tal trabalho se baseou na Lei de Archard para desgaste por deslizamento e utilizou de técnicas de Malha Adaptativa e de sub-rotina UMESHMOTION, juntamente com o software ABAQUS.

De acordo com os resultados encontrados e mostrados na Figura 11, os pesquisadores concluíram que, apesar das análises via MEF terem tornado possível explicar e reproduzir os fenômenos observados durante o experimento de pino-disco, dever-se-á incluir nesta metodologia a formação de *debris* e efeitos de aderência, para melhorar a correlação entre modelo e experimento.

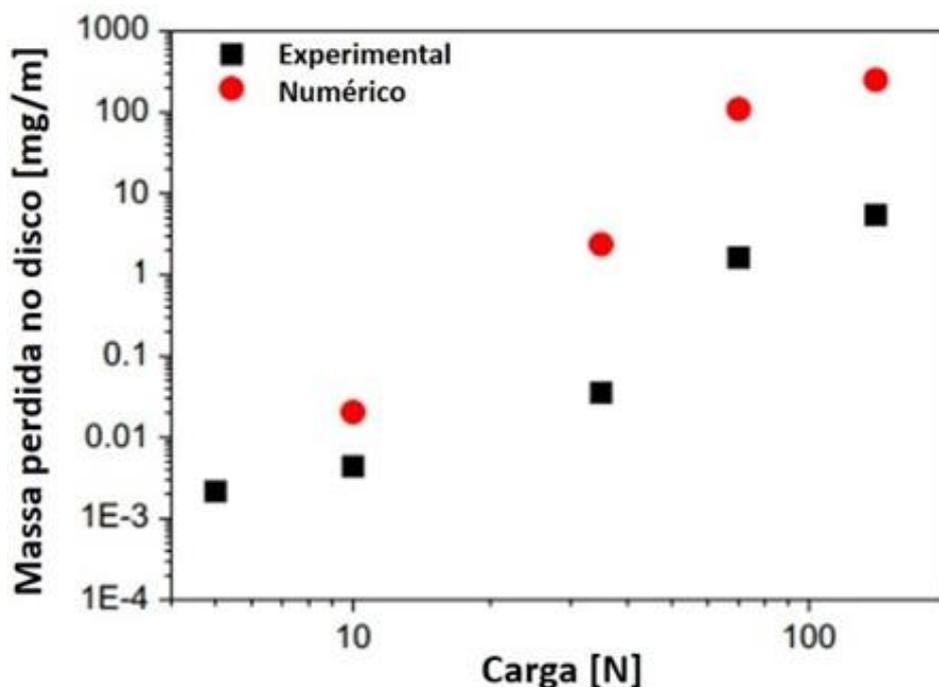


Figura 11: Comparação do comportamento de perda de massa de experimentos e resultados numéricos depois do desgaste por deslizamento. Fonte: Adaptado de BORTOLETO *et al.*, 2013.

Em se tratando da pesquisa de Bastola *et al.*, (2022), os pesquisadores se propuseram a desenvolver uma metodologia para simular o desgaste por deslizamento recíproco e contínuo usando MEF e validando-a com resultados de ensaios. Tal metodologia é então apresentada como uma ferramenta para prever o desgaste em ambos os contatos entre as superfícies durante o deslizamento.

Os pesquisadores também lançaram mão da técnica de Malha Adaptativa, da sub-rotina UMESHMOTION e da Lei de Archard, juntamente ao software ABAQUS. Foram utilizadas esferas de Stellite 20 deslizando contra disco de Haynes 25 em ensaios com parâmetros diferentes (S1: Carga normal de 10 N e temperatura de ensaio de 200 °C; S2: Carga normal de 35 N e temperatura de ensaio de 100 °C), onde estes mostraram,

através da comparação entre os resultados de profundidade/altura e largura da trilha desgaste, em esfera e disco, encontrados via MEF e via experimentos, que estes valores podem ser bem previstos.

A discrepância máxima foi de, aproximadamente, 10% considerando a margem de erro estatística dos ensaios. Tais resultados podem ser observados na Tabela 1.

Tabela 1: Comparação dos resultados de profundidade/altura de desgaste em esfera e largura da trilha de desgaste em disco, oriundos de ensaios de desgaste por deslizamento, com simulações via MEF. Adaptado de BASTOLA *et al.*, 2022

	S1		S2	
	<i>Experimento</i>	<i>MEF</i>	<i>Experimento</i>	<i>MEF</i>
Profundidade total de desgaste do disco [μm]	7,59 \pm 0,85	6,11	18,26 \pm 1,29	19,68
Largura final da trilha de desgaste do disco [μm]	2,07 \pm 0,25	2,31	3,84 \pm 0,20	3,22
Altura total de desgaste da esfera [μm]	148 \pm 2,98	161	417 \pm 7,63	454
Largura final da calota de desgaste da esfera [μm]	2,32 \pm 0,02	2,31	3,89 \pm 0,05	3,22

Os autores concluíram também que os cálculos de desgaste do MEF são computacionalmente demorados e podem ser sensíveis ao tamanho das etapas de desgaste e tamanhos da malha na região de contato.

Outras limitações ficam a cargo da geração de aspereza artificial das superfícies desgastadas e do tempo de simulação para todo o período de ensaio, que passariam das 12 horas gastas para se simular 70 ciclos. Os resultados a partir disso foram encontrados por meio de técnicas de extrapolação.

2.4.2 Global Incremental Wear Model (GIWM)

Também a partir da Lei de Archard, Hegadekatte *et al.*, (2006) descreveram o chamado *Global Incremental Wear Model* (GIWM) onde, de acordo com Jamari (2009), são considerados incrementos de desgaste de materiais, bem como as quantidades globais (como a pressão de contato média) em detrimento das quantidades específicas (como pressão de contato local). No entanto, segundo Hegadekatte (2006), a pressão de contato média é atualizada ao final de cada

incremento de distância de deslizamento devido ao aumento na área de contato, justificando a utilização do termo “incremental”.

Ainda segundo Jamari (2009), para um ensaio tribológico de pino-disco, o GIWM é baseado na ideia de calcular sucessivamente o raio do pino e, portanto, a sua área de contato, devido a redução do seu comprimento.

De acordo com Hegadekatte *et al.*, (2006), as suposições usadas no GIWM são:

- i. É considerada uma pressão média (global) de contato;
- ii. Os efeitos de atrito não são considerados;
- iii. Supõe-se que o desgaste do pino é axissimétrico;
- iv. Para o desgaste no pino, a superfície do contra-corpo é sempre plana e o desgaste ocorre somente no pino;

O método GIWM, além da utilização da lei de Archard e da mecânica do contato Hertziana (num contato inicial) já citados, leva em consideração, também, o deslocamento elástico no contato, com base na teoria de Oliver e Pharr (1992).

A partir dos estudos do contato elástico entre duas esferas com raios e constantes elásticas diferentes feito por Hertz, bem como as contribuições de Harding e Sneddon (1945) sobre relações gerais entre carga, deslocamento elástico e área de contato de indentadores de várias geometrias, Oliver e Pharr (1992) apresentaram um método melhorado para determinar dureza e módulo de elasticidade a partir de dados de indentação de carga-deslocamento.

A representação esquemática do experimento dos pesquisadores norte-americanos é representada na Figura 12. Os materiais ensaiados foram alumínio, tungstênio, vidro de soda-cal, sílica fundida, safira e quartzo, em contato com um indentador Berkovich.

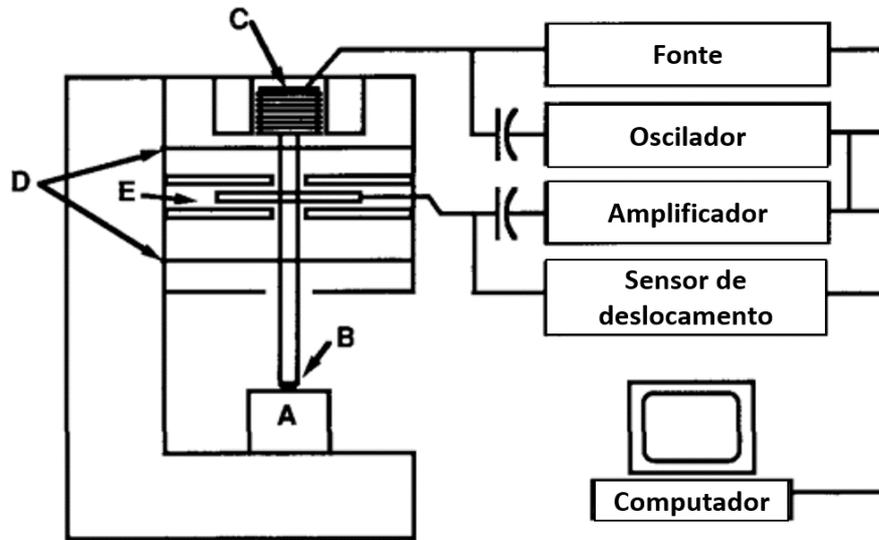


Figura 12: Representação esquemática do aparato experimental utilizado para realizar os experimentos de indentação. Fonte: Adaptado de OLIVER; PHARR, 1992.

Segundo Oliver e Pharr (1992) a rigidez em descarga ($S = dP/dh$) medida experimentalmente, de acordo com a Equação 6 abaixo, que tem sua origem na teoria do contato elástico, representa o deslocamento elástico a partir de uma carga e descarga de indentação e funciona bem para várias geometrias de indentadores.

$$S = \frac{dP}{dh} = \frac{2}{\sqrt{\pi}} E^* \sqrt{A} \quad \text{Equação 6}$$

Na qual:

- S é a rigidez do material em descarga [MPa/m];
- P é normal de indentação [MPa];
- h é o deslocamento do indentador [m];
- E^* é o Módulo de Elasticidade Equivalente [GPa];
- A é a área de contato entre as superfícies [m].

Observa-se que a rigidez de contato é medida apenas na carga máxima, e nenhuma restrição é imposta aos dados de descarregamento serem lineares em qualquer parte do descarregamento (OLIVER & PHARR, 1992).

Portanto, os pesquisadores observaram que os dados de rigidez em descarga são bem descritos “Relação de Lei da Potência”, derivada dos estudos de Harding e Sneddon (1945) para os diferentes de materiais testados.

Oliver e Pharr (1992) concluíram que há uma boa correlação entre a dureza medida a partir da carga-deslocamento dados e aqueles medidos usando técnicas convencionais. Os módulos de elasticidade previstos pelo método estão dentro de 4% de valores reportados na literatura para os materiais com propriedades elásticas isotrópicas.

Hegadekatte (2006), por sua vez, adaptou a Equação 6 para calcular o deslocamento elástico no contato, considerando a área circular do contato inicial (para o caso do tribômetro pino-disco). Com esta adaptação, os autores aplicaram o modelo e avaliaram a sua assertividade para um par cerâmico. Os resultados podem ser vistos na Figura 13.

É possível notar que a utilização do coeficiente de desgaste dimensional (k) identificado pelo algoritmo GIWM através de ajuste com experimentos de pino-disco de $\text{Si}_3\text{N}_4\text{-Si}_3\text{N}_4$ (Nitreto de Silício) sob carga normal de 200 mN foi capaz de prever satisfatoriamente a evolução da altura de desgaste no pino em ensaios com o dobro da carga (400 mN). Porém, quando se utilizou uma carga 4 vezes maior do que a de ajuste, o GIWM superestimou o desgaste.

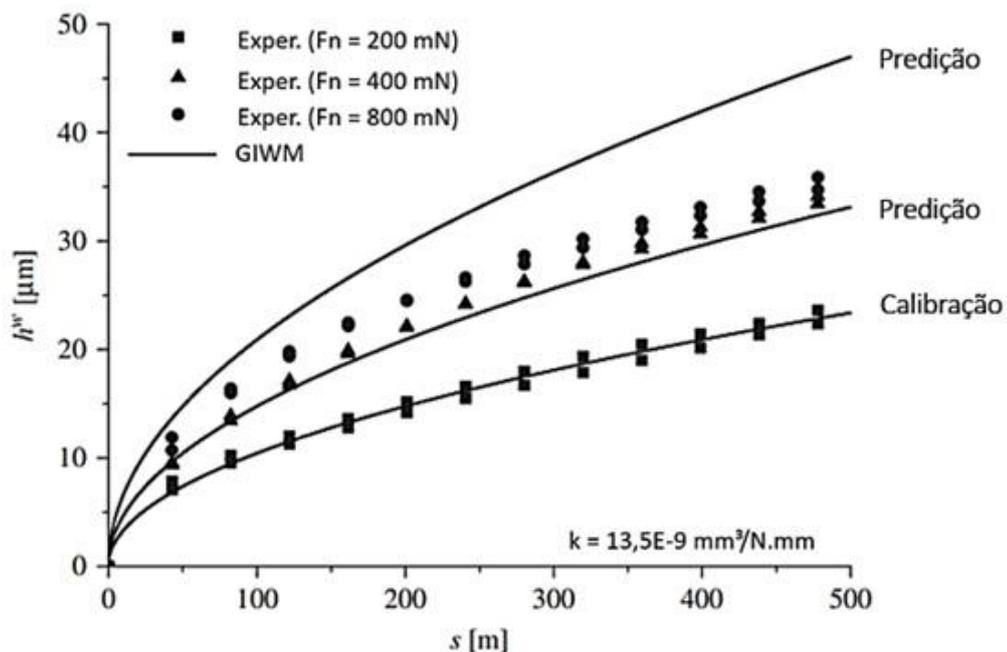


Figura 13: Resultados do GIWM em comparação com os resultados experimentais obtidos com o tribômetro pino-disco em três cargas normais diferentes (200, 400 e 800 mN). Fonte: Adaptado de Hegadekatte *et al.*, 2008.

Dada a aplicabilidade do GIWM, Jamari (2009) baseou-se nos experimentos de desgaste de pino-disco de aço contra aço realizados por Pödra e Andersson (1999)

para calibrar o algoritmo, identificando o coeficiente de desgaste que melhor se ajustava à curva dos dados experimentais. Após essa etapa, ele comparou os resultados obtidos por meio do GIWM com os resultados obtidos nos experimentos e nas simulações de Elemento Finito (MEF), também conduzidas pelos mesmos autores. Os resultados dessa comparação são apresentados de forma visual na Figura 14.

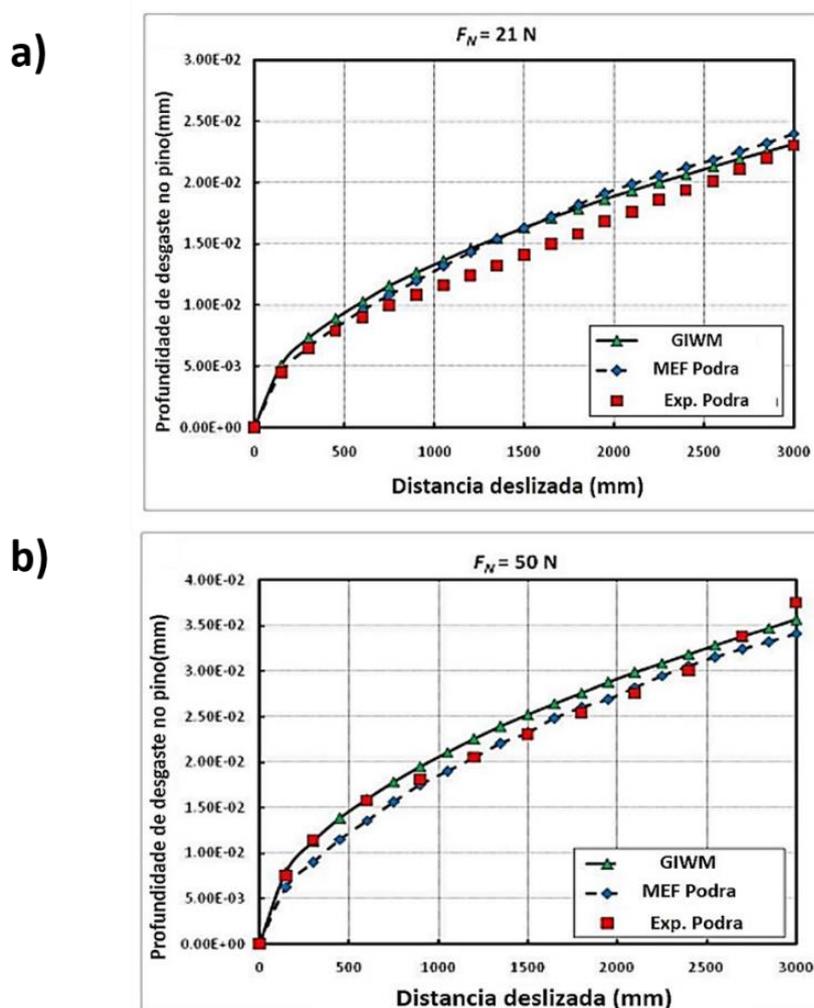


Figura 14: Resultados do GIWM em comparação com o MEF e com resultados experimentais de Pödra e Anderson (1999). (a) para carga normal de 21 N e (b) para carga normal de 50 N. Fonte: Adaptado de JAMARI, 2009.

O autor concluiu que, para o par metálico em questão, o coeficiente de desgaste gerado pelo algoritmo GIWM, bem como a previsão da altura de desgaste no pino, ao longo da distância deslizada, estavam em consonância, tanto com experimentos como com simulações MEF, porém, com velocidade de simulação muito menor que este

último. Logo, o método se mostrou com potencial de extrapolação para demais cargas e distâncias de deslizamento.

Bastola *et al.*, (2022), também lançaram mão do método GIWM, calibrando-o e comparando com experimentos realizados por McCarron *et al.*, (2017), porém, propondo uma modificação no que se refere à resposta do desgaste entre o corpo e contra-corpo, para melhor ajuste e predição do desgaste no disco. Os autores não mais consideraram o contra-corpo como um elemento rígido, considerando que a largura da trilha de desgaste do disco tem a mesma dimensão do diâmetro da calota removida pelo desgaste na esfera.

Os próprios McCarron *et al.*, (2017) já haviam aplicado o GIWM para prever a altura e a profundidade de desgaste, respectivamente, de uma esfera de Stellite 20 deslizando contra um disco de Haynes 25, sob diferentes cargas normais e temperaturas de ensaio. Parte dos resultados podem ser vistos na Figura 15.

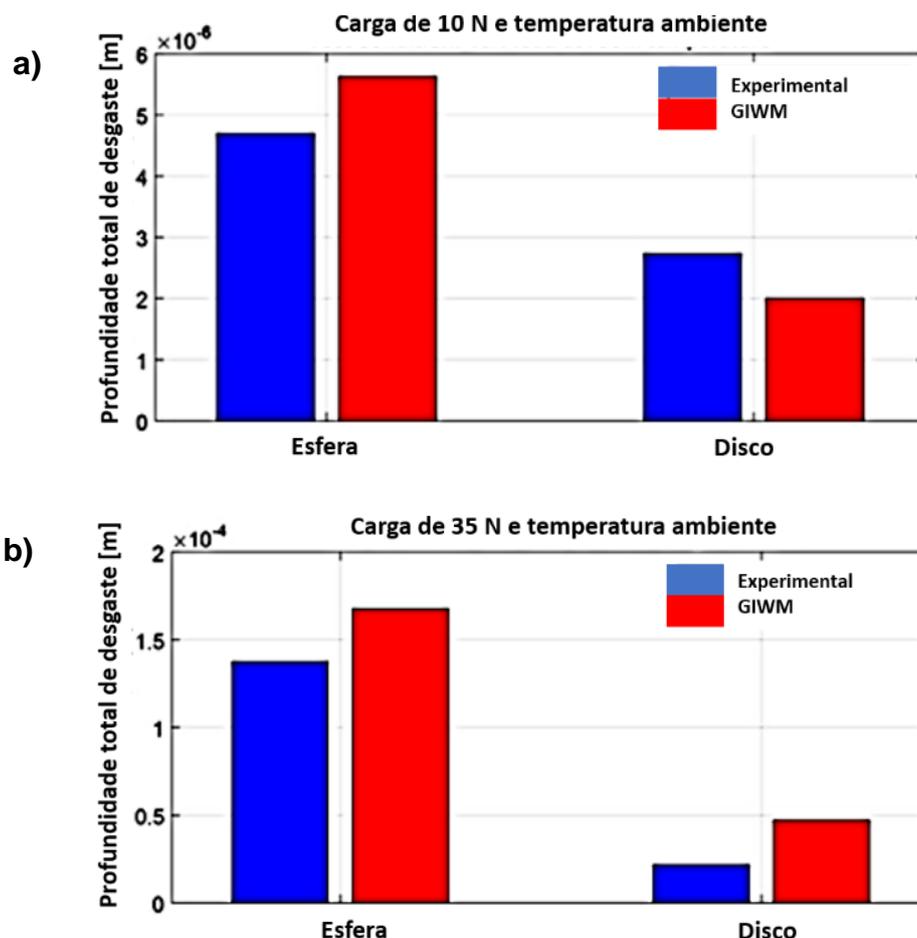


Figura 15: Comparação dos resultados de profundidade/altura total de desgaste calculados pelo modelo semi-analítico e medidos em ensaio esfera-disco: a) Carga de 10 N e b) Carga de 35 N. Fonte: Adaptado de McCarron *et al.*, 2017.

Os autores foram cuidadosos ao concluir o potencial das simulações GIWM, constatando que possuem predições razoáveis, porém assumir a remoção uniforme de material por ciclo é uma limitação do modelo.

Voltando ao trabalho de Bastola *et al.* (2022), os resultados de seu trabalho podem ser observados através da Tabela 2, onde os ensaios S1 e S2 seguem os mesmos parâmetros já descritos anteriormente.

Tabela 2: Comparação dos resultados de profundidade/altura de desgaste em esfera e largura da trilha de desgaste em disco, oriundos de ensaios de desgaste por deslizamento, com simulações via GIWM. Adaptado de BASTOLA *et al.*, 2022

	S1		S2	
	<i>Experimento</i>	<i>GIWM</i>	<i>Experimento</i>	<i>GIWM</i>
Profundidade total de desgaste do disco [μm]	7,59 \pm 0,85	6,41	18,26 \pm 1,29	15,98
Largura final da trilha de desgaste do disco [μm]	2,07 \pm 0,25	2,37	3,84 \pm 0,20	4,04
Altura total de desgaste da esfera [μm]	148 \pm 2,98	149	417 \pm 7,63	450
Largura final da calota de desgaste da esfera [μm]	2,32 \pm 0,02	2,37	3,89 \pm 0,05	4,04

No mais, tanto Hegadekatte *et al.*, (2006), como Jamari (2009), McCarron *et al.*, (2017) e Bastola *et al.*, (2022) concluíram que o método GIWM mostra uma aplicabilidade razoável para rápida predição de profundidades/alturas de desgaste por deslizamento, eximindo a necessidade da repetição de ensaios onerosos quando da alteração somente de parâmetros de carga e distância de deslizamento, condicionado, também, à baixas variações em mecanismos de desgaste predominantes e na intensidade do desgaste do sistema.

Portanto, diante da revisão exposta, o presente trabalho analisará a assertividade do GIWM, enquanto método modificado, na predição de valores de taxa desgaste por deslizamento em materiais do sistema roda-trilho, calculadas a partir das alturas de desgaste no pino preditas pelo GIWM.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Utilizou-se diferentes materiais de roda e trilho sob determinadas condições de lubrificação e contaminantes, cujos quais foram ensaiados em dois diferentes tribômetros de pino-disco. Um dos ensaios bases para este trabalho foi realizado no TRICORRMAT, na Universidade Federal do Espírito Santo (UFES) e o outro foi retirado do trabalho de Singh *et al.*, (2023).

3.1 MATERIAIS

Os materiais utilizados foram retirados de amostras de roda e trilho, com diferentes composições químicas e podem ser vistos nas seções abaixo.

3.1.1 Roda e trilho

A partir de amostras de trilho TR68 e de rodas fundidas Classe D, com propriedades químicas e mecânicas mostradas na Tabela 3 foram usinados pinos e discos, respectivamente, para serem ensaiados à seco e sob carga normal de 300 N e 600 N.

Tabela 3: Composição química e propriedades mecânicas das rodas e trilhos. Fonte: Chaves, 2021.

COMPOSIÇÃO QUÍMICA										
Materiais	C [%p]	Mn [%p]	P [%p]	S [%p]	Si [%p]	Cr [%p]	Ni [%p]	Mo [%p]	Vn [%p]	Nb [%p]
Trilho TR68 (Pino)	0,72 – 0,82	0,80 – 1,25	Máx. 0,03	Máx. 0,02	0,10 – 0,50	Máx. 0,25	0,02	0,077	0,005	0,001
Rodas Classe D (Disco)	0,74	0,72	0,170	0,013	0,70	0,261	-	-	-	-

PROPRIEDADES MECÂNICAS		
Materiais	Módulo de Elasticidade (GPa)	Coefficiente de Poisson
Trilho TR68 (Pino)	200	0,3
Rodas Classe D (Disco)	200	0,3

A Figura 16 mostra as dimensões dos pinos e discos confeccionados e a montagem esquemática do ensaio.

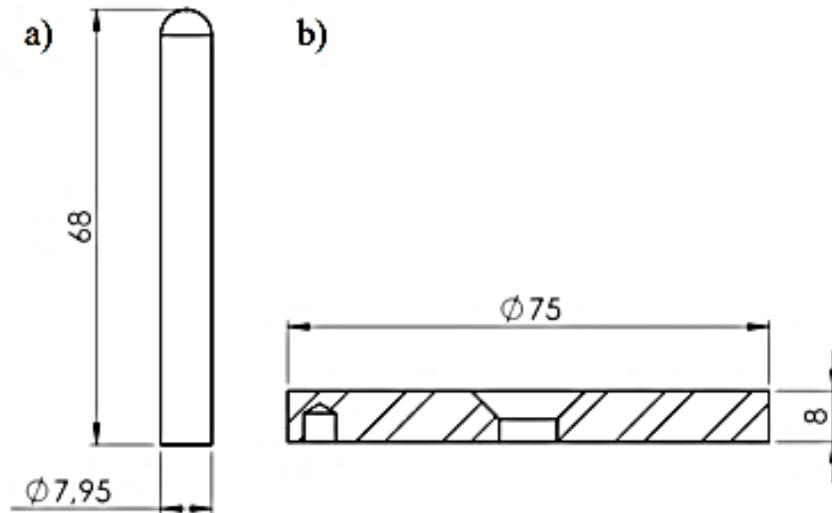


Figura 16: Dimensional (mm) de (a) pino e (b) disco.

Já as dimensões de corpos de prova dos materiais estudados por de Singh *et al.*, (2023) podem ser vistos na Figura 17.

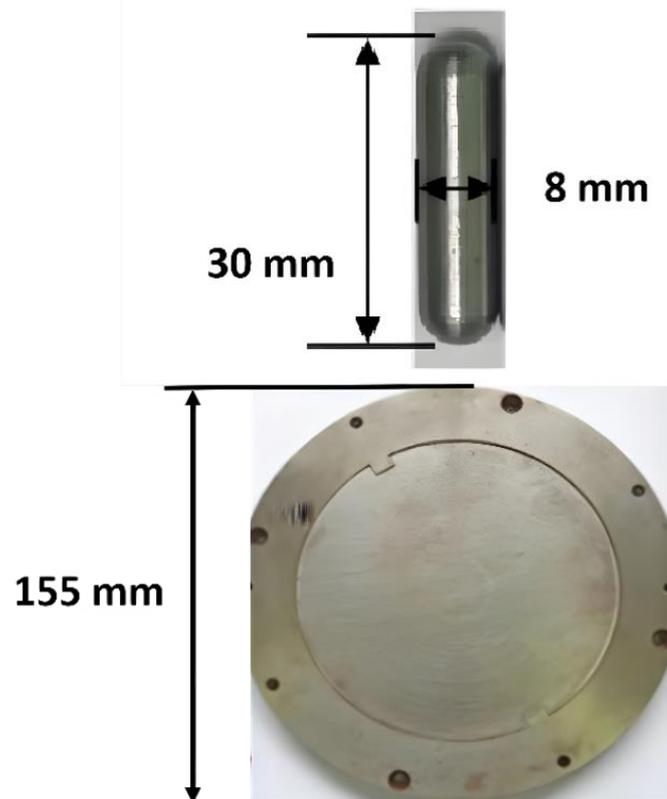


Figura 17: Dimensional de pino e disco utilizados no ensaio experimental. Fonte: Adaptado de Singh *et al.*, 2023.

Complementando, a Tabela 4 mostra a composição química e as propriedades mecânicas das amostras de roda e trilho utilizado por estes autores.

Tabela 4: Composição química e propriedades mecânicas das rodas e trilhos. Fonte: Singh *et al.*, 2023.

COMPOSIÇÃO QUÍMICA						
Materiais	C [%p]	Mn [%p]	P [%p]	S [%p]	Si [%p]	Al [%p]
Trilho G800 (Pino)	0,60 – 0,80	0,80 – 1,35	0,03	0,03	0,10 – 0,50	0,015
Rodas IRS R19/93 (Disco)	0,52	0,60 – 0,85	0,03	0,03	0,15 – 0,4	-

PROPRIEDADES MECÂNICAS		
Materiais	Módulo de Elasticidade (GPa)	Coeficiente de Poisson
Trilho G800 (Pino)	190	0,3
Rodas IRS R19/93 (Disco)	200	0,3

As propriedades mecânicas serão fornecidas como entradas para o algoritmo GIWM, sendo estes referentes ao comportamento elástico. Logo, não é considerado, por exemplo, o fator de encruamento a qual os materiais podem estar expostos, ficando a plasticidade somente em termos da Lei de Archard já explicitada.

3.1.2 Contaminantes e Lubrificantes

Com intuito de se avaliar o comportamento tribológico em diferentes condições de deslizamento, pertinentes às características do sistema roda-trilho, Singh *et al.*, (2023) adicionaram ao ensaio pino-disco os contaminantes abaixo:

- Folhas de Babool (*Acacia Nilotica*), uma planta típica da região da Índia, que é frequentemente vistas próximas às linhas ferroviárias;
- Água a uma taxa de 200 mL/h, aplicada ao tribômetro de forma a representar condições de névoa/chuva encontradas na região.

Outra condição investigada foi a influência da lubrificação ou graxa. Segundo os autores, graxa e lubrificantes eram colocados nos trilhos, quando necessários. As características da graxa aplicada ao ensaio podem ser vistas na Tabela 5.

Tabela 5: Especificações da graxa. Fonte: Adaptado de Singh *et al.*, 2023.

Características	Especificações
Espessante	Lítio
Óleo Base	Óleo mineral
Aparência	Brilhante
Estrutura	Suave
Grau NLGI	3
Ponto de gota (°C)	192
Penetração do cone a 60 Strokes (10 ths/mm)	231
Viscosidade do óleo mineral a 100 °C (cSt)	15,4
Ponto de solda "4 Ball" (kg)	200

3.2 MÉTODO EXPERIMENTAL

Dados dos ensaios realizados em tribômetro universal PLINT TE67[®], no Laboratório de Tribologia, Corrosão e Materiais da UFES (TRICORRMAT), sob carga de 300 N e 600 N, e à seco, foram utilizados neste estudo. Os parâmetros deste ensaio são apresentados na Tabela 6.

Os ensaios foram realizados em tréplica, para cada carga normal aplicada, e a taxa de desgaste final do pino foi mensurada através da perda mássica com auxílio da norma ASTM G99-05, com sua posterior média aritmética sendo usada neste trabalho.

Tabela 6: Parâmetros do ensaio de pino-disco, cuja distância deslizada e carga normal foram utilizadas nas simulações computacionais. Fonte: TRICORRMAT, 2023.

Condição de ensaio	Distância deslizada (m)	Velocidade tangencial (m/s)	Carga normal (N)	Umidade relativa (%)	Temperatura de ensaio (°C)
À seco	59	0,1	300	55 ± 10	23 ± 3
À seco	0,03	0,1	600	55 ± 10	23 ± 3

Além disso, dados de profundidades/alturas de desgastes dos ensaios de pino-disco em materiais de roda-trilho conduzidos por Singh *et al.*, (2023) em tribômetro DUCOM[®] também foram utilizados conforme parâmetros da Tabela 7, como entrada do modelo computacional.

Tabela 7: Parâmetros do ensaio de pino-disco, cuja distância deslizada e carga normal foram utilizadas nas simulações computacionais Fonte: Singh *et al.*, (2023).

Condição de ensaio	Distância deslizada (m)	Velocidade tangencial (m/s)	Tempo de ensaio (s)	Carga normal (N)	Umidade relativa (%)	Temperatura de ensaio (°C)
À seco, com vegetação, com névoa/chuva e com graxa	100	1	100	5, 10, 15	66	24,9

3.3 MÉTODO COMPUTACIONAL

O método computacional consistiu em aplicar o modelo semi-analítico *Global Incremental Wear Model* (GIWM), desenvolvido em Python®, que identifica, após calibração com dados de experimentos de pino-disco, o melhor coeficiente de desgaste dimensional k_{ident} do ensaio em função da evolução da altura de desgaste, da área desgastada e da pressão de contato. O método também é capaz de prever, utilizando o k_{ident} , a profundidade/altura total e taxa de desgaste do sistema.

Inicialmente, a Figura 18 ilustra as representações esquemáticas da evolução da área de contato do pino ao longo do deslizamento total, conforme é considerado no algoritmo GIWM.

Para o pino, é considerada uma remoção geométrica e incremental (a_{i+1}) da calota de desgaste, com a sendo o raio desta e com o incremento inicial $i = 0$.

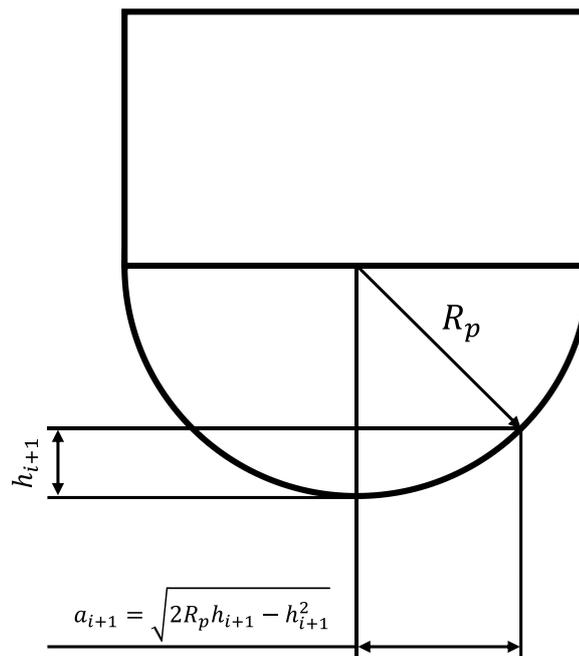


Figura 18: Esquema da evolução incremental da área de contato no pino. Fonte: Adaptado de Hegadekatte *et al.*, 2006.

Para início da simulação, ou seja, com a altura de desgaste e a distância deslizada inicial $h_0^W = 0$ e $s_0 = 0$, o modelo calcula o raio de contato inicial a_0 , assumindo uma calota esférica, através da Equação 7 baseado na teoria de Hertz, mostrada na subseção 2.2.1.

$$a_0 = \sqrt[3]{\frac{3F_N R_p}{4E_c}} \quad \text{Equação 7}$$

O deslocamento elástico h_0^e inicial do contato advém da Equação 8, com a adaptação da teoria de Oliver e Pharr que fora apresentada na subseção 2.4.2:

$$h_0^e = \frac{F_n}{2E_c a_0} \quad \text{Equação 8}$$

Baseado na aplicação da carga normal, a pressão aparente de contato média inicial é determinada por meio da Equação 9, onde esta assume que, à medida que o pino vai se desgastando, a área de contato vai se tornando plana:

$$p_0 = \frac{F_N}{\pi a_0^2} \quad \text{Equação 9}$$

Após os cálculos iniciais, a simulação de desgaste inicia, com o incremento de distância de deslizamento sendo calculado pela Equação 10:

$$s_{i+1} = s_i + \Delta s \quad \text{Equação 10}$$

O incremento da altura de desgaste para o pino (h_i^W) é computado pela Equação 11 usando o método explícito de Euler, que busca integrar o desgaste ao longo da distância deslizada. De acordo com Mukras (2020), este método tem sido usado em numerosos trabalhos para simulação e previsão de desgaste em várias aplicações. Para o caso deste trabalho, foi utilizado um valor da discretização da distância deslizada Δs de 0,0001 m, de forma a se atingir um ponto de equilíbrio entre resultados verossímeis e baixo gasto computacional.

$$h_i^w = h_0^w + kp_0(\Delta s) \quad \text{Equação 11}$$

Esta equação utiliza a modificação da lei de Archard expressa pela Equação 2, onde Archard (1980) reescreveu a sua equação principal em termos da área de contato aparente, afim de se obter um desgaste linear h^w (altura de desgaste).

Na próxima etapa, ocorre a atualização dos raios de contato para o pino através da Equação 12, que considera a altura total de desgaste h_i como o somatório da parcela elástica h_i^e e da parcela do desgaste atual h_i^w , mostrado na Equação 13.

$$a_{i+1} = \sqrt{2R_p h_{i+1} - h_{i+1}^2} \quad \text{Equação 12}$$

$$h_i = h_i^e + h_i^w \quad \text{Equação 13}$$

Com os raios de contato atualizados em função do desgaste, a simulação se repete até que a distância máxima deslizamento inserida no algoritmo seja alcançada. Nesta repetição, não é mais considerado o valor inicial das pressões de contato média e do deslocamento elástico, antes mencionados, pois estes já foram incrementados em relação ao raio de contato. Portanto, estes seguem a Equação 14 e Equação 15, respectivamente.

$$p_i = \frac{F_N}{\pi a_i^2} \quad \text{Equação 14}$$

$$h_{i+1}^e = \frac{F_N}{2E_c a_{i+1}} \quad \text{Equação 15}$$

3.3.1 Calibração – Amostras de Roda Classe D e Trilho TR68

Para este caso, a calibração e identificação do k_{ident} foi realizado com base na taxa de desgaste final, medida após o experimento, de acordo com a norma ASTM G99-05, a qual estabelece a perda mássica.

A fim de obter uma saída que represente a taxa de desgaste em termos da última altura de desgaste, o cálculo da taxa de desgaste final (m^3/m) foi realizado utilizando a Equação 16 da mesma norma:

$$Q = \frac{\left[\frac{\pi h_{max}^w}{6} (3a_{max}^2 + (h_{max}^w)^2) \right]}{s_{max}} \quad \text{Equação 16}$$

Além da carga normal de 300 N, distância de deslizamento, dimensões do pino, valor da taxa de desgaste final experimental e propriedades dos materiais, a análise considerou uma faixa de valores para o coeficiente de desgaste dimensional, a fim de encontrar o melhor k_{ident} que se aproxime mais da taxa de desgaste final encontrada por meio da simulação.

Para determinar o valor de k_{ident} dentro desta faixa, foi implementado o indicador RMSE (em inglês: *Root Mean Squared Error*) que fornece um comparativo entre valores experimentais e preditos.

Com isso, a partir da Equação 17, quanto menor o valor de RMSE, mais próximo estão os valores experimentais e preditos, podendo-se, assim, identificar o melhor valor k_{ident} a partir da calibração.

$$RMSE = \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{[Q_{exp} - Q_{max}]^2}{n}} \quad \text{Equação 17}$$

Na qual:

- Q_{exp} representa o valor experimental da taxa de desgaste;
- Q_{max} representa o valor predito da taxa de desgaste;
- É o número total de dados (amostras) na avaliação do modelo.

A Figura 19, a seguir, apresenta o fluxograma da simulação de calibração.

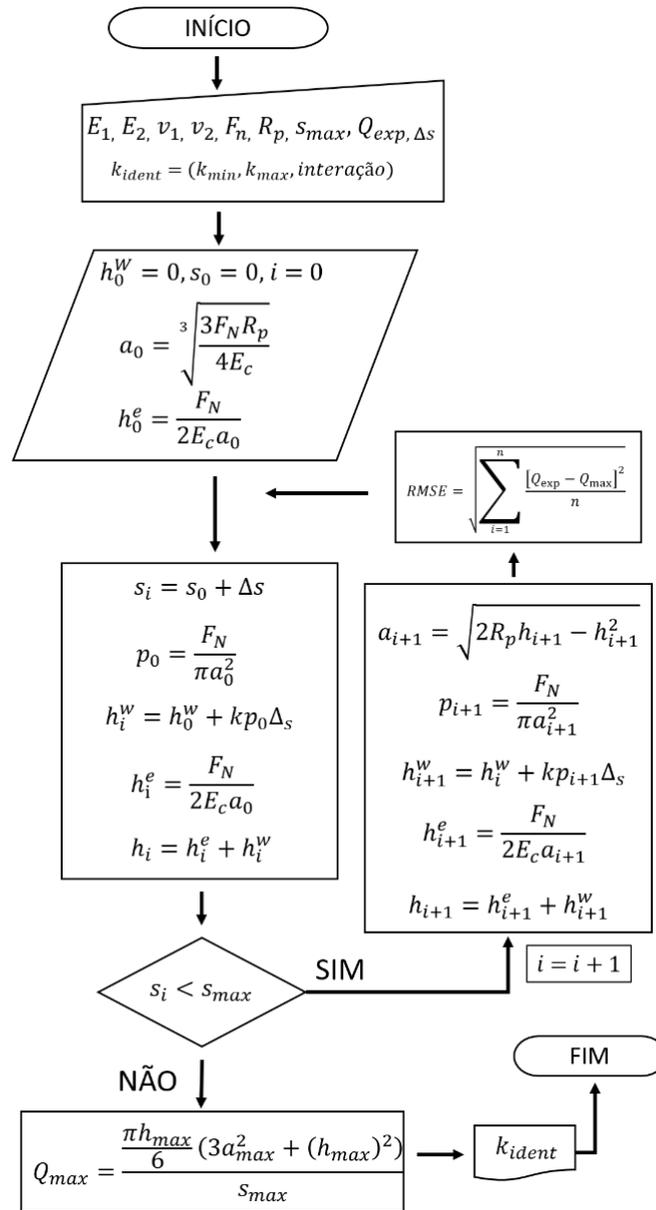


Figura 19: Fluxograma para calibração do algoritmo GIWM com experimento de pino-disco à seco, sob carga de 300 N, em materiais de Roda Classe D e Trilho TR68. Fonte: Adaptado de Hegadekatte *et al.* 2006.

3.3.2 Calibração – Amostras de Roda IRS R19/93 e Trilho G800

Para esta análise, um total de 100 dados de altura de desgaste foram capturados com auxílio do software *Engauge Digitizer*[®]. A carga normal utilizada foi de 5 N. Os autores mediram altura de desgaste experimental do pino através de sensor LVDT (do inglês: Transdutor Diferencial Variável Linear) acoplado ao tribômetro, com precisão $0,1 \pm 1\% \mu\text{m}$.

Como, diferentemente do caso anterior, havia um número maior de dados, foi implementado o indicador RMSE ao longo de todo o ensaio, para cada uma das

condições de contaminantes e lubrificação, como forma de considerar todo o histórico de desgaste na identificação do k_{ident} , dentro, novamente, da faixa de k entrada no algoritmo. A Figura 20 ilustra o fluxograma desta etapa.

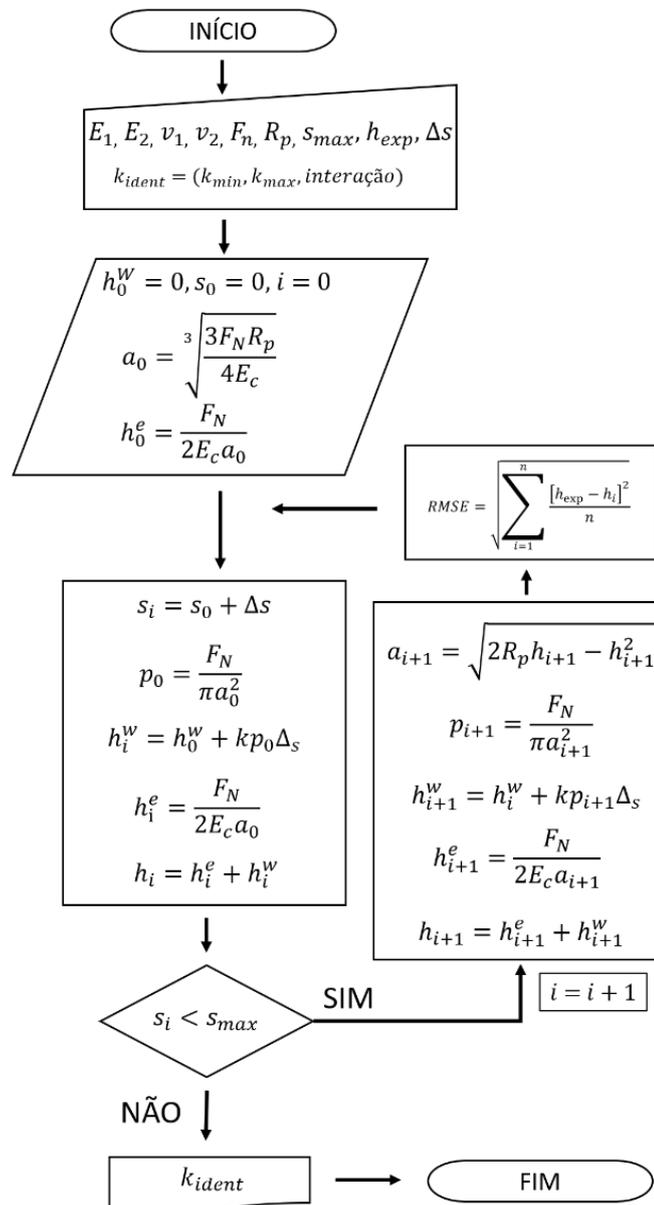


Figura 20: Fluxograma para calibração do algoritmo GIWM com experimento de pino-disco, sob carga de 5N, em materiais de Roda IRS - R19/93 e Trilho Grade 800 e sob diferentes condições de contaminantes e lubrificação. Fonte: Adaptado de Hegadekatte *et al.* 2006.

Outra diferença fica a cargo de que a calibração agora foi realizada em termos das alturas de desgaste, não se fazendo necessário o cálculo da taxa de desgaste, como visto anteriormente.

3.3.3 Predição – Amostras de Roda Classe D e Trilho TR68

Com a utilização coeficiente de desgaste dimensional identificado pelo algoritmo GIWM calibrado aos dados experimentos de pino-disco à 300 N, o parâmetro de carga normal aplicada ao ensaio é modificado e análise de predição acontece, tendo como saída a taxa de desgaste do ensaio a 600 N, baseado no fluxograma da Figura 21.

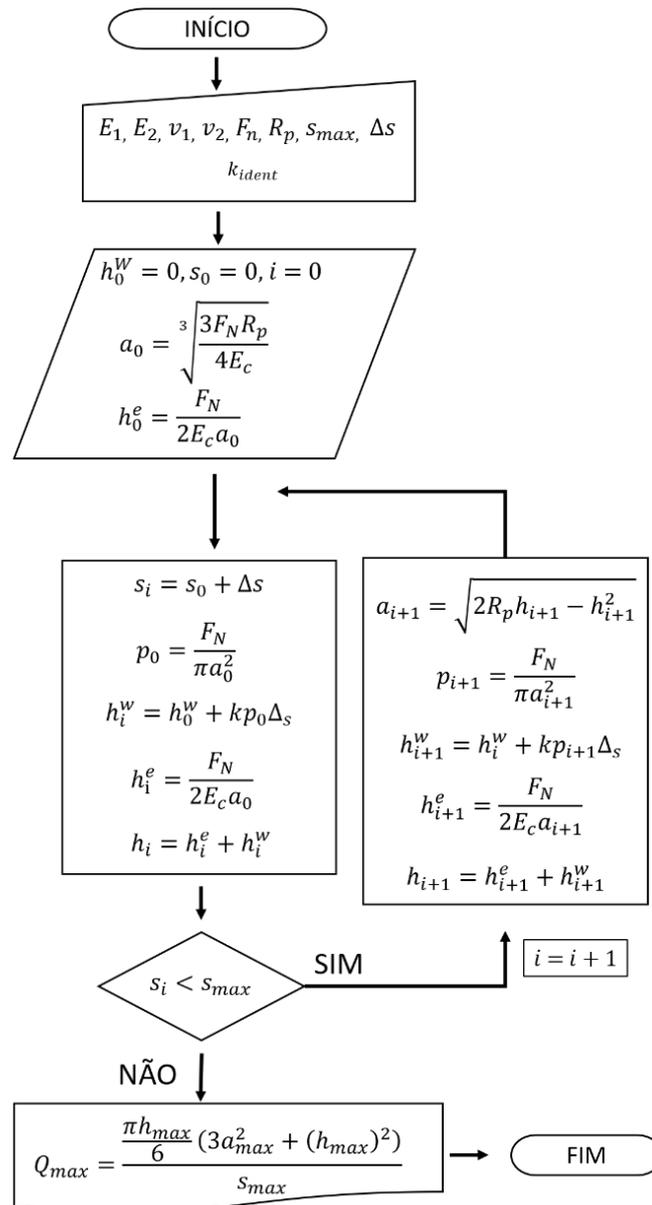


Figura 21: Fluxograma para predição da taxa de desgaste em experimento de pino-disco à seco, sob carga de 600 N, em materiais de Roda Classe D e Trilho TR68. Fonte: Adaptado de Hegadekatte *et al.* 2006.

3.3.4 Predição – Amostras de Roda IRS R19/93 e Trilho Grade 800

Analogamente à seção anterior, fora utilizado o coeficiente de desgaste dimensional identificado pelo algoritmo GIWM calibrado aos dados experimentais de pino-disco sob 5 N. Após isso, o parâmetro de carga normal aplicada ao ensaio é modificado e análise de predição acontece, tendo como saída a taxa de desgaste do ensaio a 10 N e 15 N, para cada condição ensaiada, baseado no fluxograma da Figura 22.

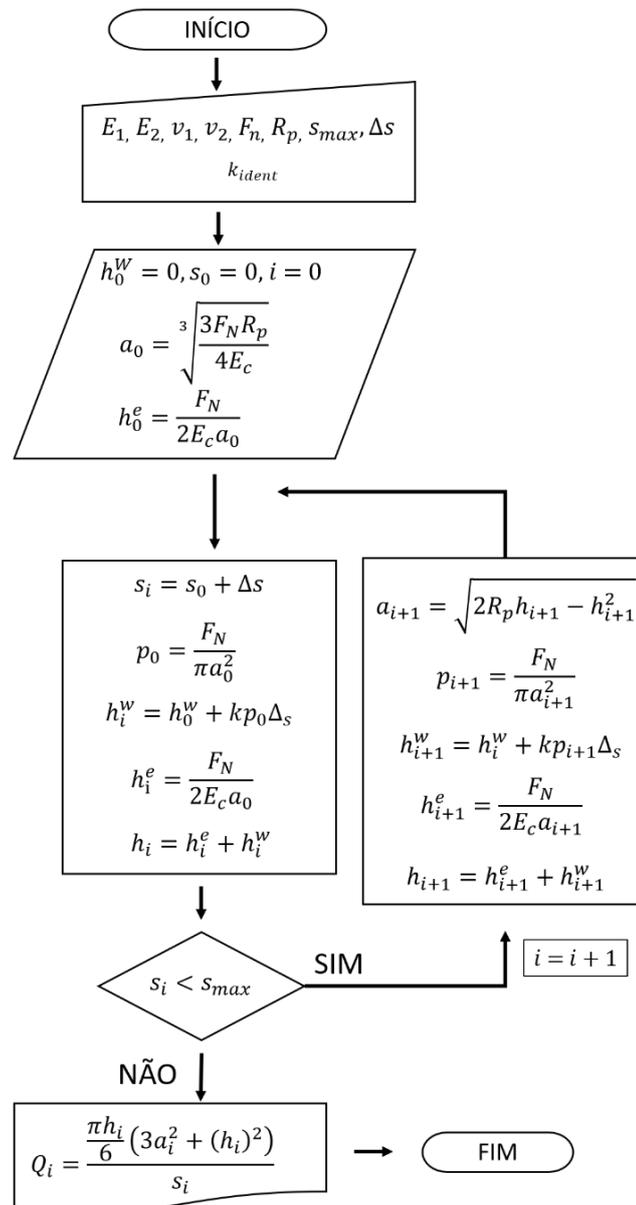


Figura 22: Fluxograma para predição da taxa de desgaste em experimento de pino-disco, sob carga de 10 N e 15 N, em materiais de Roda IRS - R19/93 e Trilho Grade 800 e sob diferentes condições de contaminantes e lubrificação. Fonte: Adaptado de Hegadekatte *et al.* 2006.

Cumprе ressaltar que, devido ao número maior de dados dos ensaios para este caso, a saída do algoritmo de predição foram taxas de desgaste ao longo de toda a distância de deslizamento e não somente da final.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

As próximas seções trarão a discussão dos resultados, divididas em tipos de amostras ensaiadas.

4.1 AMOSTRAS DE RODA CLASSE D E TRILHO TR68

A Figura 23 apresenta a calibração, em termos da taxa de desgaste final, do modelo GIWM ao experimento realizado pelo TRICORRMAT sob $F_n = 300\text{ N}$ e à seco. Através deste, foi identificado um $k_{ident} = 2,48 \times 10^{-13}\text{ m}^3/\text{N.m}$, como mostra a Figura 24.

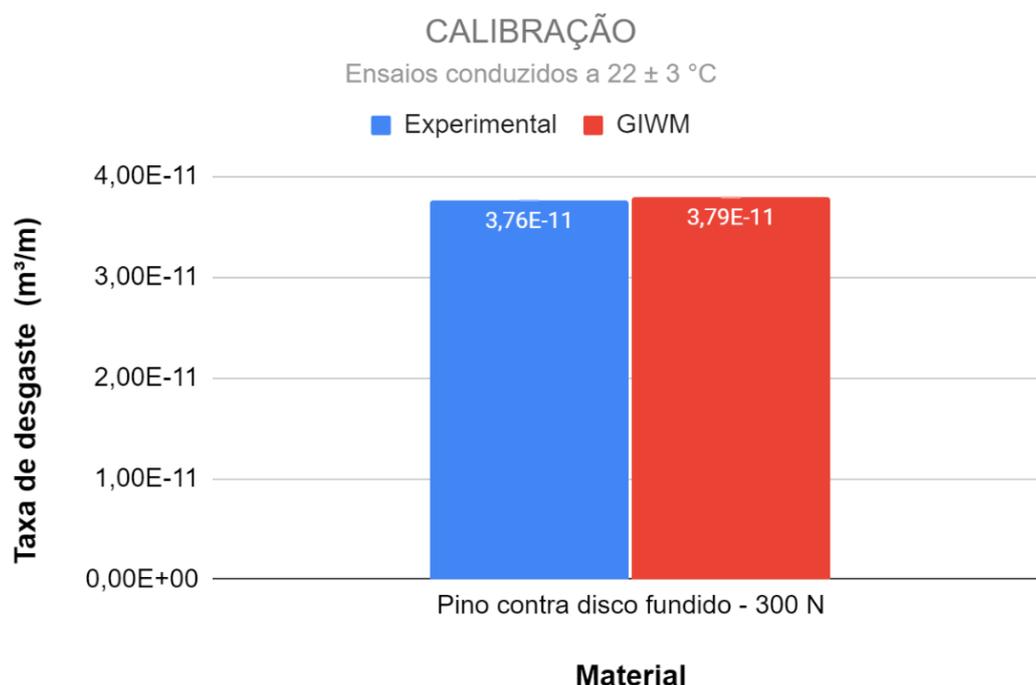


Figura 23: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando a taxa de desgaste final do pino, oriunda de experimento de pino-disco conduzidoѕ à seco e sob carga normal de 300 N.

Utilizando o k_{ident} oriundo da calibração, executou-se a simulação de predição de taxa de desgaste no pino, utilizando $F_n = 600\text{ N}$. O resultado é mostrado na Figura 25. É possível notar que a taxa de desgaste final predita e experimental possuem boa concordância, divergindo cerca de 12,79%. Este resultado pode ser considerado bom, tanto de acordo com simulações similares de desgaste, quanto com a própria norma ASTM G99-05, cujo coeficiente de variação laboratorial permitido é de até 20%.

Cabe ressaltar, entretanto, que o algoritmo subestimou a taxa de desgaste final, não podendo, portanto, ser considerado conservador em dimensionamentos de desgaste para projetos de engenharia.

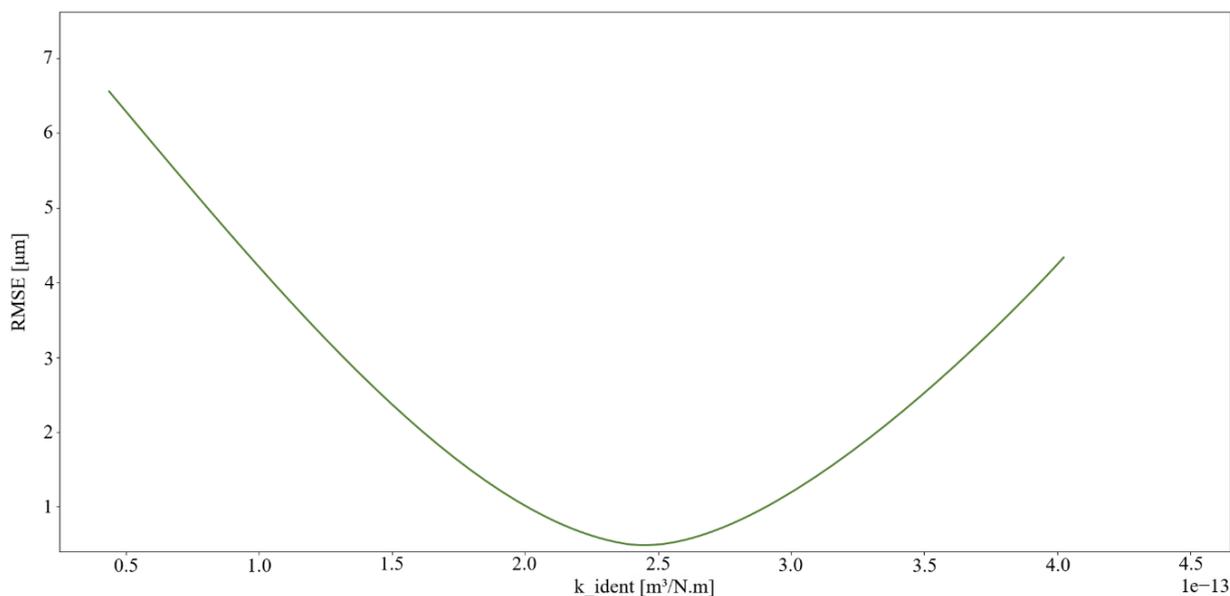


Figura 24: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident} .

Uma hipótese para a divergência apresentada pode estar no fato de que, com o dobro de carga normal aplicada, pode ter havido uma mudança no mecanismo de desgaste predominante, visto que este ensaio apresentou um aumento substancial da taxa de desgaste, comprovada pelo travamento total do sistema (*seizure*) com apenas 0,03 m de distância deslizada (1/4 de giro do pino no disco). Segundo Kurzenhäuser *et al.*, (2008) e Silva e Silva *et al.*, (2022), as simulações GIWM perdem eficácia quando ocorrem mudanças severas nos mecanismos de desgaste dominantes, bem como aumento na intensidade deste.

Ademais, efeitos da plasticidade no ensaio também podem ter sido exponenciados pelo aumento da carga normal e o algoritmo GIWM, que considerada tais efeitos somente em termos da Lei de Archard, pode não ter sido capaz de prever o desgaste com uma precisão maior.

Entretanto, como a divergência na predição pode ser considerada aceitável, deve-se analisar a influência desta baixa distância de deslizamento na simulação. A literatura, porém, carece de referências sobre a aplicação do método com variação no valor da

distância de deslizamento, o que limita a fidedignidade da comparação em questão. Portanto, fazem-se necessárias outras análises para um maior entendimento da atuação da distância deslizada na eficiência do modelo computacional, levando em consideração, também, os parâmetros que limitam a sua assertividade.

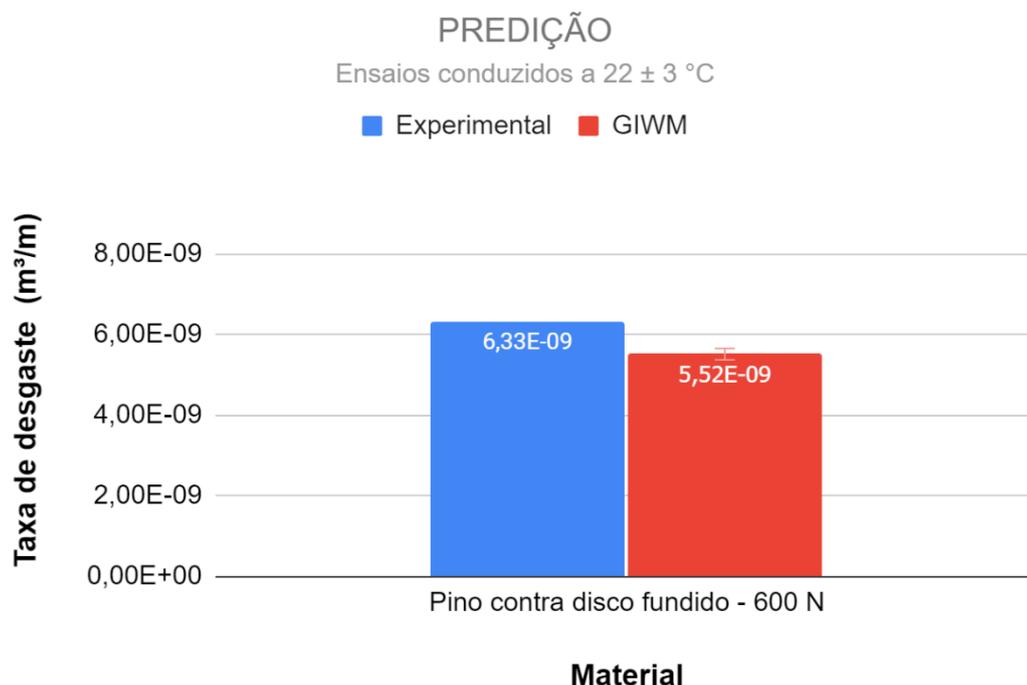


Figura 25: Resultados da predição da taxa de desgaste final através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos à seco e sob carga normal de 600 N.

4.2 AMOSTRAS DE RODA IRS R19/93 E TRILHO GRADE 800

4.2.1 À seco

A Figura 26 apresenta a calibração, em termos da altura de desgaste, do modelo GIWM ao experimento realizado por Singh *et al.*, (2023) sob $F_n = 5 \text{ N}$. A partir deste ajuste, o algoritmo identificou um coeficiente de desgaste dimensional $k_{ident} = 1,80 \times 10^{-12} \text{ m}^3/\text{N}\cdot\text{m}$, utilizando o indicador RMSE como mostrado na Figura 27.

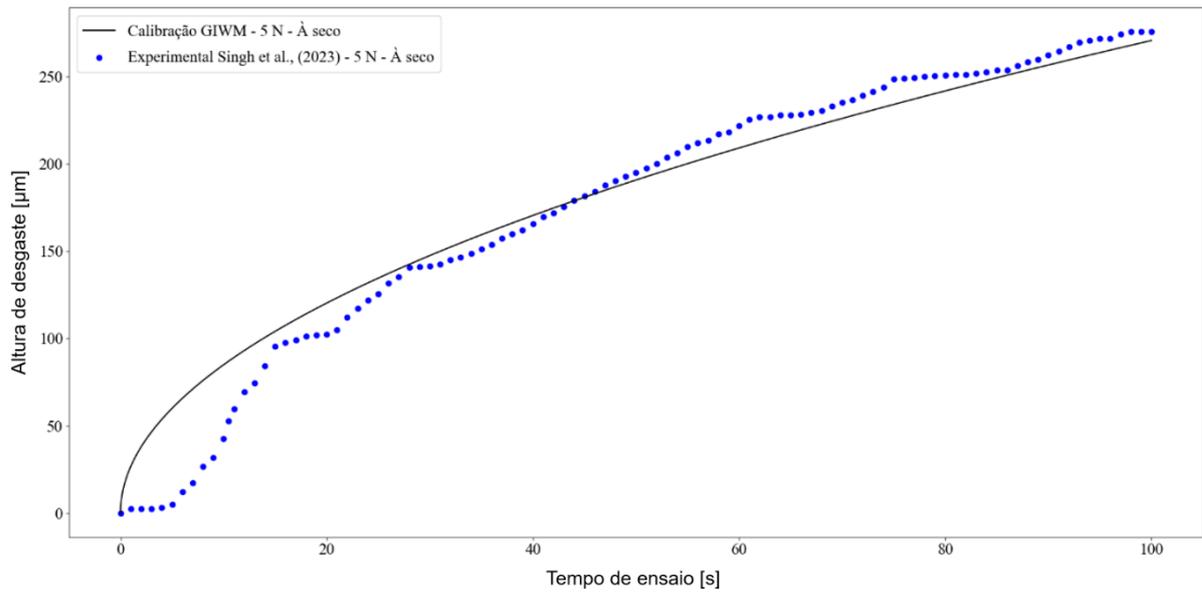


Figura 26: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos à seco e sob carga normal de 5 N.

Na Figura 28 é possível observar a comparação das taxas de desgaste previstas pelo algoritmo GIWM e as obtidas através dos experimentos dos autores citados em ensaio sob 10 N. Nota-se que o algoritmo superestima a taxa de desgaste no começo do ensaio (*running-in*), conferindo, após um curto espaço de tempo (em comparação ao experimento), um caráter constante à esta.

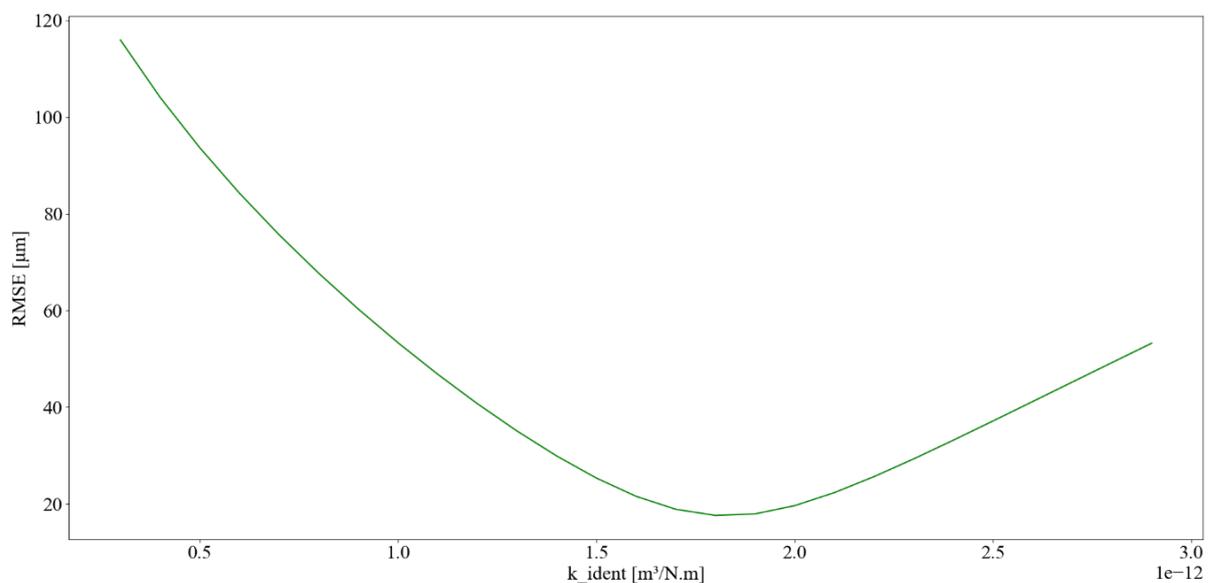


Figura 27: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident} .

Ainda no contexto do regime transiente do ensaio (*running-in*), pode-se entender que a utilização da mecânica do contato hertziana poderia estar contribuindo para a dificuldade do modelo em prever taxas de desgaste dentro deste período, pois há de se lembrar que o cálculo da área de contato inicial obtida através das equações de Hertz possuem premissas limitantes como a não experimentação de atrito pelas superfícies em contato e a consideração destas dentro, apenas, do regime elástico.

Após atingir um valor constante, este permanece até o final do ensaio, subestimando a taxa de desgaste final em 35,15%. Este valor de discrepância é considerado alto, tanto em comparação a norma ASTM G99-05, quanto com resultados encontrados por Kurzenhäuser *et al.*, (2008) e McCarron *et al.*, (2017) onde ambos, para os respectivos tribossistemas de seus trabalhos, encontraram variação de resultados mais baixos.

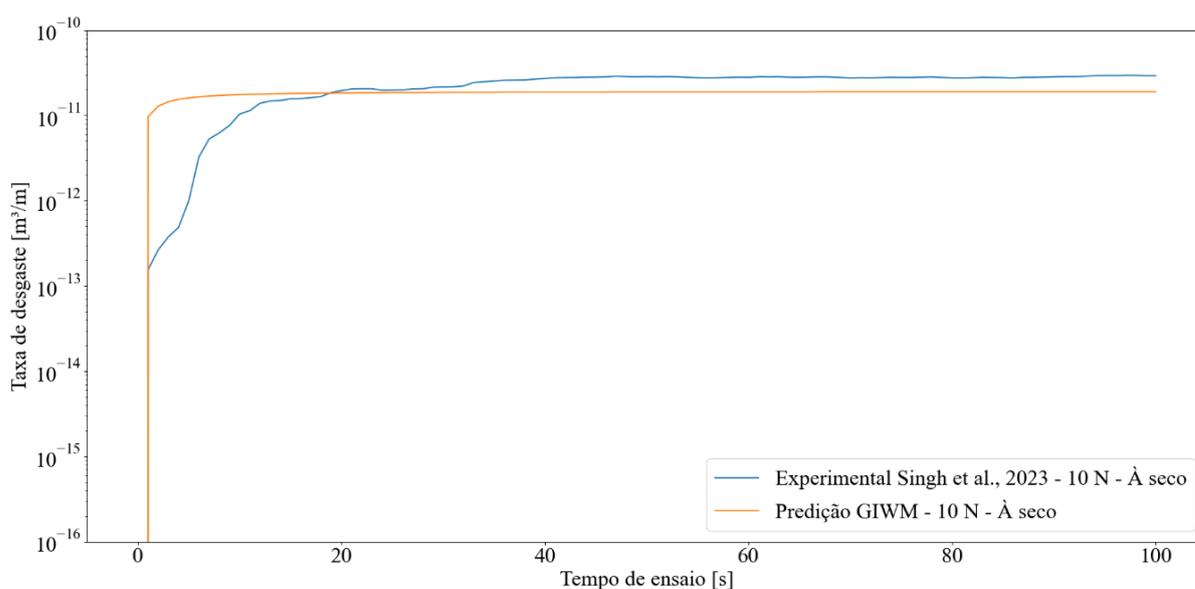


Figura 28: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos à seco e sob carga normal de 10 N.

A Figura 29 traz a comparação das taxas de desgaste preditas e as experimentais, sob 15 N de carga normal. Novamente, é observado uma tendência final de subestimação do valor da taxa de desgaste por parte do algoritmo após uma superestimação no período de regime transiente. O valor da divergência final foi de cerca de 40,96%.

Esta variação de tendências do método é relatada na literatura, para diferentes tribossistemas. Trabalhos de Hegadekatte *et al.*, (2006) e Jamari (2009) trazem exemplos destes resultados, ora superestimando o desgaste, ora subestimando-o.

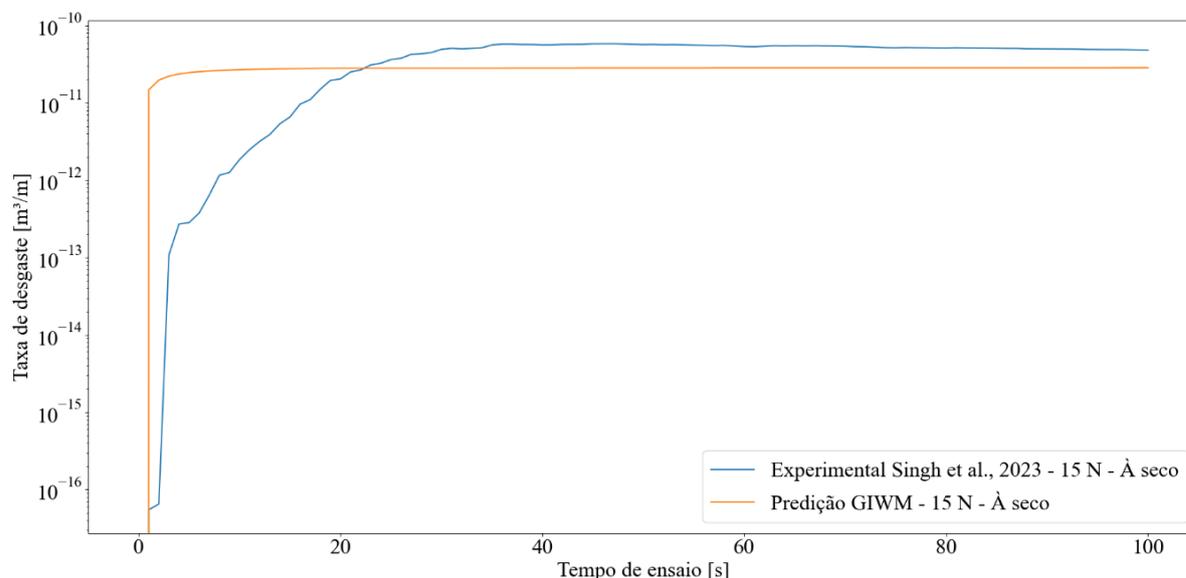


Figura 29: Resultados da previsão da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos à seco e sob carga normal de 15 N.

Vale ressaltar que, conforme já mencionado, além da possível alteração de mecanismos de desgaste dominantes, o modelo também leva em consideração a remoção de material de maneira uniforme em toda a calota de desgaste do pino, contrariando o que é visto na prática, com um desgaste não-uniforme e com níveis de rugosidade diferentes.

4.2.2 Com névoa

Seguindo a metodologia de exibição dos resultados, a Figura 30 ilustra a calibração do modelo GIWM com experimentos conduzidos em condição de névoa, sob carga normal de 5 N. O coeficiente de desgaste dimensional identificado foi $k_{ident} = 7,59 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{N.m}$, correspondendo ao menor valor de RMSE encontrado (Figura 31).

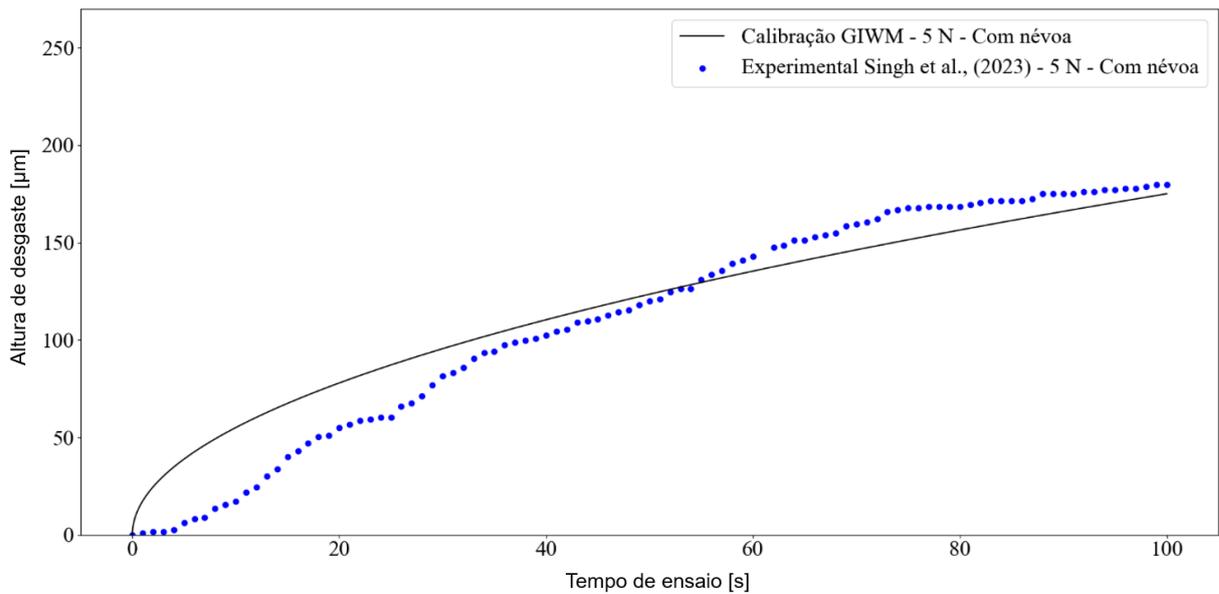


Figura 30: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos com névoa e sob carga normal de 5 N.

A análise comparativa entre os resultados computacionais e experimentais, apresentados na Figura 32, demonstram que o algoritmo, semelhante ao caso à seco, subestimou a taxa de desgaste final do sistema. O valor da divergência para o caso a 10 N, porém, diminuiu, sendo de 27,57%.

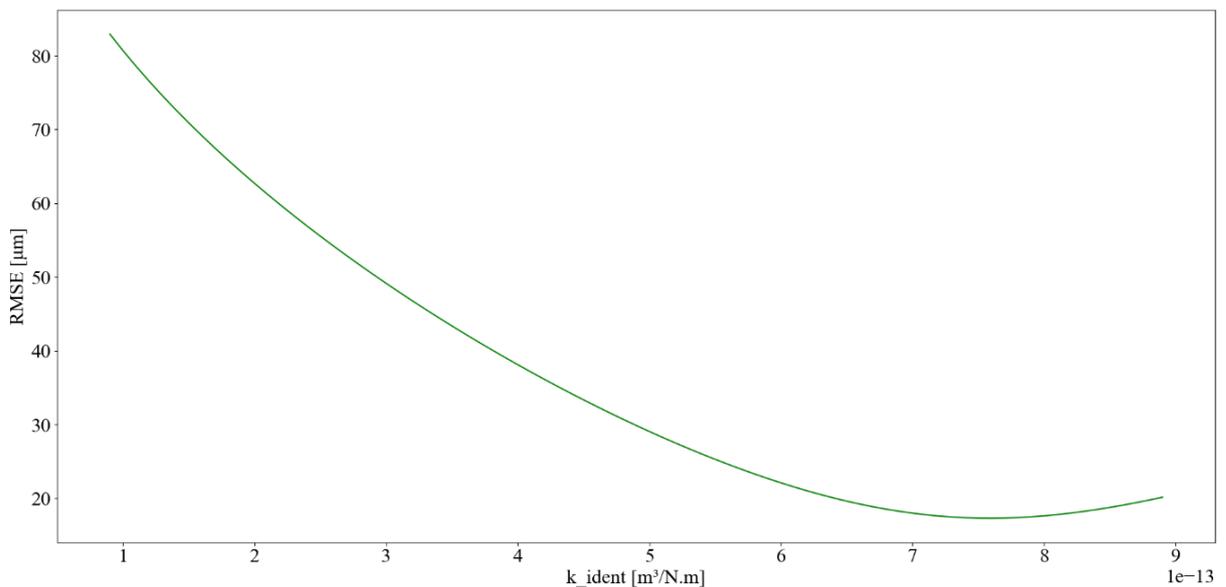


Figura 31: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident} .

Cabe analisar, portanto, o papel da água na eficácia da predição do GIWM. De acordo com o estudo realizado por Singh *et al.*, (2021) sobre o mesmo experimento, foi constatado que o ensaio em condição de névoa apresentou uma menor força de atrito e um menor desgaste em comparação com a condição seca, sendo razoável inferir

que a presença de água nos experimentos desempenhou um papel lubrificante no contato entre as superfícies, possivelmente, com a formação de óxidos entre estas.

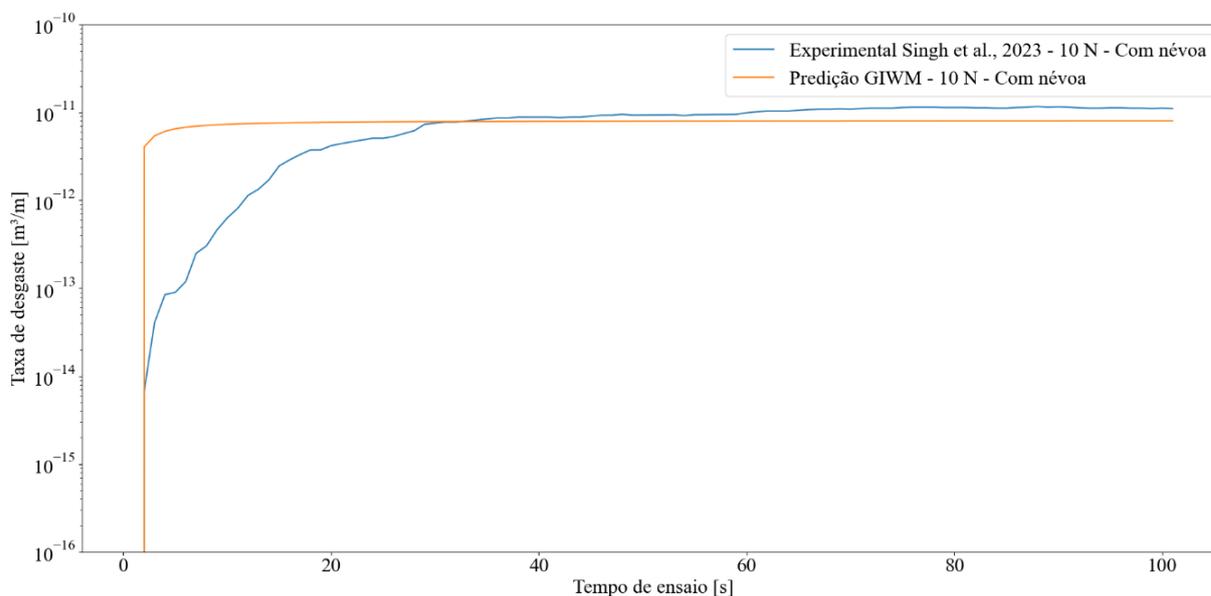


Figura 32: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos em condição de névoa e sob carga normal de 10 N.

Este papel lubrificante é também relatado por Olofsson *et al.*, (2004), Zhu *et al.*, (2013), e Lewis *et al.*, (2012). Entretanto, Olofsson *et al.*, (2004) afirma que esta diminuição do coeficiente de atrito com o aumento da umidade relativa só acontece até um nível de saturação. Atingido este nível, o coeficiente de atrito se estabiliza.

Logo, diante do possível caráter lubrificante da água no experimento, e, conseqüentemente, a diminuição da intensidade do desgaste, pode ter sido crucial para o melhor comportamento do algoritmo na predição deste caso, sob carga normal de 10 N. Conclusões de Kurzenhäuser *et al.*, (2008) indicam que a precisão do método diminui à medida que a intensidade do desgaste aumenta (quando podem ocorrer fenômenos não previstos pelo modelo, por exemplo, plastificação), podendo assim, fazer uma comparação direta com o aumento da eficácia do método frente ao caso à seco.

Em relação à predição do tribossistema sob carga normal de 15 N, é possível notar, conforme Figura 33, o mesmo contexto de subestimação da taxa de desgaste final por parte do algoritmo, com diferença final em torno de 55,22%.

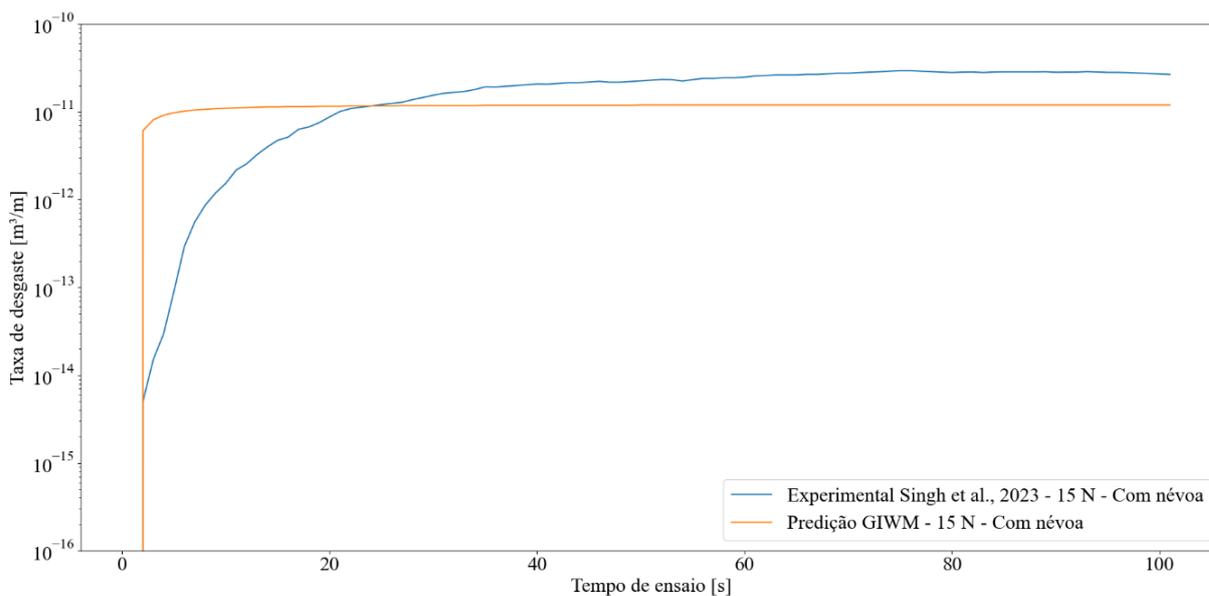


Figura 33: Resultados da previsão da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos em condição de névoa e sob carga normal de 15 N.

Em comparação com o caso à seco sob mesma carga, pode-se supor que, mesmo com a água mantendo a tendência de diminuir a intensidade de desgaste, a assertividade do método de previsão foi prejudicada. É visto também, em uma comparação com o caso em condição de névoa sob carga de 10 N, que a previsão foi menos assertiva.

Um motivo para ambos resultados pode ficar a cargo de que, aumentando-se a carga normal, o mecanismo de desgaste adesivo (mecanismo presente no modelo através da Lei de Archard) pode ter sido favorecido, aumentando a competição entre este e o mecanismo oxidativo proveniente da adição de água. Este contexto pode ter contribuído negativamente para a previsão do desgaste.

4.2.3 Com vegetação

A calibração do modelo GIWM à experimentos conduzidos com adição de vegetação em folhas, e sob carga normal de 5 N é apresentada na Figura 34. O coeficiente de desgaste dimensional identificado foi $k_{ident} = 5,29 \times 10^{-13} \text{ m}^3/\text{N.m}$, conforme Figura 35.

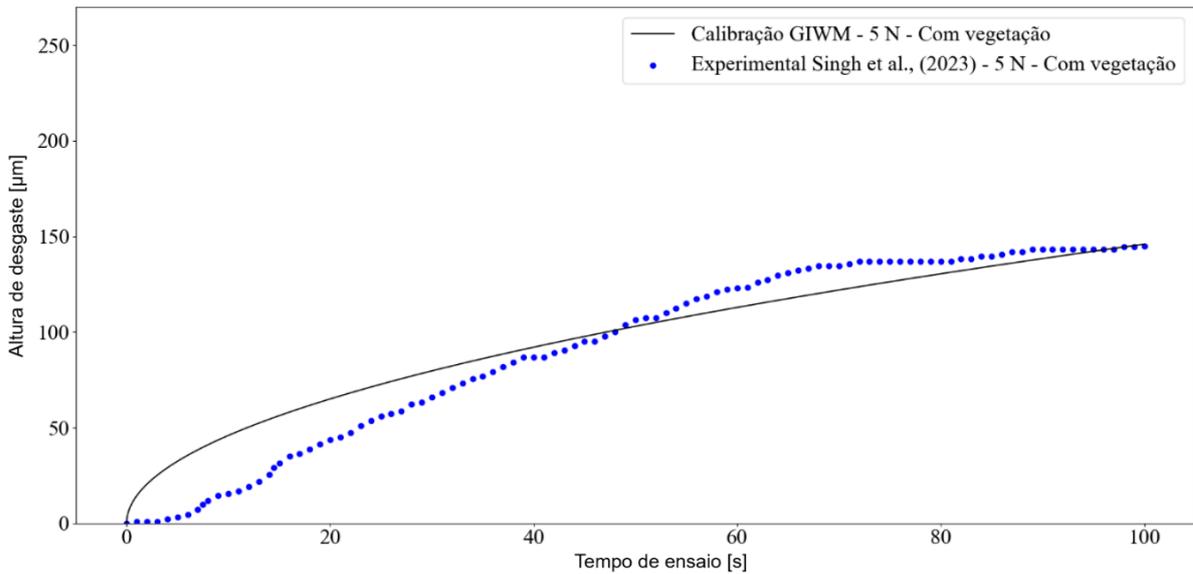


Figura 34: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos com vegetação e sob carga normal de 5 N.

A comparação entre os resultados experimentais e os gerados pelo algoritmo para carga normal de 10 N, conforme ilustrado na Figura 36, indica que o algoritmo continuou subestimando o desgaste final. A diferença final observada foi de cerca de 17,14%.

Uma suposição relacionada a esta melhoria na capacidade de predição pode seguir o estudo de Olofsson *et al.*, (2004), quanto os resultados na variação da força de atrito do ensaio, exposta por Singh *et al.*, (2023).

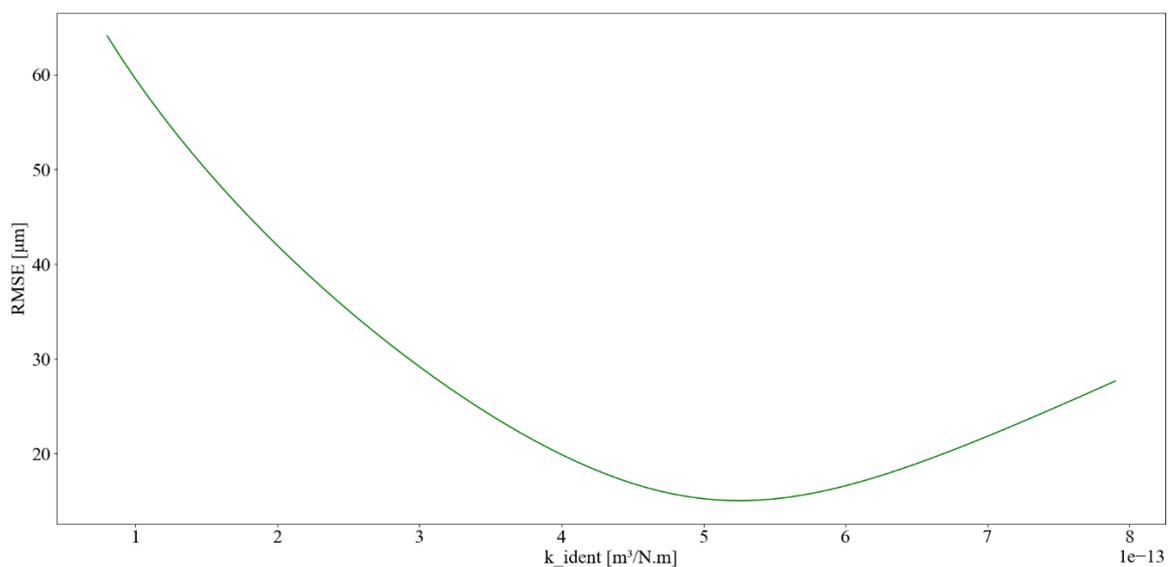


Figura 35: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident} .

Do primeiro, as conclusões dos autores demonstraram que a utilização de folhas de vegetação adjacentes à ferrovia (*Olmo*) em ensaios pino-disco reduziu em um fator de quatro o coeficiente de atrito em comparação com o caso ensaiado pelos mesmos sem lubrificação, levando a crer que o processo de se esmagar as folhas com uma determinada carga aplicada faz com que haja uma condição de lubrificação natural do contato. Através do segundo, notamos que uma queda na força de atrito para os ensaios com vegetação de (*Acacia Nilotica*) corrobora os resultados da literatura.

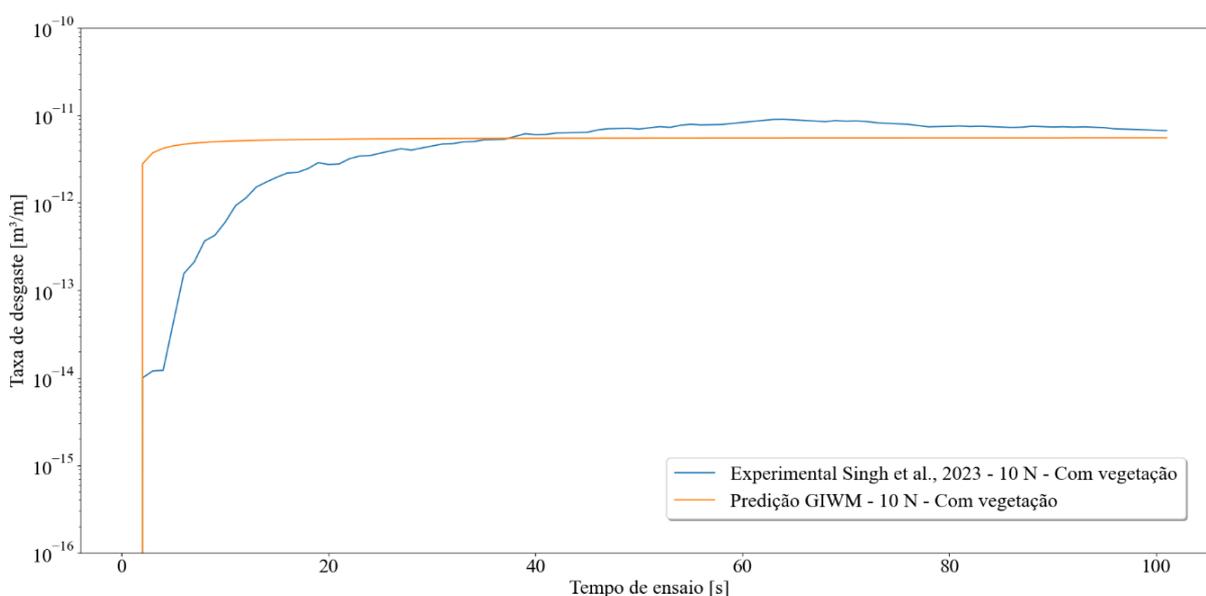


Figura 36: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com vegetação e sob carga normal de 10 N.

Para o caso da carga normal aplicada de 15 N, mostrada na Figura 37, a predição foi pouco mais eficiente que o caso anterior (névoa sob 15 N), divergindo cerca de 53,78% entre taxa de desgaste final experimental e predita.

Entretanto, em comparação com o caso de mesmo contaminante, sob 10 N de carga normal aplicada, uma variação maior no comportamento da força de atrito foi observada nos ensaios com vegetação sob esta carga.

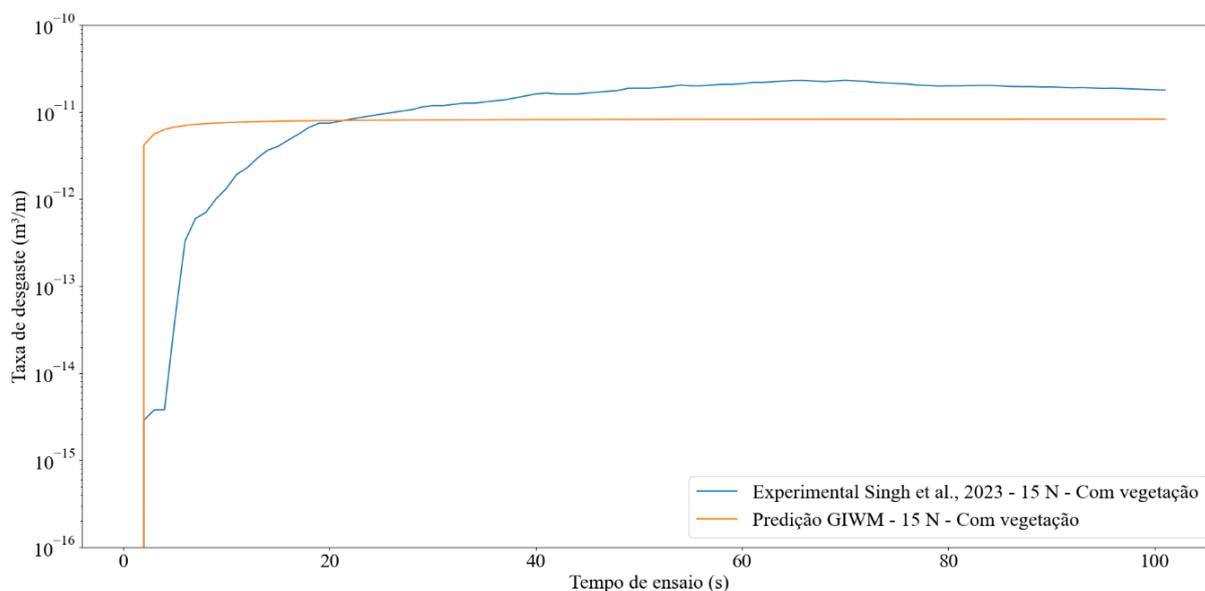


Figura 37: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com vegetação e sob carga normal de 15 N.

Este resultado leva a crer que uma maior carga normal aplicada ao ensaio prejudicou o processo de lubrificação natural proveniente do esmagamento da vegetação no contato, aumentando a intensidade do desgaste, porém, talvez, não modificando severamente os mecanismos de desgaste envolvidos, favorecendo a análise via GIWM.

4.2.4 Com graxa

Por fim, a Figura 38 e a Figura 39 trazem a calibração do algoritmo à experimentos lubrificados com graxa, sob carga normal de 5 N e a identificação do $k_{ident} = 1,40 \times 10^{-14} \text{ m}^3/\text{N.m}$, respectivamente.

Ao analisar a predição do algoritmo GIWM para o caso da Figura 40, pode-se observar que, conforme a grande maioria dos resultados dos outros ensaios, o algoritmo GIWM também subestimou a taxa de desgaste final para a carga normal de 10 N. Porém, a discrepância foi encontrada, divergindo 3,38 % da taxa de desgaste final experimental.

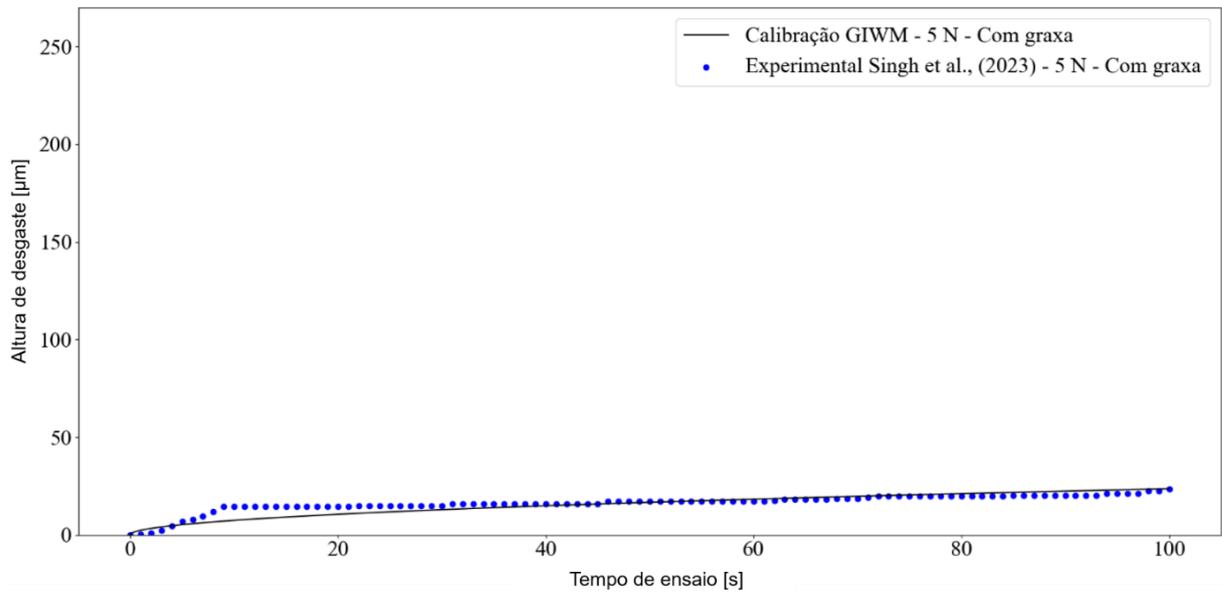


Figura 38: Calibração do modelo semi-analítico GIWM utilizando alturas de desgaste do pino em experimento pino-disco conduzidos com graxa e sob carga normal de 5 N.

Uma hipótese para este bom ajuste pode ter sido referente a já citada intensidade de desgaste. Como o desgaste em ensaio lubrificado é consideravelmente menor do que os demais, o algoritmo conseguiu calcular melhor a taxa final deste, mesmo quando graxa começou a falhar, na altura do tempo de 95 segundos.

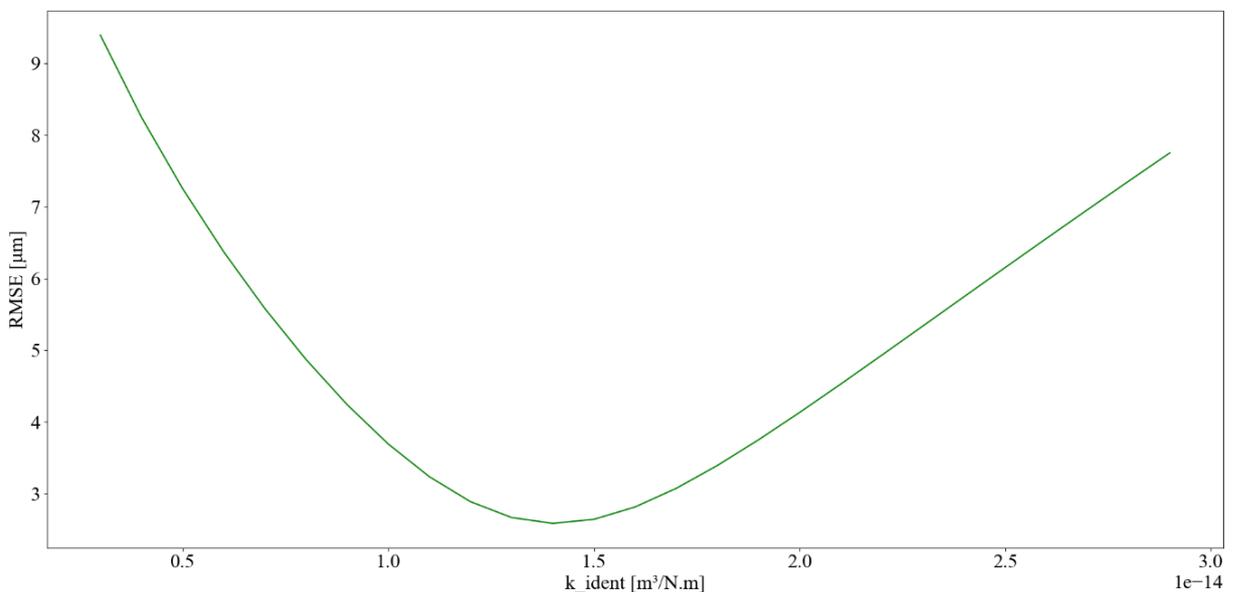


Figura 39: Valores de RMSE para faixa de valores de k_{ident} .

É provável que, com o aumento do tempo de ensaio, já com a lubrificação comprometida, o algoritmo não conseguiria ser tão assertivo, com a taxa de desgaste experimental ultrapassando a taxa de desgaste predita.

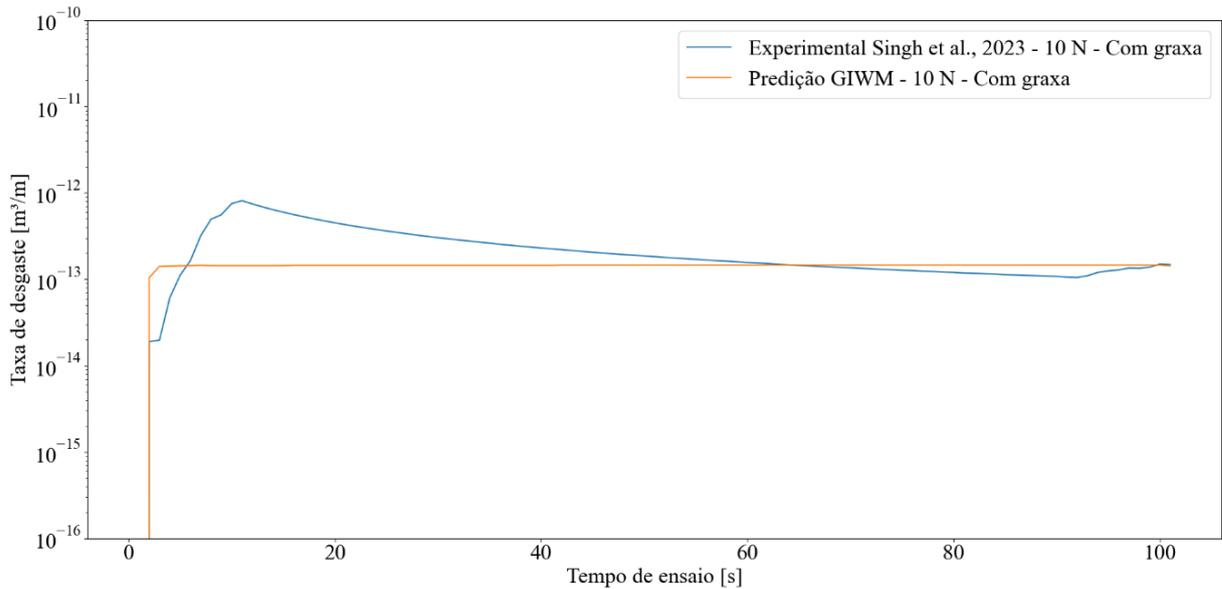


Figura 40: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com graxa e sob carga normal de 10 N.

No caso do aumento da carga normal aplicada para 15 N, exposto na Figura 41, o GIWM manteve sua tendência em reduzir sua assertividade seguindo resultados da literatura. A divergência final foi de 10,71%, que é considerada boa.

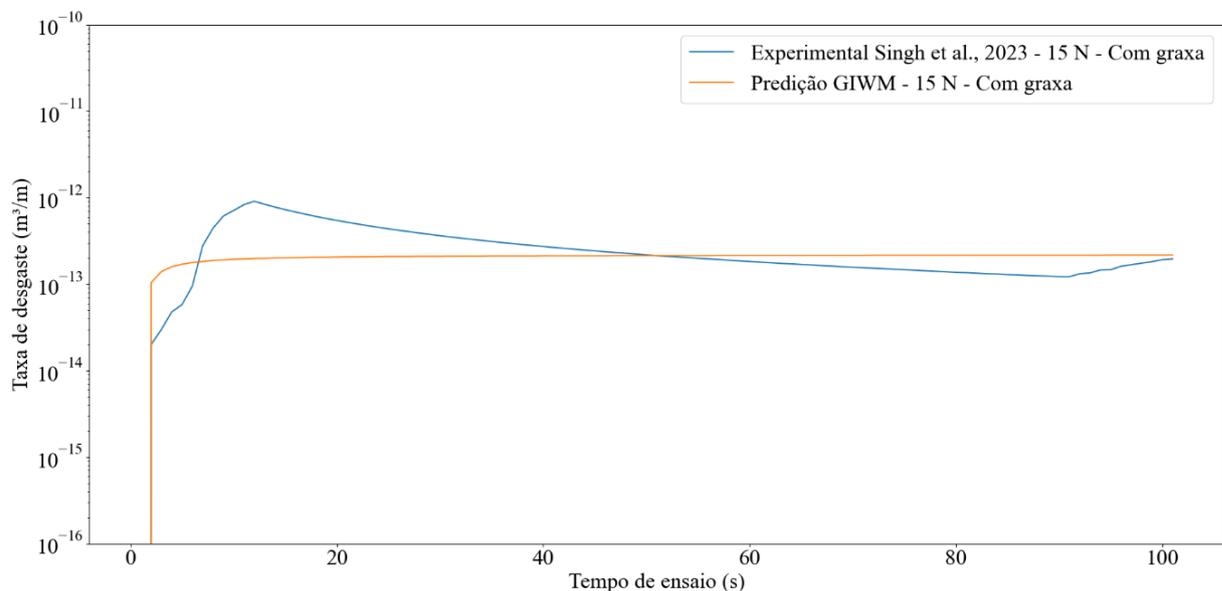


Figura 41: Resultados da predição da taxa de desgaste através do modelo semi-analítico GIWM em comparação aos resultados experimentais conduzidos com graxa e sob carga normal de 15 N.

No geral, ressalta-se que, apesar de alguns valores de diferença de predição de desgaste entre experimentos e simulações estarem acima da variação estipulada pela norma, na prática, trabalhos como os de Li *et al.*, (2015) e de Almeida *et al.*, (2019)

mostram que a dispersão dos valores de desgaste em experimentos pode ser igual ou até maior do que a discrepância apresentada pelo GIWM em alguns casos.

4.3 TEMPO COMPUTACIONAL DAS ANÁLISES

Conforme dito anteriormente, simulações de desgaste via MEF tem sido amplamente estudadas como forma de se reduzir a necessidade da execução de experimentos onerosos, cujos quais necessitam de investimento de maquinário e de fabricação de corpos-de prova.

Em suas análises via MEF, Mukras *et al.* (2009) necessitaram de 206 minutos para sua análise mais assertiva da profundidade/altura máxima de desgaste para pino de aço deslizando contra um disco de aço, em condições à seco.

Já Bastola *et al.* (2022) necessitaram de 12 horas para predizer a profundidade/altura de desgaste em ligas de cobalto durante um ensaio esfera-disco após 75 dos 36.000 ciclos de deslizamento. Após identificar a tendência de desgaste, os autores utilizaram técnicas de extrapolação para identificar o resultado ao final de todos os ciclos.

No contexto do presente trabalho, as análises computacionais via GIWM podem ter seu tempo computacional considerado desprezível quando comparado a experimentos e análises via MEF.

5 CONCLUSÕES

Este estudo analisou capacidade do método semi-analítico *Global Incremental Wear Model* (GIWM) em identificar coeficientes de desgaste dimensional em ensaios de pino-disco envolvendo materiais de roda e trilho sob diferentes cargas, contaminantes e condições de lubrificação. Além disso, avaliou-se a assertividade do algoritmo em utilizar tais coeficientes em prever as taxas de desgaste oriundas de ensaios com maiores cargas normais aplicadas, com o intuito de esclarecer as capacidades e limitações desse método.

Os resultados obtidos revelaram que o GIWM foi capaz de identificar os coeficientes de desgaste dimensional que melhor se ajustaram aos resultados experimentais, para todas as condições testadas. No entanto, observou-se uma tendência do algoritmo subestimar o desgaste, predito através deste coeficiente, em grande parte dos casos, embora tenha mantido a proporção do aumento do desgaste com o aumento da carga aplicada. A eficiência do método de previsão diminuiu significativamente à medida que a carga normal aplicada foi aumentada, corroborando resultados similares encontrados em estudos anteriores (Hegadekatte *et al.*, 2006; Kurzenhäuser *et al.*, 2008; Ghufon *et al.*, 2016).

É importante salientar que o GIWM apresentou vantagens em termos de velocidade de análises, superando simulações semelhantes via MEF presentes na literatura e experimentos de pino-disco convencionais, com um tempo de resposta praticamente desprezível em comparação com ambos.

Conclui-se que, embora o GIWM seja útil para orientações rápidas antes de ensaios mais complexos, especialmente em condições de desgaste menos intensas, é essencial ter cautela ao aplicá-lo em situações com variações significativas na intensidade do desgaste e nos mecanismos de desgaste dominantes. Nesses casos, é recomendado o uso de técnicas complementares ou mais avançadas para previsões mais precisas do desgaste. Tais situações limitantes podem estar relacionadas às suposições do algoritmo, que não abrange aspectos cruciais, como a geração e recirculação de *debris*, desgaste não-uniforme, mudanças nos mecanismos de desgaste dominantes, pressão de contato local nas asperezas e desgaste do contra-corpo.

Em suma, este estudo contribui para a análise do potencial de utilização do método semi-analítico GIWM, fornecendo informações relevantes para pesquisadores e profissionais envolvidos no desenvolvimento e aplicação de tecnologias relacionadas ao desgaste de materiais em sistemas de rodas e trilhos ferroviários.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Com base nos conhecimentos adquiridos neste estudo, sugere-se para o futuro:

- Realizar investigações experimentais mais profundas acerca da diferença de assertividade do GIWM sob condições à seco e com diferentes contaminantes e lubrificantes, analisando mecanismos e intensidade de desgaste;
- Propor a utilização de equações não-hertzianas tanto no cálculo da área de contato inicial entre superfícies, quanto na atualização desta ao longo da análise computacional;
- Investigar, computacionalmente, a influência da quantidade de distância deslizada na assertividade de predição do modelo GIWM;
- Analisar a assertividade do método na predição da profundidade e da taxa de desgaste no disco, comparando com o volume de material removido neste;
- Realizar análises do algoritmo em outros tipos de tribômetros, como o disco-disco, que, por sua vez, busca reproduzir condições de rolamento. No âmbito ferroviário, estas condições são encontradas entre a pista de rolamento das rodas em contato com o topo do boleto dos trilhos, quando os veículos estão se movimentando na tangente da via;
- Utilizar valores reais do coeficiente de desgaste dimensional obtidos em campo com equipamentos como o Miniproof[®] ou WPS[®] para alimentar o modelo GIWM e avaliar sua capacidade em prever alturas e taxas de desgaste, tanto de amostras de roda-trilho que entram em contato entre si durante curvas quanto durante a tangente. Esta abordagem poderá reduzir a necessidade de experimentos onerosos, usados na calibração do modelo para identificação do k_{ident} .

7 REFERÊNCIAS

1. ALMEIDA, L. P. F.; FALQUETO, E. L.; GOLDESTEIN, H.; BOZZI, A.; C SCANDIAN, C. **“Study of sliding wear of the wheel flange-rail gauge corner contact conditions: Comparative between cast and forged steel wheel materials”**. Wear, Elsevier, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.009>;
2. ARCHARD, J. F. **“Contact and Rubbing of Flat Surfaces”**. Journal of Applied Physics 24, 981, 1953. <https://doi.org/10.1063/1.1721448>;
3. ARCHARD, J. F. **“Wear theory and mechanisms”**. Wear Control Handbook, ASME, New York, pp. 35-80, 1980, [ISBN-10: 9991656731](https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.009);
4. ASTM G99-05 **“Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus”**, ASTM International, 2010. DOI: [10.1520/G0099-17](https://doi.org/10.1520/G0099-17);
5. BAI, W.; ZHOU, L.; WANG, P.; HU, Y.; WANG, W.; DING, H.; HAN, Z.; XU, X.; ZHU, M. **“Damage behavior of heavy-haul rail steels used from the mild conditions to harsh conditions”**, Wear 496-497, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204290>;
6. BASIT, K.; SHAMS, H.; KHAN, M. A.; MANSOOR, A. **“Vibration analysis approach to model incremental wear and associated sound in multi-contact sliding friction mechanisms”**. Journal of Tribology, v. 145, n. 9, 2023. <https://doi.org/10.1115/1.4062720>;
7. BASTOLA, A.; STEWART, D.; DINI, D. **“Three-dimensional finite element simulation and experimental validation of sliding wear”**. Wear, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204402>;
8. BOSSO, N.; MAGELLI, M.; ZAMPIERI, N. **“Simulation of wheel and rail profile wear: a review of numerical models”**. Railway Engineering Science, v. 30, n. 4, p. 403-436, 2022. <https://doi.org/10.1007/s40534-022-00279-w>;
9. BORTOLETO, E. M.; ROVANI, A. C.; SERIACOPI, V.; PROFITO, F. J.; ZACHARIADIS, D. C.; MACHADO, I. F.; SINATORA, A.; SOUZA, R. M. **“Experimental and numerical analysis of dry contact in the pin on disc test.”** Wear, v. 301, n. 1-2, p. 19-26, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.12.005>;
10. BUSHAN, B. **“Introduction to Tribology.”** Second Edition. Department of Mechanical Engineering, Ohio State University. Columbus, Ohio, 2013. [ISBN: 978-1-119-94453-9](https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.12.005);

11. CHEN, Z. “**Socioeconomic Impacts of high-speed rail: A bibliometric analysis**”. *Socio-Economic Planning Sciences*, v. 85, p. 101265, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.seps.2022.101265>;
12. DI PUCCIO, F.; MATTEI, L. “**Simple analytical description of contact pressure and wear evolution in non-conformal contacts.**” *Tribology International*, v. 178, p. 108084, 2023. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.108084>;
13. BOWDEN, F. P.; TABOR, D. “**The Friction and Lubrication of Solids**”, Oxford University Press, London, 1950. [ISBN: 0 19 850777 1](https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.108084);
14. GALLEGO, D.; NÉLIAS, C.; JACQ, A. “**Comprehensive Method to Predict Wear and to Define the Optimum Geometry of Fretting Surfaces**”, *Journal of Tribology* 128, 2006. <https://doi.org/10.1115/1.2194917>;
15. GHUFRON, A.; SYAFA'AT, I.; DARMANTO, D. “**Analisa keausan point contact menggunakan tribometer pin-on-disc dan pemodelan global incremental wear model dengan variasi pembebanan.**” In: *Prosiding Seminar Sains Nasional dan Teknologi*. 2016. <http://dx.doi.org/10.36499/psnst.v1i1.1488>;
16. HARDING, J. W.; SNEDDON, I.N. “**The elastic stresses produced by the indentation of the plane surface of a semi-infinite elastic solid by a rigid punch.**” In: *Mathematical Proceedings of the Cambridge Philosophical Society*. Cambridge University Press, 1945. <https://doi.org/10.1017/S0305004100022325>;
17. HE, Z.; HU, Y.; ZHENG, X.; YU, Y. A. “**Calculation Method for Tooth Wear Depth Based on the Finite Element Method That Considers the Dynamic Mesh Force**”. *Machines* 2022. <https://doi.org/10.3390/machines10020069>;
18. HEGADEKATTE, V.; HUBER, N.; KRAFT, O. “**Modeling and simulation of wear in a pin on disc tribometer**” *Proceedings of IJTC2006 STLE/ASME International Joint Tribology Conference October 22-25, San Antonio, TX, USA, 2006*. <https://doi.org/10.1115/IJTC2006-12063>;
19. HEGADEKATTE, V., HUBER, N., KRAFT, O. “**Finite element based simulation of dry sliding wear**”, *Tribology Letters* 24, 2006. [DOI 10.1088/0965-0393/13/1/005](https://doi.org/10.1088/0965-0393/13/1/005);

20. HEGADEKATTE, V.; KURZENHÄUSER, S.; HUBER, N.; KRAFT, O.; “**A predictive modeling scheme for wear in tribometers**”, Tribology International, 41, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2008.02.020>;
21. HEGADEKATTE, V. “**Modeling and Simulation of Dry Sliding Wear for Micro-machine Applications**”. PhD Thesis. Karlsruhe University. 2006;
22. HOLM, R. “**Electrical Contacts**”. H. Gerbers, Stockholm, 1946. DOI: [10.1126/science.106.2763.602.a](https://doi.org/10.1126/science.106.2763.602.a);
23. HOLMBERG, K.; ERDEMIR, A. “**The impact of tribology on energy use and CO2 emission globally and in combustion engine and electric cars.**”, Tribology International Volume 135, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2019.03.024>;
24. HOLMBERG, K.; MATTHEWS, A. “**Coatings tribology: properties, mechanisms, techniques and applications in surface engineering**”. Elsevier, 2009. ISBN: 978-0-444-52750-9;
25. HUTCHINGS, I. M.; SHIPWAY, P. “**Tribology: friction and wear of engineering materials**”. Second Edition. University of Cambridge - Department of Materials Science and Metallurgy. Londres, 2017. ISBN: 978-0-08-100910-9;
26. IWNIICKI, S. “**Simulation of wheel–rail contact forces**”. Fatigue & fracture of engineering materials & structures, v. 26, n. 10, p. 887-900, 2003. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2003.00699.x>;
27. JAMARI, “**Wear prediction using GIWM (Global Incremental Wear Model) method**”. ROTASI – Volume 11 Nomor 4 Oktober 2009. <https://doi.org/10.14710/rotasi.11.4.1-4>;
28. JENDEL, T.; BERG, M. “**Prediction of wheel profile wear: methodology and verification**”. Vehicle System Dynamics, v. 37, n. sup1, p. 502-513, 2002. <https://doi.org/10.1080/00423114.2002.11666258>;
29. JOHANSSON, L. “**Model and numerical algorithm for sliding contact between two elastic half-planes with frictional heat generation and wear**”, Wear 160 1993. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(93\)90408-E](https://doi.org/10.1016/0043-1648(93)90408-E);
30. JOHNSON, K.L. “**Contact Mechanics**”, Cambridge University Press, Cambridge, UK, 1985. ISBN: 0 521 34796 3;

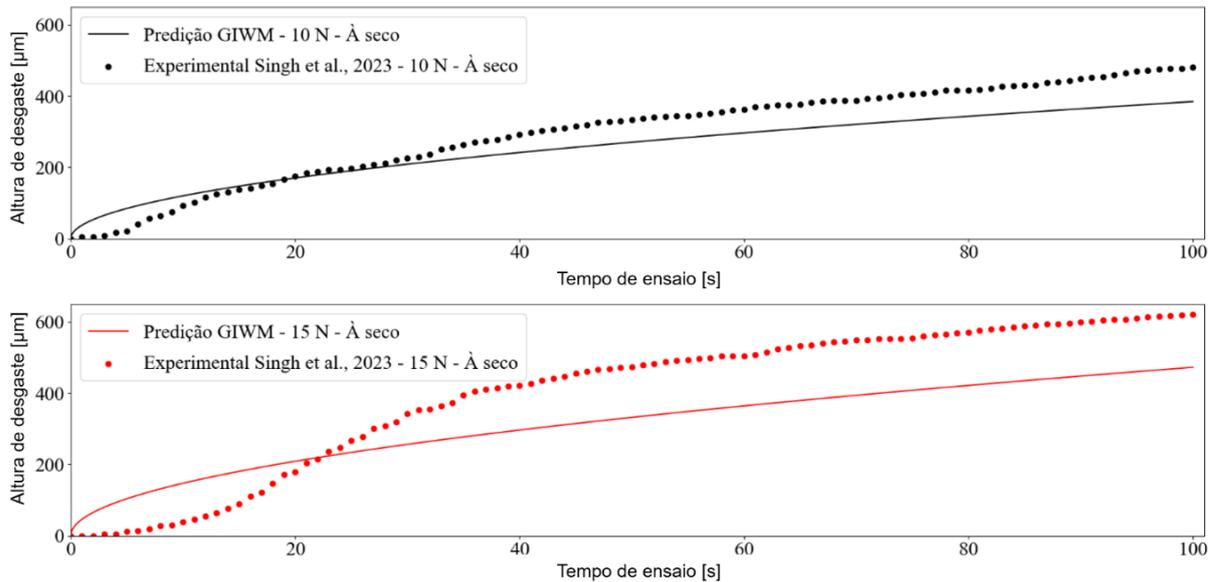
31. KHALLADI, A.; ELLEUCH, K.; **“Tribological behavior of wheel–rail contact under different contaminants using pin-on-disk methodology.”** Journal of Tribology, v. 139, n. 1, p. 011102, 2017. <https://doi.org/10.1115/1.4033051>;
32. KURNIAWAN, A. S.; DARMANTO, I.S.; **“Analisis Keausan Line Contact Menggunakan Permodelan Global Incremental Wear Model”.** Majalah Ilmiah Momentum, v. 17, n. 2, p. 121-126, 2021. <http://dx.doi.org/10.36499/jim.v17i2.5621>;
33. KURZENHÄUSER, S.; HEGADEKATTE, V.; SCHNEIDER, J.; HUBER, N.; KRAFT, O.; ZUM-GAHR, K. H. **“Tribological characterization and numerical wear simulation of microcomponents under sliding and rolling conditions.”** Microsystem technologies, 14, 1839-1846. 2008. <https://doi.org/10.1007/s00542-008-0696-y>;
34. LEWIS, S. R.; LEWIS, R.; OLOFSSON, U.; EADIE, D. T.; COTTER, J.; LU, X. **“Effect of humidity, temperature and railhead contamination on the performance of friction modifiers: Pin-on-disk study.”** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, v. 227, n. 2, p. 115-127, 2013. <https://doi.org/10.1177/0954409712452239>;
35. LI, B.; LI, P.; ZHOU, R.; FENG, X. Q.; ZHOU, K. **“Contact mechanics in tribological and contact damage–related problems: A review.”** Tribology International, p. 107534, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2022.107534>;
36. LI, X.; SOSA, M.; OLOFSSON, U. **“A pin-on-disc study of the tribology characteristics of sintered versus standard steel gear materials”.** Wear, v. 340, p. 31-40, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2015.01.032>;
37. LIU, B.; BRUNI, S.; LEWIS, R. **“Numerical calculation of wear in rolling contact based on the Archard equation: Effect of contact parameters and consideration of uncertainties”.** Wear, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2021.204188>;
38. MANJUNATHA, T. H.; BASAVARAJ, Y.; RAMANA, V. V.; BABU, K. A. **“Experimental and finite element analysis of wear rate of Al7075 reinforced with B₄C”.** Materials Today: Proceedings, 54, 543-547. 2022. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2022.02.068>;

39. MARTÍNEZ-LONDOÑO, J. C.; MARTÍNEZ-TRINIDAD, J., HERNÁNDEZ-FERNÁNDEZ, A.; GARCÍA-LEÓN, R. **“Finite Element Analysis on AISI 316L Stainless Steel Exposed to Ball-on-Flat Dry Sliding Wear Test”**. Transactions of the Indian Institute of Metals, v. 76, n. 1, p. 97-106, 2023. <https://doi.org/10.1007/s12666-022-02720-4>;
40. MCCARRON, R.; STEWART, D.; SHIPWAY, P.; DINI, D. **“Sliding wear analysis of cobalt based alloys in nuclear reactor conditions”**. Wear, v. 376, p. 1489-1501, 2017;
41. MIRANDA, R.S.; REZENDE, A.B.; FONSECA, S.T.; FERNANDES, F.M.; SINATORA, A.; MEI P.R. **“Fatigue and wear behavior of pearlitic and bainitic microstructures with the same chemical composition and hardness using twin-disc tests”**, Wear 494-495, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204253>;
42. MUKRAS, S.; KIM, N. H.; SAWYER, W. G.; JACKSON, D. B.; BERGQUIST, L. W. **“Numerical integration schemes and parallel computation for wear prediction using finite element method.”** Wear, 266(7-8), 822-831, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.12.016>;
43. MUKRAS, S.M.S. **“Computer Simulation/Prediction of Wear in Mechanical Components”** Hindawi Advances in Tribology Volume 2020, Article ID 8867351, 15 pages, 2020. <https://doi.org/10.1155/2020/8867351>;
44. NORTON, R. L. **“Projeto de máquinas: uma abordagem integrada”**. Traduzido por Konstantinos Dimitriou Stavropoulos et al., Porto Alegre, 2013. ISBN: 9780136123705;
45. OLIVER W.C.; PHARR G.M. **“An improved technique for determining hardness and elastic modulus using load and displacement sensing indentation experiments”**, J. Mat. Res 7, 1564-1583, 1992. <https://doi.org/10.1557/JMR.1992.1564>;
46. OLOFSSON, U.; SUNDVALL, K. **“Influence of leaf, humidity and applied lubrication on friction in the wheel-rail contact: pin-on-disc experiments.”** Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit, v. 218, n. 3, p. 235-242, 2004. <https://doi.org/10.1243/0954409042389364>;

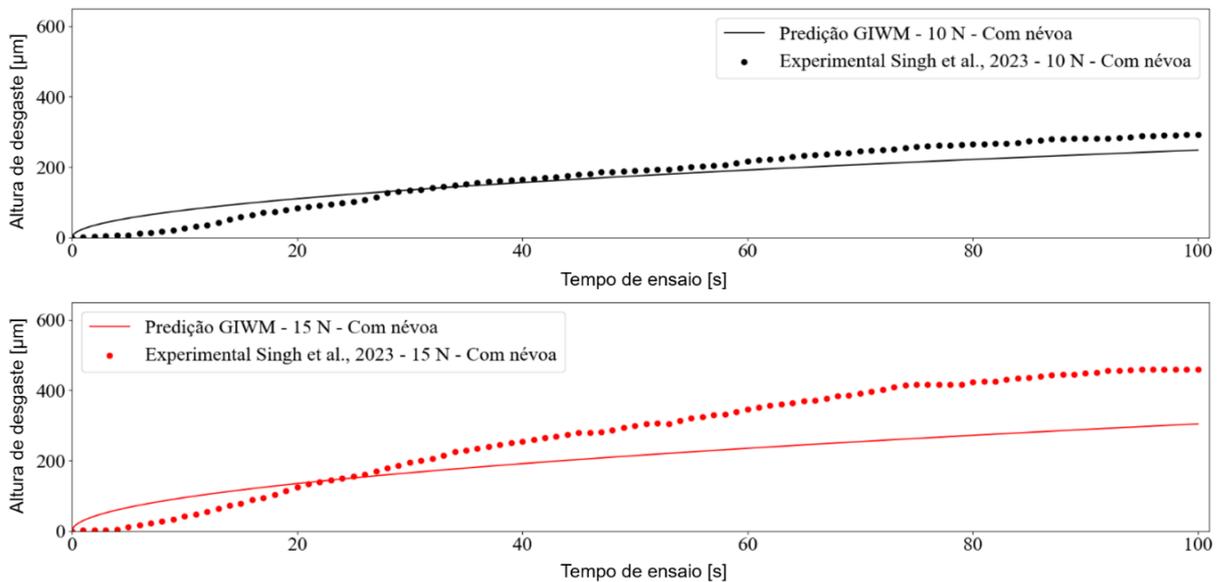
47. PÖDRA, P.; ANDERSSON, S. “**Simulating sliding wear with finite element method**”, Tribology International 32, 71-81, 1999. [https://doi.org/10.1016/S0301-679X\(99\)00012-2](https://doi.org/10.1016/S0301-679X(99)00012-2);
48. PEIXOTO, D. F. C. “**Estudo do contacto roda/carril: análise de tensões e fadiga**”. Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica. FEUP – Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2008;
49. PUNEETH M.L.; G. MALLESH. “**Analytical and Numerical Correlation of Hertz Contact under Elastic and Plastic Regime.**” International Journal for Research in Applied Science & Engineering Technology (IJRASET) 10, no. III, 2273–81, 2022. ISSN: 2321-9653;
50. RIVER SOLUTIONS. **DUCOM Instruments Pin-ball on Disk Tribometer.** Disponível em http://www.riverssolutions.com/uploads/5/3/5/4/53545675/astm_g99_g133-dds_-_ducom_instruments_-_pin-ball_on_disk_tribometer.pdf. Acesso em 09 de julho de 2023;
51. SÁNCHEZ-ISLAS, J.; MARTÍNEZ-TRINIDAD, J.; CAMPOS-SILVA, I.; FIGUEROA-LÓPEZ, U.; MARTÍNEZ-LONDOÑO, J.; GARCÍA-LEÓN, R. A., “**Dry Sliding Wear Test on Borided AISI 1018 Steel Under Pin-on-Disc Configuration**”. Metallurgical and materials transactions A, 2022. <https://doi.org/10.1007/s11661-021-06511-2>;
52. SILVA E SILVA, J. V. R.; CORRÊA, L. F.; CAMPOREZ, R. M.; SCANDIAN, C.; DOS SANTOS, G. F. M., “**Computer simulation to predict the sliding wear of pearlitic rails in contact between cast and forged railway wheels**”. WIT Transactions on The Built Environment, 213, 89-98. 2022. DOI: [10.2495/CR220081](https://doi.org/10.2495/CR220081);
53. SINGH, R.K.; SHINDHE, M.; RAWAT, P.; SRIVASTAVA, A.K.; SINGH, G.K.; VERMA, R.; BHUTTO, J.K.; HUSSEIN, H.S. “**The Effect of Various Contaminants on the Surface Tribological Properties of Rail and Wheel Materials: An Experimental Approach**”. Coatings, 13, 560, 2023. <https://doi.org/10.3390/coatings13030560>;

54. SINGH, R. K.; SHARMA, A. K. **“A Pin-On-Disk Study of Rail and Wheel in Dry and Mist Environments”**. In: E3S Web of Conferences. EDP Sciences, 2021. p. 01213. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202130901213>;
55. STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, W. A. **“Engineering Tribology.”** 4th Edition. University of Western Australia - Department of Mechanical and Materials Engineering. Australia, 2013. ISBN: 978-0-12-397047-3;
56. STREY, N. F.; REZENDE, A. B.; MIRANDA, R. S.; FONSCCECA, S. T.; MEI, P. R.; SCANDIAN, C. **“Comparison of rolling contact fatigue damage between railway wheels and twin-disc test specimens.”** Tribology International. Elsevier, 2021: n. 160. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2021.107037>;
57. TERRA PINTO, R. I. **“Estudo de tensões em rodas ferroviárias”**. Dissertação de Mestrado PPGEM/ UFRGS, Porto Alegre. 1997;
58. TREVISAN, Daniel Carlo Nadalin. **“Análise do comportamento do desgaste em um sistema pino-disco através de ensaios experimentais combinada com avaliação de pressão de contato por meio de simulação numérica.”** 124 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2013;
59. ZHANG, H.; GOLTSBERG, R.; ETSION, I. **“Modeling Adhesive Wear in Asperity and Rough Surface Contacts: A Review.”** Materials, v. 15, n. 19, p. 6855, 2022. <https://doi.org/10.3390/ma15196855>;
60. ZHU, Y.; OLOFSSON, U.; CHEN, H. **“Friction between wheel and rail: a pin-on-disc study of environmental conditions and iron oxides”**. Tribology letters, v. 52, p. 327-339, 2013. <https://doi.org/10.1007/s11249-013-0220-0>;
61. ZUM-GAHR, K. H. **“Microstructure and Wear of Materials”**. Volume 10. University of Siegen - Institute of Materials Technology, Germany, 1987. ISBN: 0-444-42754-6

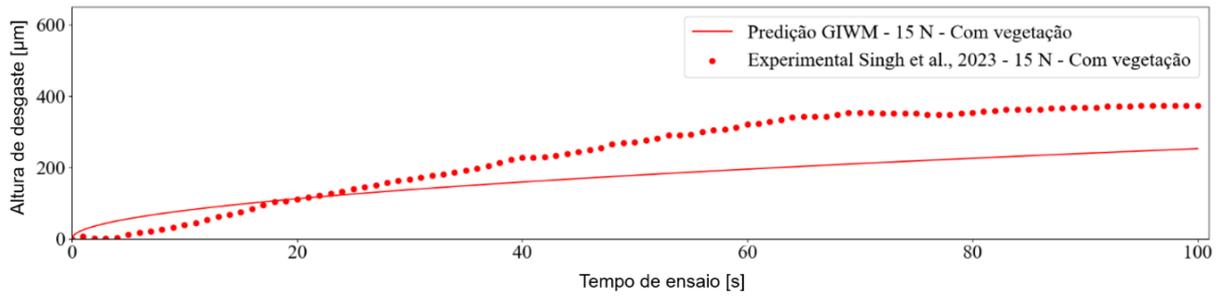
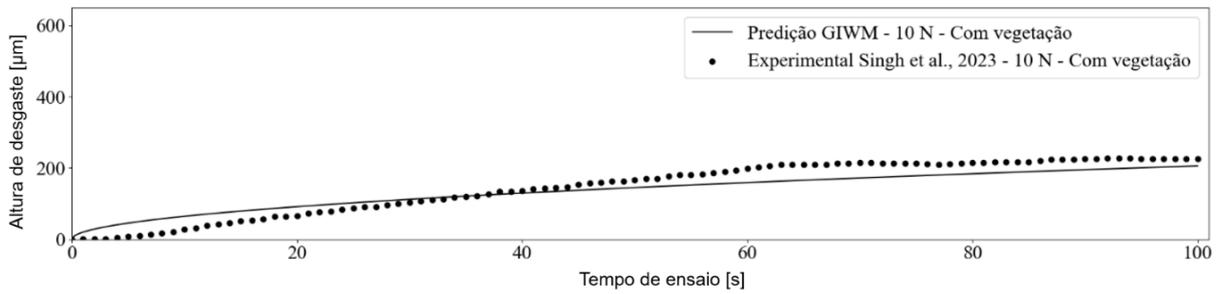
8 ANEXO A – ALTURAS DE DESGASTE EXPERIMENTAIS E COMPUTACIONAIS



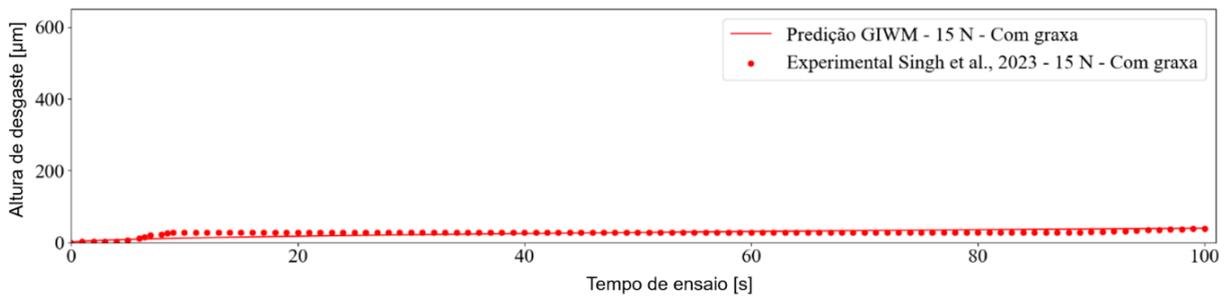
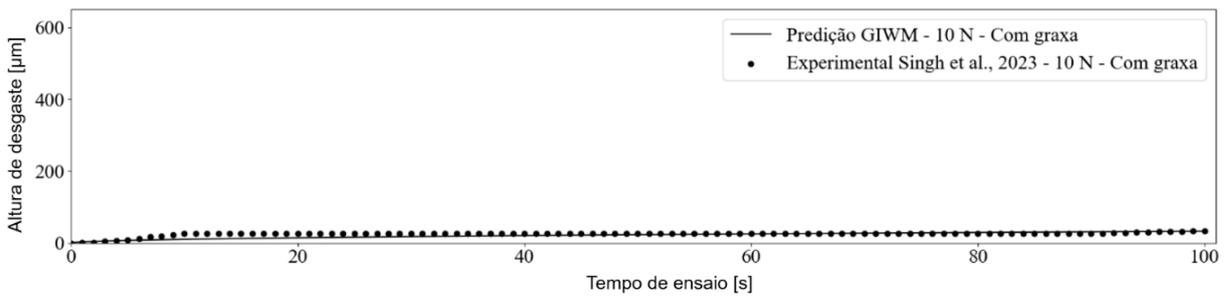
Comparação entre resultados experimentais e preditos de alturas de desgaste no pino, em ensaio pino-disco à seco, sob carga normal de 10 N e 15 N.



Comparação entre resultados experimentais e preditos de alturas de desgaste no pino, em ensaio pino-disco com névoa, sob carga normal de 10 N e 15 N.



Comparação entre resultados experimentais e preditos de alturas de desgaste no pino, em ensaio pino-disco com vegetação, sob carga normal de 10 N e 15 N.



Comparação entre resultados experimentais e preditos de alturas de desgaste no pino, em ensaio pino-disco com graxa, sob carga normal de 10 N e 15 N.