



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS

Faculdade de Engenharia Mecânica

ANA CECILIA DE CARVALHO

**Efeito do espessante e da viscosidade de
graxas na resistência ao desgaste em ensaio
disco-contra-disco**

CAMPINAS

2022

ANA CECILIA DE CARVALHO

Efeito do espessante e da viscosidade de graxas na resistência ao desgaste em ensaio disco-contra-disco

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestra em Engenharia Mecânica, na Área de Materiais e Processos de Fabricação.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Mei

Coorientador: Prof. Dr. Tiago Cousseau

ESTE TRABALHO CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELA ALUNA ANA CECÍLIA DE CARVALHO, E ORIENTADA PELO PROF. DR. PAULO ROBERTO MEI.

CAMPINAS

2022

Ficha catalográfica
Universidade Estadual de Campinas
Biblioteca da Área de Engenharia e Arquitetura
Elizangela Aparecida dos Santos Souza - CRB 8/8098

C253e Carvalho, Ana Cecília de, 1994-
Efeito do espessante e da viscosidade de graxas na resistência ao desgaste em ensaio disco-contra-disco / Ana Cecília de Carvalho. – Campinas, SP : [s.n.], 2022.

Orientador: Paulo Roberto Mei.

Coorientador: Tiago Cousseau.

Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica.

1. Desgaste mecânico. 2. Lubrificação e lubrificantes. 3. Óleos lubrificantes - Viscosidade. 4. Espessantes. 5. Engenharia ferroviária. I. Mei, Paulo Roberto, 1953-. II. Cousseau, Tiago. III. Universidade Estadual de Campinas. Faculdade de Engenharia Mecânica. IV. Título.

Informações para Biblioteca Digital

Título em outro idioma: The effect of viscosity and thickener grease on wear resistance in twin-disc test

Palavras-chave em inglês:

Mechanical wear

Lubrication and lubricants

Lubricating oils - Viscosity

Thickeners

Railway engineering

Área de concentração: Materiais e Processos de Fabricação

Titulação: Mestra em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Paulo Roberto Mei [Orientador]

Luiz Alberto Pereira das Neves Franco

Freddy Armando Franco Grijalba

Data de defesa: 22-07-2022

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

Identificação e informações acadêmicas do(a) aluno(a)

- ORCID do autor: <https://orcid.org/0000-0002-1121-0682>

- Currículo Lattes do autor: <http://lattes.cnpq.br/5811619148642895>

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Efeito do espessante e da viscosidade de
graxas na resistência ao desgaste em ensaio
disco-contra-disco**

Aluna: Ana Cecilia de Carvalho

Orientador: Prof. Dr. Paulo Roberto Mei

Coorientador: Prof. Dr. Tiago Cousseau

A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:

Prof. Dr. Paulo Roberto Mei, Presidente

DMM/FEM/Universidade Estadual de Campinas

Prof. Dr. Luiz Alberto Pereira das Neves Franco

PME/POLI/Universidade de São Paulo

Prof. Dr. Freddy Armando Franco Grijalba

DMM/FEM/Universidade Estadual de Campinas

A Ata de Defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no SIGA/Sistema de Fluxo de Dissertação/Tese e na Secretaria do Programa da Unidade.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha família, aos meus amigos e aos professores que tive durante toda minha trajetória escolar e acadêmica, que sempre me incentivaram e que acreditam que o conhecimento é o caminho.

Agradecimentos

Este trabalho não teria sido concretizado sem a ajuda e contribuição de diversas pessoas às quais presto meus agradecimentos:

Aos meus pais, Cláudia e João Bosco, que nunca mediram esforços para que eu alcançasse meus objetivos; pelo amor incondicional e por serem meus maiores incentivadores. Ao meu irmão, João Pedro, pelo exemplo, pelo companheirismo e por todo apoio.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Mei, pela oportunidade de integrar o grupo de pesquisa, pela confiança, por sempre estar presente e pela excelente orientação. Ao meu coorientador, Prof. Dr. Tiago Cousseau por toda ajuda, disponibilidade e por me guiar durante esse trabalho.

A todos os professores e funcionários da Faculdade de Engenharia Mecânica (FEM), sobretudo, aos do Departamento de Engenharia de Manufatura e Materiais (DEMM), que ajudaram de forma direta e indireta na realização deste trabalho. Aos professores Dr. Noé Cheung e Dr. Eugênio Zoqui por disponibilizarem os equipamentos para medição de dureza e de microscopia óptica, essenciais para a conclusão desse trabalho.

Ao Centro de Pesquisa em Reologia e Fluidos Não Newtonianos (CERNN) e ao laboratório de Espectroscopia da UTFPR, por disponibilizar equipamentos para realização de ensaios e todos os alunos pela recepção e pela ajuda, em especial ao Me. Bruno Ferrer. Ao Dr. André Zuin pelo auxílio nas análises de FTIR.

Aos companheiros do Grupo de Pesquisa em Materiais, Solange Fonseca, Andrei Rezende, Fernanda Fernandes, Rodrigo Miranda, Renan Rocha e Heiter Ewald pela ajuda, pelas discussões enriquecedoras e pela parceria.

Aos amigos que sempre se fizeram presentes me dando suporte em todos os momentos. Aos amigos Larissa Araújo e Matheus Veloso pela ajuda essencial na finalização deste trabalho. À República Seleta, por todo o apoio e por ser minha segunda casa.

Aos colegas do projeto Vale Cátedra Roda-Trilho, pelo todo vasto conhecimento compartilhado nas reuniões.

À Vale S.A., através do Engenheiro Jun Kina, Coordenador do Projeto Cátedra Roda-Trilho, pelos recursos financeiros, permitindo que a academia e iniciativa privada caminhem lado a lado na resolução dos problemas de nosso país.

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

Resumo

Uma das formas de controlar o atrito entre a roda e o trilho é com o uso de graxas que são aplicadas no trilho de forma que o contato entre o friso da roda e o canto de bitola sejam lubrificados quando os trens passam por trechos de curva. O uso das graxas apresenta vários benefícios ao sistema ferroviário, como aumento da vida útil das rodas e dos trilhos, diminuição do consumo de combustível, do coeficiente de atrito e do desgaste dos componentes. No entanto, há uma lacuna de conhecimento sobre a relação da formulação da graxa e do seu desempenho. Sendo assim, este trabalho surge na necessidade de relacionar o efeito dos espessantes (lítio e cálcio) e da viscosidade das graxas com a capacidade de reduzir o desgaste. Foram realizados, então, ensaios em um tribômetro do tipo disco-contra-disco com quatro tipos diferentes de graxa. Os resultados revelaram que o uso das graxas aumenta a rugosidade superficial do disco que simula o trilho, uma vez que, quando a graxa entra em uma trinca preexistente, ela exerce uma pressão hidráulica que aumenta a velocidade de propagação dessa trinca. No entanto, mesmo gerando maior rugosidade, o uso das graxas foi positivo, pois gerou uma perda de massa menor do que o ensaio a seco. Além disso, observou-se que, nas condições ensaiadas, as graxas de maior viscosidade (500 cSt) apresentaram um pior desempenho em desgaste em comparação às graxas de menor viscosidade (50 cSt), pois apresentaram maiores perda de massa, tamanho de trinca e tamanho da camada subsuperficial deformada plasticamente nos discos do trilho. Isso se justifica pelo fato de o efeito hidráulico da graxa de viscosidade maior ser mais expressivo no aumento da propagação da trinca. Concluiu-se, também que, ao comparar graxas de uma mesma viscosidade, as graxas com espessante de lítio apresentaram um melhor desempenho para reduzir o desgaste, para ambas as viscosidades testadas, pois apresentaram uma menor perda de massa em relação aos ensaios realizados com a graxa de cálcio. Ou seja, para as condições testadas, de regimes de lubrificação limítrofe e misto, o desempenho da graxa em desgaste é controlado pelo espessante.

Palavras-Chave: Ensaio disco-contra-disco; desgaste; graxas lubrificantes; roda-trilho; espessantes; viscosidade.

Abstract

One of the ways to control the friction between rail and wheel is the use of greases on the rail. Therefore, when the train passes by curves stretches, the contact between the wheel and the gauge corner is lubricated. The use of greases presents a lot of benefits to the railroad system, once it can increase the life cycle of wheels and rails and reduce the fuel consumption, the friction coefficient, and the component wear. However, there is a knowledge gap regarding the relationship between grease formulation and its performance. Therefore, this paper proposes to relate the effect of grease viscosity and thickener (lithium and calcium) with the ability to reduce wear. For that purpose, tests were carried out on the twin disc tribometer with four different greases. For that purpose, tests were carried out on the twin disc tribometer with two different greases. The results pointed out that grease increases the surface roughness of the rail disc, as a result of grease entering the pre-existing crack, which causes a hydraulic pressure inside the crack responsible for increasing the speed of propagation. However, the use of greases was beneficial, since it reduced the mass loss and the friction coefficient when compared to dry tests. In addition, it was observed that the grease with lower viscosity (50 cSt) presented a better performance in wear when compared to the grease with higher viscosity (500 cSt), since the Ca50 and Li50 showed lower mass loss, lower crack size, and lower hardened layer length. This is because the higher viscosity grease exerts a greater hydraulic effect inside the crack. It was also concluded that, when comparing greases of the same viscosity, lithium thickened greases presented a better performance to reduce wear, for both viscosities tested, as they presented a lower mass loss in relation to the tests carried out with the calcium grease. Therefore, for the tested conditions, of boundary and mixed lubrication regimes, the performance of the grease in wear is controlled by the thickener.

Key Word: Twin disc test; wear; greases; rail/wheel contact; thickener; viscosity.

Lista de Ilustrações

Figura 1.1 - Extensão da estrutura ferroviária no mundo (Adaptado de TISCHER, 2018). ...	23
Figura 2.1 - Matriz de transporte brasileira (Adaptado de ANTF, 2021).....	28
Figura 2.2 – Matriz de Transporte mundial (Adaptado de ANTF, 2021).	28
Figura 2.3 - Volume de carga transportada (TU) (ANTF, 2021).	29
Figura 2.4 – Via permanente e seus elementos (Adaptado de SEMPREBONE, 2006).	30
Figura 2.5 – Medida de bitola (Adaptado de SEMPREBONE, 2006).	31
Figura 2.6 – Perfil do trilho modelo Vignole (Adaptado de NISHIKAWA, 2018).	32
Figura 2.7 - Nomenclatura das partes de uma roda ferroviária (VILLAS et al., 2012).	36
Figura 2.8 - Esquema das regiões da roda e do trilho(Adaptado de DOLLEVOET, 2010)....	36
Figura 2.9 - Desenho esquemático do tribossistema roda-trilho-sapata (ALVES, 2000).	38
Figura 2.10 - Zonas de contato e as distribuições de pressões de Hertz para os contatos esféricos e cilíndricos (NORTON, 2013).	39
Figura 2.11 – Mecanismos de desgaste (KATO e ADACHI, 2001).	40
Figura 2.12 - Contato real e aparente entre duas superfícies (PU et al., 2016).	41
Figura 2.13 - Camadas transferidas de liga de titânio em uma superfície de aço. A seta aponta a direção de deslizamento (PU et al., 2016).	42
Figura 2.14 – Desgaste abrasivo com 2 e 3 corpos (GAHR, 1988).	43
Figura 2.15 – Mecanismos de desgaste abrasivo. (a) microsulcamento; (b) interação entre microsulcos; (c) microcorte; (d) microtrincas (GAHR, 1988).....	44
Figura 2.16 – Processo de formação de partículas no desgaste corrosivo (GAHR, 1988).....	45
Figura 2.17 - Representação da tensão de cisalhamento em função da distância das superfícies de contato nos casos de cisalhamento puro, deslizamento puro e a combinação de ambos (Adaptado de BHUSHAN, 2008).	46
Figura 2.18 – Formação de trincas na superfície e subsuperfície causadas por fadiga de contato (Adaptado de BHUSHAN, 2008).	47

Figura 2.19 – Incidência dos tipos de danos causados às rodas ferroviárias (Adaptado de BEVAN et al., 2013).	48
Figura 2.20 – Diferentes tipos de carga no contato e a formação de trinca (EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).	49
Figura 2.21 – Ângulo de formação e propagação de trincas por RCF em função dos deslizamentos para os deslizamentos de (a) 0,5%; (b) 1,5%; (c) 12%; (d) 18% (Adaptado de ZHU et al., 2018).	51
Figura 2.22 – Influência da porcentagem de deslizamento na profundidade da camada deformada plasticamente (a) deslizamento: 0,17%; (b) deslizamento: 9,43% (MA et al., 2016).	52
Figura 2.23 – Condições de contato no contato roda – trilho (Adaptado de LEWIS; OLOFSSON, 2004).	53
Figura 2.24 – Local de aplicação das graxas lubrificantes e dos modificadores de atrito nos trilhos ferroviários (VIDON, 2013).	54
Figura 2.25 – Desenho esquemático de um lubrificador de via (VIDON, 2012).	54
Figura 2.26 – Foto de barra distribuidora de graxa acoplada ao trilho (VIDON, 2012).	55
Figura 2.27 - Ilustração que representa a roda coletando a graxa do lubrificador e fixando no trilho (Adaptado de UDDIN et al, 2010).	55
Figura 2.28 – Redução da taxa de desgaste em função da lubrificação dos trilhos (Adaptado de HOU; KALOUSEK; MAGEL, 1997).	57
Figura 2.29 - Custo total anual por metro de manutenção ferroviária, com lubrificante, sem lubrificante e com lubrificação intermitente para 12 MGT (Adaptado de REDDY et al., 2007). \$AUD = Dólar Australiano.	58
Figura 2.30 – Imagens dos espessantes geradas por Microscopia de Eletrônica de Varredura (MEV) e por Microscopia de Força Atômica (AFM); (a), (b) Espessante de lítio; (c), (d) Espessante de cálcio (Adaptado de CYRIAC, 2016).	62
Figura 2.31 – Curvas tensão de escoamento e viscosidade em função da taxa de cisalhamento. (a) graxa lubrificante; (b) óleo de rolamento (Adaptado de COUSSEAU, 2013).	64

Figura 2.32 – Variação dos parâmetros da graxa com a taxa de cisalhamento. (a) viscosidade; (b) tensão de escoamento (COUSSEAU, 2013).	65
Figura 2.33 - Efeito da rugosidade superficial no ensaio de desgaste pino-disco em um ensaio lubrificado com graxa comercial. O disco foi retirado do material de roda ER8 e pino de material de trilho 115RE (Adaptado de VÁSQUEZ – CHACÓN et al, 2021).	66
Figura 2.34 – Curva de Stribeck (CHONG; DE LA CRUZ, 2014).	68
Figura 2.35 - Relação entre o regime de lubrificação com: (a) espessura de filme, (b) desgaste (Adaptado de CAVALCANTI, 2020).	69
Figura 2.36 - Espessura de filme x Número de Hersey para graxas e óleos sem aditivos (Adaptado de BIAZON et al, 2021).	71
Figura 2.37 – Mecanismos de crescimento de trincas em contato lubrificado por três modos: (a) cisalhamento; (b) hidráulico; (c) retenção de fluido (WANG et al., 2017b).	72
Figura 2.38 – Efeito de fluidos lubrificantes na propagação de trincas devido à pressão hidráulica e aprisionamento de fluido (MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017).	73
Figura 3.1 - Dimensões de usinagem dos discos. (a) disco superior; (b) disco inferior.....	74
Figura 3.2 - Fluxograma da metodologia utilizada.	76
Figura 3.3 - Dureza Vickers para amostras do aço 7NbMo após tratamento isotérmico (Adaptado de REZENDE et al., 2019).	77
Figura 3.4 - Microestrutura predominantemente perlítica com pequenos grãos de ferrita nos contornos de grão obtida após os tratamentos isotérmicos no aço 7NbMo. Ataque realizado com o reativo Nital 2%. 200x. (a) roda; (b) trilho.	78
Figura 3.5 - Superfície dos discos após lixamento.	79
Figura 3.6 - Posições de medição da rugosidade média (Ra).	79
Figura 3.7 - (a) Reômetro Haake Mars III; (b) Zoom na geometria utilizada no ensaio.....	80
Figura 3.8 - Curva dos módulos e elasticidade e viscosidade para as graxas em estudo. A seta indica o cruzamento das curvas, no valor de tensão de escoamento. (a) Ca50; (b) Li50; (c) Ca500; (d) Li500.	81

Figura 3.9 - Curva Tensão x Tempo para as quatro graxas testadas.	83
Figura 3.10 - Curva de escoamento em função da taxa de cisalhamento para as graxas em estudo.....	84
Figura 3.11 - Curva da variação da viscosidade em função da taxa de cisalhamento para as graxas em estudo.	84
Figura 3.12 - Espectro FTIR para as graxas estudadas. (a) e (b): Li50 e Ca50; (c) e (d):Li500 e Ca500.....	86
Figura 3.13 - Espectro FTIR para óleos base minerais com e sem aditivos e base éster.	87
Figura 3.14 - Espectro FTIR para óleos base minerais com e sem aditivos.....	88
Figura 3.15 - Espectro FTIR para as graxas estudadas e comparação com graxas comerciais (a) e (b): espessante lítio; (c) e (d): espessante cálcio.	89
Figura 3.16 - Máquina de desgaste por rolamento com deslizamento tipo disco-contra-disco do laboratório de Tribologia da FEM/UNICAMP; a ampliação apresenta a região de contato dos discos.....	90
Figura 3.17 - Teste para determinar quantidade de graxa aplicada.....	91
Figura 3.18 – Seringa com graxa para aplicação.....	93
Figura 3.19 - Superfícies analisadas em MO para avaliação de FCR na seção transversal. ...	95
Figura 4.1 - Perda de massa total e de cada disco para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. Cada condição lubrificada apresenta o valor da espessura específica do filme (Λ).	99
Figura 4.2 - Variação da perda de massa de cada disco com a viscosidade das graxas nos ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.....	100
Figura 4.3 - Variação da perda de massa total (roda + trilho) com a viscosidade para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos	

lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 101

Figura 4.4 - Perda de massa nos últimos 8 mil ciclos de cada condição de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm..... 102

Figura 4.5 - Valores da rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de ensaio a seco com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 105

Figura 4.6 - Variação da rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm..... 106

Figura 4.7 - Variação da rugosidade (Ra) do trilho e da roda após 8 mil ciclos lubrificados em função da viscosidade. Ensaios com 12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm..... 108

Figura 4.8 - Correlação usando dados de rugosidade e perda de massa de todos os discos ensaiados nos ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm..... 109

Figura 4.9 - Fotos das superfícies dos discos após os ensaios a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 110

Figura 4.10 - Taxa de desgaste para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

..... 111

Figura 4.11 - Variação do COT durante os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 113

Figura 4.12 - Valores de COT para ensaio a seco com 12 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 114

Figura 4.13 - Micrografias de MO das trincas de FCR das amostras de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Seco; (b) graxa Ca50; (c) graxa Li50; (d) graxa Ca500; (e) graxa Li500. 50x. 116

Figura 4.14 - Estatística do tamanho das trincas de fadiga da superfície dos discos de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Comprimento; (b) Profundidade; (c) Angulação. 117

Figura 4.15 - Detalhe das trincas de FCR das amostras de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Seco; (b) graxa Ca50; (c) graxa Li50; (d) graxa Ca500; (e) graxa Li500. 100x. 119

Figura 4.16 - Estatística do tamanho das trincas de fadiga da superfície dos discos de roda para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Comprimento; (b) Profundidade; (c) Angulação..... 121

Figura 4.17 - Detalhe das superfícies das amostras de roda para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm para as condições: (a) Seco; (b) graxa Ca50; (c) graxa Li50; (d) graxa Ca500; (e) graxa Li500. 100x..... 122

Figura 4.18 - Micrografias exibindo as camadas deformadas no corte circunferencial dos corpos de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) graxa Ca50; (b) graxa Li50; (c) graxa Ca500; (d) graxa Li500; (e) Seco. 124

Figura 4.19 - Variação do tamanho da camada deformada das amostras do trilho com a viscosidade e com o espessante da graxa. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 125

Figura 4.20 - Micrografias exibindo as subsuperfícies no corte circunferencial dos corpos de roda para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) graxa Ca50; (b) graxa Li50; (c) graxa Ca500; (d) graxa Li500; (e) Seco. 127

Figura 4.21 - Variação do tamanho da camada deformada das amostras da roda. Ensaio lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de

graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e viscosidade de 500 cSt; Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 128

Figura 4.22 - Variação da dureza em função da distância da superfície de contato do trilho, no sentido de corte radial dos discos. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 129

Figura 4.23 - Variação da dureza em função da distância da superfície de contato da roda, no sentido de corte radial dos discos. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 131

Figura 4.24 - Curvas de coeficiente de tração (COT) versus o número de ciclos para as graxas testadas. (a) Ca50; (b) Li50; (c) Ca500; (d) Li500. 133

Figura 4.25 - Valores de retentividade para as graxas testadas segundo os três critérios escolhidos: $COT \leq 0,3$; $COT \leq 0,4$ e $COT = COT \text{ seco}$. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. 134

Lista de Tabelas

Tabela 2.1 – Faixa de composição para trilhos ferroviários segundo a norma ASTM A1-00 - % em massa (Adaptado de NISHIKAWA, 2018).	33
Tabela 2.2 – Classificação de trilhos segundo a IHHA (Adaptado de NISHIKAWA, 2018). 34	
Tabela 2.3 – Classificação de rodas ferroviárias (Adaptado de AAR MSRP, 2011).	35
Tabela 2.4 – Características morfológicas dos espessantes de lítio e cálcio (Adaptado de CYRIAC, 2016).	61
Tabela 2.5 – Aditivos mais comuns adicionados em graxas e seus componentes (Adaptado de COUSSEAU, 2013).	63
Tabela 2.6 - Relações entre espessura de filme, regime de lubrificação e aditivos utilizados na formulação das graxas (Adaptado de HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).	69
Tabela 3.1 - Composição química do aço microligado 7NbMo utilizado (% massa).	74
Tabela 3.2 - Características físicas das graxas utilizadas	75
Tabela 3.3 – Valores de tensão de escoamento para as graxas em estudo.	82
Tabela 3.4 - Parâmetros dos ensaios lubrificados.....	92
Tabela 3.5 - Parâmetros dos ensaios a seco	92
Tabela 3.6 - Parâmetros utilizados nos ensaios de retentividade.....	96
Tabela 4.1 - Valores de perda de massa total e de cada disco para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	98
Tabela 4.2 - Perda de massa nos últimos 8 mil ciclos de cada condição de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	102

Tabela 4.3 - Comparação dos valores de perda de massa obtidos neste trabalho com os disponíveis na literatura.....	103
Tabela 4.4 - Valores da rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de ensaio a seco com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	104
Tabela 4.5 - Valores da variação rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	107
Tabela 4.6 - Valores calculados para a taxa de desgaste para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	112
Tabela 4.7 - Valores de COT para ensaio a seco após 12 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	114
Tabela 4.8 – Valores de COT obtidos neste trabalho e os disponíveis na literatura.	115
Tabela 4.9 - Relação entre as medidas de dureza do disco do trilho antes e após o ensaio. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	130
Tabela 4.10 - Relação entre as medidas de dureza do disco da roda antes e após o ensaio. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.	131

Tabela 4.11 - Comparação dos dados de retentividade neste trabalho com os disponíveis na literatura.....	136
---	-----

Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	23
1.1	Objetivo geral.....	26
1.2	Objetivos específicos	26
2	REVISÃO DA LITERATURA.....	27
2.1	O Transporte Ferroviário no Brasil.....	27
2.2	A Estrutura Ferroviária	29
2.3	Trilhos Ferroviários	31
2.4	Rodas Ferroviárias	34
2.5	Contato Roda – Trilho	36
2.6	Desgaste	40
2.6.1	Desgaste por adesão.....	40
2.6.2	Desgaste por abrasão	42
2.6.3	Desgaste por corrosão.....	44
2.6.4	Desgaste por fadiga	45
2.6.5	Fadiga de Contato por Rolamento	47
2.7	Lubrificação	52
2.7.1	Graxas.....	58
2.9.1.1	Óleo Base	59
2.9.1.2	Espessante	59
2.9.1.3	Aditivos.....	63
2.7.2	Reologia das graxas	63
2.7.3	Efeito da Rugosidade.....	66
2.7.4	Regimes de lubrificação	67
2.7.5	Desvantagens da Lubrificação.....	71

3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	74
3.1	Materiais	74
3.2	Procedimentos Experimentais.....	75
3.2.1	Tratamento Térmico	76
3.2.2	Medidas de massa.....	78
3.2.3	Rugosidade	78
3.2.4	Caracterização das graxas.....	80
3.2.5	Ensaio de desgaste disco-contra-disco	89
3.2.6	Caracterização final	93
3.2.7	Ensaio de Retentividade	96
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	97
4.1	Perda de Massa	97
4.2	Rugosidade.....	104
4.3	Taxa de desgaste	110
4.4	Cálculo do COT	112
4.1	Avaliação de FCR.....	115
4.2	Deformação plástica subsuperficial	123
4.3	Retentividade	132
5	CONCLUSÕES	137
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	141

1 INTRODUÇÃO

A malha ferroviária é amplamente usada no mundo todo, tendo em vista que é um dos principais meios de transporte de cargas, como mostra a Figura 1.1, que apresenta a extensão da estrutura ferroviária em todo mundo. Sendo assim, a indústria vem, nos últimos 60 anos, aumentando a capacidade do volume de carga transportada e a velocidade dos trens com finalidade de reduzir os custos. Porém, essa ampliação implica um aumento de tensões aplicadas sobre o sistema roda - trilho, excedendo, muitas vezes, o limite do projeto dos aços em uso. Dessa forma, aumentam-se os danos à estrutura dos componentes, como por exemplo o aumento do desgaste e da fadiga das partes, gerando uma diminuição da vida útil da roda e do trilho, o que requer maior frequência de manutenção ou reposição de peças (AMORIM, 2018; BEVAN et al., 2013; CARMO, 2012; DEARDEN, 1960; JAMISON, 1982; LU; COTTER; EADIE, 2005; PINTO et al., 2018; TISCHER, 2018).

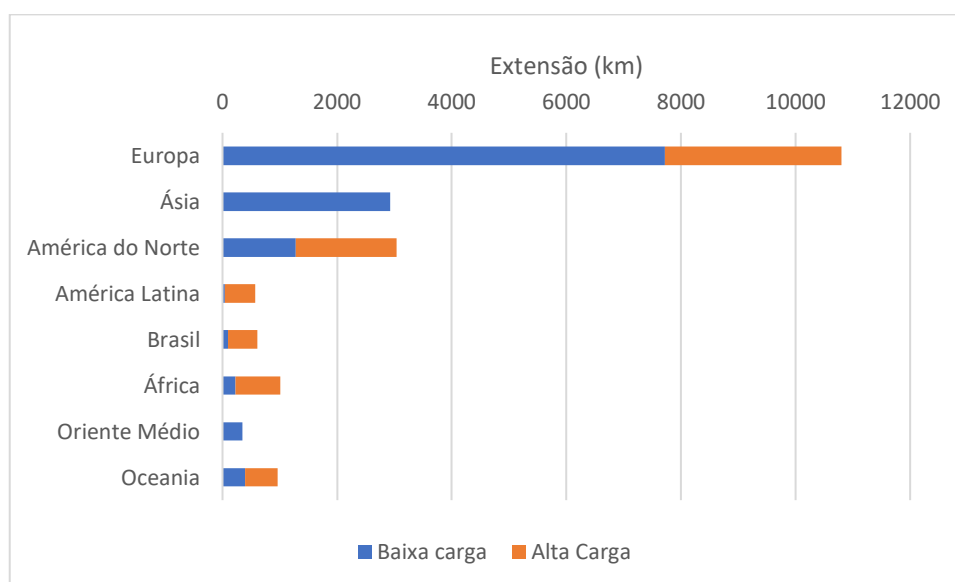


Figura 1.1 - Extensão da estrutura ferroviária no mundo (Adaptado de TISCHER, 2018).

Os principais danos que geram grandes custos na indústria ferroviária são desgaste e fadiga de contato por rolamento. O desgaste consiste na perda progressiva de material da superfície de um corpo dado pelo movimento entre dois corpos. Esse contato entre dois corpos,

normalmente, gera um atrito elevado que é um dos principais motivos do desgaste, sendo este o qual causa falhas e até mesmo o rompimento dos componentes.

O desgaste da malha ferroviária pode ocorrer por quatro principais mecanismos, sendo eles:(AMORIM, 2018; CHAVES, 2017; DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG, 1979; WANG et al., 2014)

- Adesivo: rompimento após a ligação das asperezas da superfície do material;
- Abrasão: trinca, fadiga, corte que geram perda de material;
- Fadiga: tensões cíclicas geram trincas na superfície e na subsuperfície e acarretam o destacamento de material;
- Corrosivo: as interações com o meio podem causar reações como oxidação e o movimento relativo pode destacar o material e favorecer o desgaste abrasivo.

A Fadiga de Contato por Rolamento (FCR) constitui um dos principais danos que afetam o sistema ferroviário. A FCR é relacionada, principalmente, à rugosidade, à pressão de contato, às partículas na interface de rolamento, e à lubrificação. Recentes estudos observaram que o deslizamento tem importante função sobre a formação e a propagação de trincas no FCR. Esse tipo de dano é induzido quando o material é submetido a esforços cíclicos de carregamento e descarregamento repetitivos devido às forças das curvas, à tração e à frenagem, e se manifesta em forma de trincas. Wang (2016) concluiu que a FCR ocorre principalmente quando o rolamento é puro, porém, se há uma força tangencial progressiva (deslizamento), ocorre diminuição da aderência até o ponto de total deslizamento, em que a fadiga de contato por rolamento não aparece. Os danos relacionados a esse tipo de fadiga se manifestam em forma de trincas que surgem na superfície do trilho e o crescimento dessas pode acontecer de duas formas distintas. Em um primeiro cenário, depois de crescer alguns milímetros no material, as trincas podem ramificar para cima, coalescer com as trincas vizinhas e resultar na ruptura do trilho. Outra possibilidade, em uma forma mais perigosa, as trincas por FCR podem ramificar para baixo e continuar crescendo para dentro do trilho até a sua ruptura (AMORIM, 2018; BEVAN et al., 2013; CHAVES, 2017; HARDWICK; LEWIS; STOCK, 2017; HARMON; LEWIS, 2016; WANG et al., 2016)

Como uma forma de evitar ou mitigar esses danos que são gerados nas ferrovias, destaca-se o uso de graxas no contato. Elas são utilizadas para lubrificar o friso da roda e o canto de

bitola do trilho e diminuir o desgaste excessivo dos componentes, pois as condições de contato nessa região são muito severas, uma vez que exibem alta pressão de contato e altas velocidades de escorregamento. As graxas podem ser entendidas, então, como um mecanismo de distribuição das cargas que atuam sobre o tribossistema. Sendo assim, a força não é suportada apenas pelas asperezas da superfície, suavizando as tensões de cisalhamento que atuam nessas superfícies (ROBLES HERNÁNDEZ et al., 2007; THELEN; LOVETTE, 2001).

As graxas são utilizadas entre duas superfícies com movimento relativo que têm um coeficiente de atrito relativamente alto, de forma que esse seja diminuído, além de provocar redução do desgaste e do calor entre elas. Na indústria ferroviária, elas são geralmente aplicadas na linha da bitola ou no flange da roda, em trechos de curva da ferrovia. Para boa efetividade da graxa, ele deve apresentar algumas características básicas, são elas: a capacidade de reduzir o atrito e a capacidade de manter a lubricidade com o tempo ou o número de passagens de roda (EADIE; KALOUSEK; CHIDDICK, 2002; HARMON; LEWIS, 2016; VIDON; SOARES; SANTORO, 2013; WU et al., 2016).

As graxas são compostas por um líquido lubrificante (óleo base), espessante e aditivos, que são adicionados conforme as especificações necessárias. O agente espessante, responsável por manter o óleo base unido aos demais constituintes que formam a graxa, funciona como uma esponja. Quando a graxa é solicitada termomecanicamente, ela libera o óleo lubrificante junto dos aditivos de forma a lubrificar o contato (COUSSEAU, 2013; FERRER, 2020). A efetividade da lubrificação depende de várias condições do sistema, como condições da superfície e geometria da roda e do trilho, viscosidade e capacidade de lubrificação das graxas, além de fatores ambientais e temperatura de operação (THELEN; LOVETTE, 2001). A aplicação de graxas é de extrema importância no setor ferroviário, uma vez que o uso de dessas, seja a aplicação de forma contínua ou intermitente, reduz significativamente os gastos com o transporte.

O Laboratório de Tribologia da Unicamp (LTU) foi criado durante um convênio de pesquisa com a MWL Brasil Rodas e Eixos Ltda. e a Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo (Fapesp) entre os anos de 2013 e 2016. Com a colaboração do Laboratório de Fenômenos de Superfície (LFS) da Escola Politécnica da USP, coordenado pelo Prof. Dr. Amilton Sinatora, foram construídos dois tribômetros do tipo disco-contra-

disco. Amorim (2018), em sua dissertação de mestrado, apresentou os primeiros resultados dos ensaios tribológicos realizados nessas máquinas para rodas fabricadas em aço microligado ao vanádio. Em 2017, o LTU iniciou um convênio com o Instituto Tecnológico da Vale (ITV), que ainda está em execução. Essa parceria visa estudar a influência da microestrutura (perlítica/bainítica) na fadiga de contato por rolamento com e sem o uso de lubrificantes (graxas e modificadores de atrito). Até o presente momento, mais dois estudos foram finalizados, comparando a resistência ao desgaste entre as microestruturas perlíticas e bainíticas. Nesse sentido, sabendo que a lubrificação é de extrema importância para o transporte ferroviário, este trabalho se propõe a estudar quatro graxas formuladas especificamente para avaliar seu desempenho em desgaste em função do tipo de espessantes e da viscosidade no contato roda – trilho.

1.1 Objetivo geral

Avaliar o efeito dos espessantes de cálcio e lítio e da viscosidade no desempenho em desgaste de graxas formuladas com a mesma consistência e mesmo pacote de aditivos em um aço proveniente de uma roda ferroviária Classe D, utilizando um tribômetro disco-contra-disco.

1.2 Objetivos específicos

Como forma de alcançar o objetivo geral, os seguintes objetivos específicos devem ser seguidos:

- Avaliar os efeitos do ensaio de desgaste na superfície dos discos, na perda de massa, no valor do COT, no crescimento de trincas e na retentividade para cada graxa ensaiada.
- Comparar, para graxas de mesma viscosidade, o efeito dos espessantes (Ca e Li) no desempenho em desgaste;
- Comparar, para graxas de mesmo espessante, o efeito da viscosidade (50 e 500 cSt) no desempenho em desgaste.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 O Transporte Ferroviário no Brasil

No século XVI, buscava-se, na Europa, uma forma de facilitar o transporte de minérios para fundição e, assim, surgiram os primeiros modelos de transporte ferroviário com trilhos e vagões confeccionados em madeira e que utilizavam de tração animal e humana. Devido ao intenso e rápido desgaste da madeira, viu-se a necessidade de substituí-la por rodas e trilhos produzidos em ferro fundido. Tendo isso em vista, em 1804, colocava-se em serviço a primeira locomotiva sobre trilhos, em um trecho de 15 quilômetros, transportando minério de ferro e 70 homens em 5 vagões (THOMÉ, 1983).

Alguns anos mais tarde, em 1854, inaugura-se a primeira ferrovia no Brasil, chamada Estrada de Ferro Mauá, ligando a Baía de Guanabara à Raiz da Serra, na região de Petrópolis. A linha férrea consistia em uma extensão de 14,5 quilômetros e bitola de 1,676 m e foi responsável por introduzir a primeira operação intermodal no Brasil, uma vez que integrava o transporte aquaviário e ferroviário. Após a Estrada de Ferro Mauá, entre os anos 1858 e 1872, foram inauguradas outras ferrovias com bitola de 1,60. São elas: Recife ao São Francisco; D. Pedro II; Bahia ao São Francisco; Santos a Jundiaí e Companhia Paulista. Entre os anos 1875 e 1884 foram inauguradas outras linhas férreas, no entanto com bitola métrica: Companhia Mogiana, Companhia Sorocabana, Central da Bahia, Santo Amaro, Paranaguá a Curitiba, Porto Alegre a Novo Hamburgo, Dona Tereza Cristina e Corcovado (SILVEIRA, 2005; SETTI, 2008).

Atualmente o Brasil possui 30 mil quilômetros de linha ferroviária, sendo essa responsável por 25% da matriz de transporte como apresenta a Figura 2.1 (ANTF, 2021). A Figura 2.2 apresenta o desbalanceamento da matriz de transporte brasileira em comparação aos outros países de porte equivalente. Como exemplo, Rússia e Austrália que têm o transporte ferroviário como o modal mais utilizado. Já Brasil e Estados Unidos, priorizam o

transporte rodoviário, mas ainda têm o modal ferroviário em porcentagem expressiva. Na China e no Canadá observa-se outros modais como os mais utilizados (ANTF, 2021).

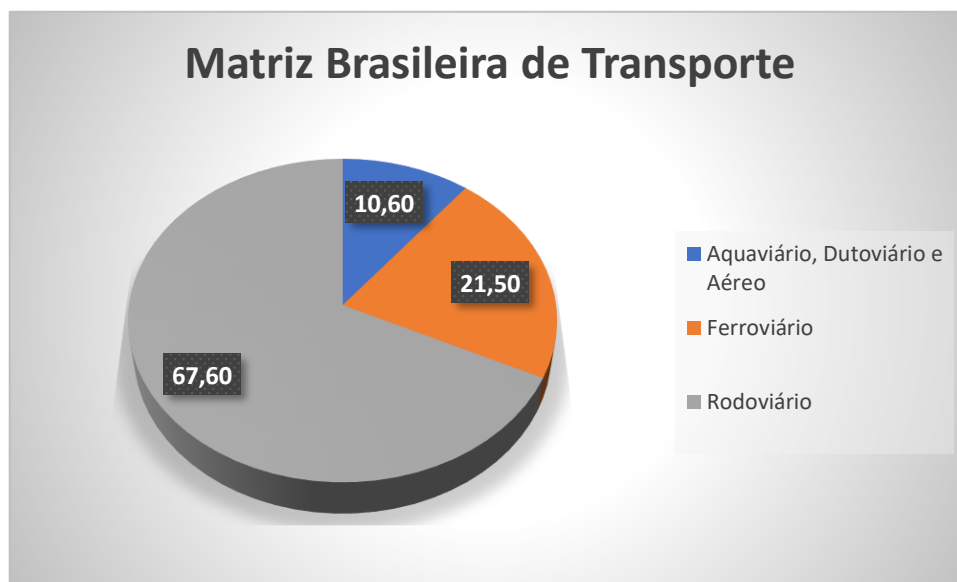


Figura 2.1 - Matriz de transporte brasileira (Adaptado de ANTF, 2021).

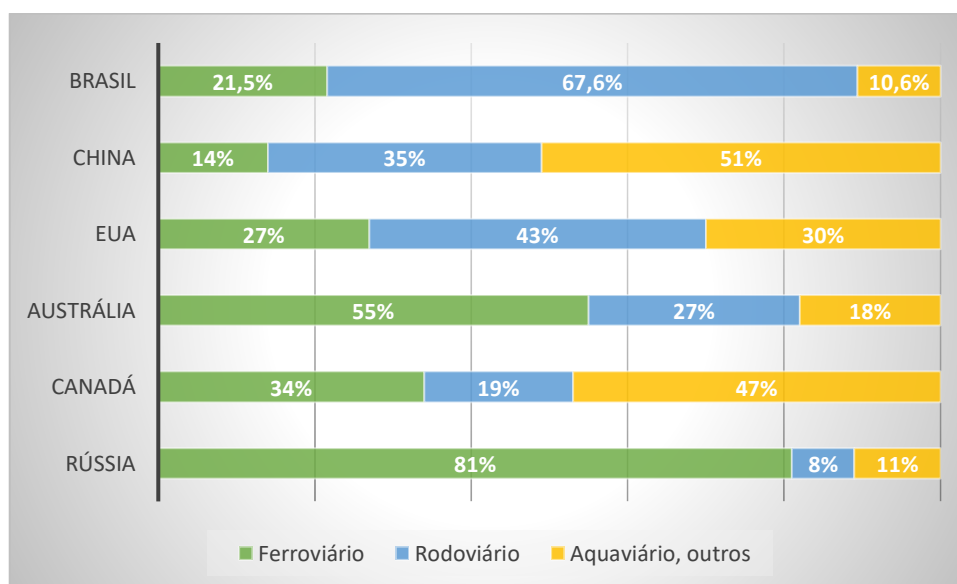


Figura 2.2 – Matriz de Transporte mundial (Adaptado de ANTF, 2021).

A Figura 2.3 apresenta o volume transportado pelo setor ferroviário brasileiro ao longo de 23 anos (1997-2020) e o crescimento anual médio, de 2,9%. No entanto, a pandemia e as limitações que foram geradas impactaram o setor, de forma não tão expressiva, e esse não apresentou a retomada do crescimento, como era esperado. Em 2020, a quantidade de carga transportada, medida em toneladas úteis (TU), apresentou uma queda de 1%, porém esse valor representa um aumento de 93% em relação a 1997.

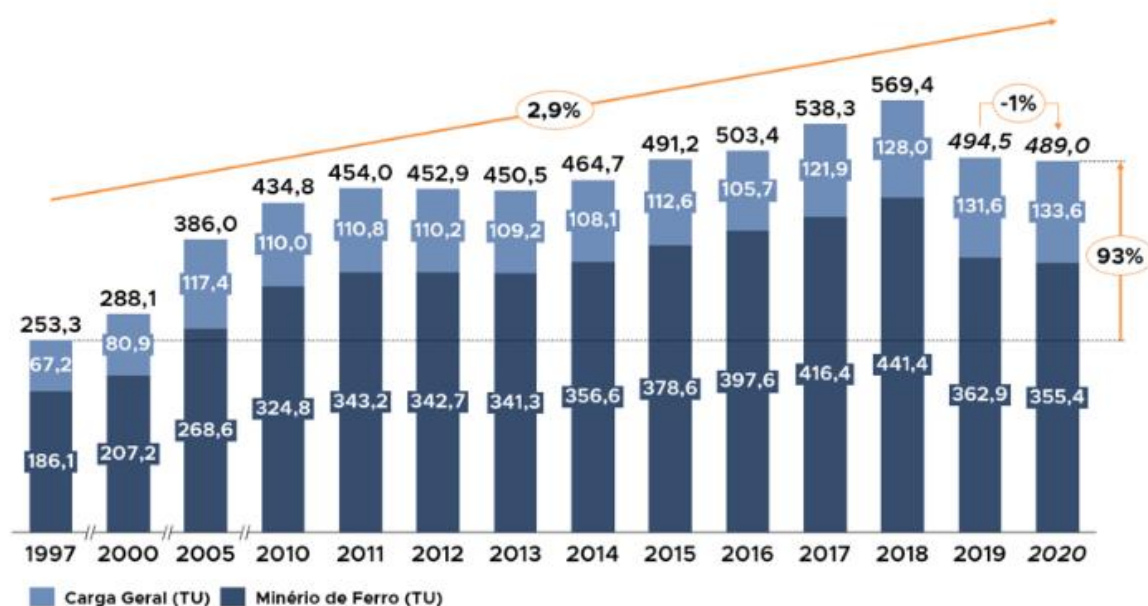


Figura 2.3 - Volume de carga transportada (TU) (ANTF, 2021).

2.2 A Estrutura Ferroviária

Alguns elementos ferroviários de via permanente constituem a via férrea, são eles: a infraestrutura, a plataforma e o maciço adjacente e a superestrutura ferroviária. Sendo essa última, composta por trilhos, dormentes, lastro e sublastro, como mostra a Figura 2.4 (SEMPREBONE, 2007; SILVA, 2016a).

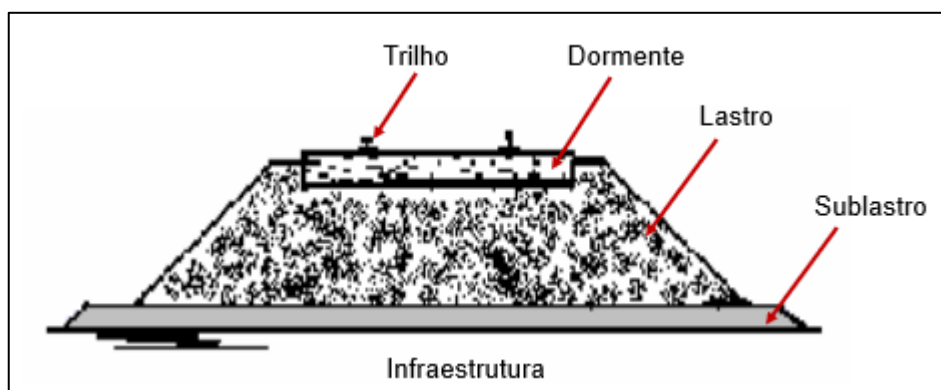


Figura 2.4 – Via permanente e seus elementos (Adaptado de SEMPREBONE, 2006).

A superestrutura ferroviária tem duas funções principais que são estabelecer uma superfície estável e guiar as rodas dos vagões e locomotivas e bem como propagar os esforços gerados pelo movimento dos veículos para a infraestrutura (SEMPREBONE, 2007; SILVA, 2016b). Ligado à infraestrutura da via, tem-se o sublastro, que é utilizado para evitar a contaminação do lastro com material derivado do leito e ainda a penetração do lastro no solo. O lastro compõe-se de material granular posicionado entre o sublastro e os dormentes. Ressaltam-se algumas funções importantes, como: resistir a esforços, verticais, laterais e longitudinais, que são aplicados aos trilhos pelos trens e ainda absorção da carga resultante do contato roda-trilho (PAIVA, 1999; SELIG; WATERS, 1994; SEMPREBONE, 2007;).

Outra definição importante é a de bitola, que segundo Schramm (1977), é dada pela distância entre os dois trilhos da linha, a qual é medida de 12 a 16 mm abaixo da superfície do boleto, como mostra a figura 2.5. Essa medida varia em cada país, e no Brasil, são adotadas as medidas de 1,00m; 1,435m; 1,60m e bitolas mistas, tendo a bitola métrica como a mais utilizada (BRINA, 1979; SEMPREBONE, 2007; SILVA, 2016b).

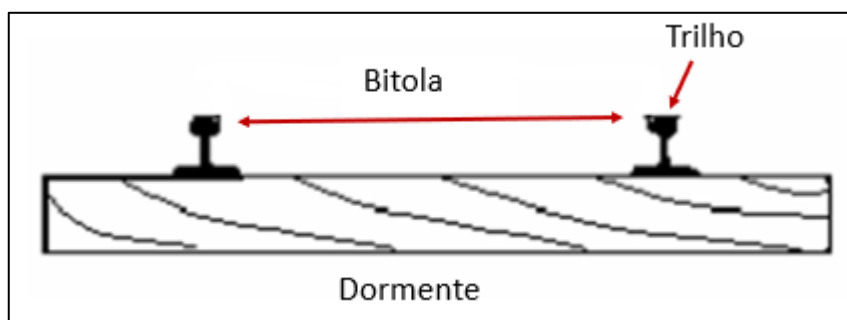


Figura 2.5 – Medida de bitola (Adaptado de SEMPREBONE, 2006).

Acima do lastro, localiza-se o dormente, o qual é encarregado de receber os esforços produzidos pelas cargas e propagá-los para o lastro. Além disso, o dormente é responsável por fixar os trilhos, servindo de suporte, e assim, manter uma bitola, apresentada na figura 2.5, constante e uniforme em toda via. Normalmente, as linhas ferroviárias fazem uso de dormentes de madeira, uma vez que o material fornece as características necessárias para a função (ESVELD, 2001; SCHRAMM, 1977; SILVA, 2016b).

Por fim, os trilhos, que são os principais componentes da superestrutura, são responsáveis por formar a superfície de rolamento percorrida pelos veículos ferroviários. Sendo assim, esses devem apresentar dureza, tenacidade, elasticidade e resistência à flexão adequados para a função (SEMPREBONE, 2007; SILVA, 2016b). Os trilhos serão melhor tratados na seção 2.3.

2.3 Trilhos Ferroviários

Como já citado na seção 2.2, os trilhos ferroviários são os componentes mais importantes da via ferroviária permanente, uma vez que constituem a superfície de rolamento para as rodas de vagões e locomotivas e são responsáveis por suportar e transmitir os esforços ao dormente (BRINA, 1979; NISHIKAWA, 2018; SEMPREBONE, 2007). Atualmente, utilizam-se trilhos do modelo Vignole (ou Flat Bottom) e essa estrutura se compõe de três partes, que são definidas pela norma ABNT NBR 7590, sendo elas boleto, alma e patim, como é apresentado na Figura 2.6.

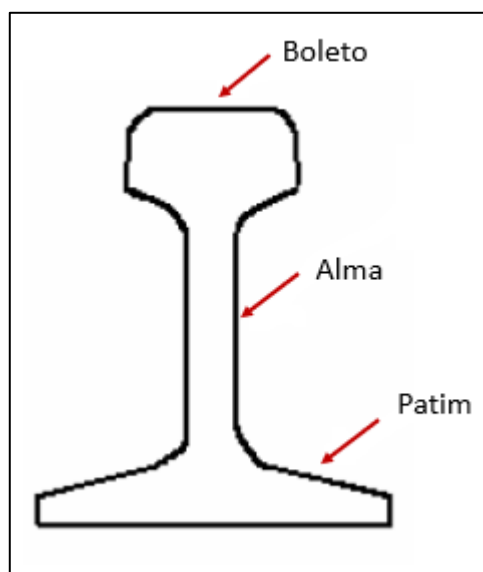


Figura 2.6 – Perfil do trilho modelo Vignole (Adaptado de NISHIKAWA, 2018).

O boleto do trilho, parte mais superior, é o componente em contato com a roda ferroviária e seu recorte ocorre de forma que ele se ajuste ao perfil da roda. A alma, seção intermediária, transmite os esforços do contato roda - trilho ao patim e por isso, deve apresentar alta resistência mecânica, em especial resistência à flexão. Na base, o patim tem função de dar estabilidade ao trilho, portanto apresenta base larga (BONNETT, 2005).

Para ser adequado à aplicação ferroviária, o trilho deve apresentar dureza e tenacidade adequadas, de forma a possuir resistência ao desgaste, além de resistência à flexão ideais. Sendo assim, há uma preocupação com material para fabricá-lo. Normalmente, utiliza-se de trilhos perlíticos, com carbono em torno de 0,7%, pois essa estrutura fornece resistência ao desgaste superior ao de outras estruturas, como da martensita revenida, por exemplo (NISHIKAWA, 2018; UEDA et al, 2013). Nas últimas décadas, a demanda por melhor performance dos trens acarretou maiores acelerações, velocidades e forças de frenagem, além de um aumento da quantidade de carga transportada, o que levou a um aumento das tensões no contato roda - trilho. Essa mudança nas cargas do contato interage com defeitos na roda e no trilho, gerando fenômenos como desgaste e fadiga de contato por rolamento (Rolling Contact Fatigue – RCF), sendo, portanto, a escolha do material para fabricação dos trilhos de extrema importância para controlar os danos na interface roda - trilho e assim, aumentar a vida útil desses (HEYDER e MAEDLER, 2015; LEWIS et al., 2019).

Segundo a norma ASTM A1-00, os trilhos devem ser fabricados por laminação e fornecidos com tratamento de endurecimento de boleto ou totalmente tratados segundo as faixas de composição da Tabela 2.1. Segundo a International Heavy Haul Association (IHHA), os trilhos são classificados de acordo com a sua dureza e processamento e formulação típica, conforme é apresentado na Tabela 2.2.

Tabela 2.1 – Faixa de composição para trilhos ferroviários segundo a norma ASTM A1-00 - % em massa (Adaptado de NISHIKAWA, 2018).

Elemento	Peso Nominal (kg/m)		
	29,8 a 41,7	42,2 a 56,6	acima de 57
Carbono	0,55 a 0,68	0,70 a 0,80	0,74 a 0,84
Manganês	0,60 a 0,90	0,70 a 1,00	0,80 a 1,10*
Fósforo (máx.)	0,040	0,035	0,035
Enxofre máx.)	0,050	0,040	0,040
Silício	0,10 a 0,50	0,10 a 0,50	0,10 a 0,50

* o valor máximo de manganês pode se estender a 1,25% para atender a dureza especificada.

Tabela 2.2 – Classificação de trilhos segundo a IHHA (Adaptado de NISHIKAWA, 2018).

Classificação	Característica	Dureza
Super Premium	Tratado Termicamente (perlita ultrafina)	$HB \geq 388$; $HRC \geq 42$
Premium	Microligado, perlítico, de grão fino	$HB = 341 - 388$; $HRC \geq 36,5$
Standard	Aço- carbono	$HB \geq 300 - 340$ $HRC \geq 32$

2.4 Rodas Ferroviárias

As rodas ferroviárias possuem duas rotas de fabricação, são elas os processos de fundição e de forjamento. As rodas fundidas apresentam maior dureza e, assim, maior resistência mecânica, porém menor ductilidade que as rodas fabricadas por forjamento. Isso se dá porque, durante a fundição, geralmente forma-se uma maior quantidade de inclusões, o que favorece a nucleação e a propagação de trincas (AMORIM, 2018; FONSECA, 2015; TARAFDER; SIVAPRASAD; RANGANATH, 2007). Segundo a norma AAR M-107, as rodas ferroviárias são divididas em quatro classes de aplicação conforme o teor de carbono, dureza e aplicação, como mostra a Tabela 2.3 (AMORIM, 2018; FONSECA, 2015).

As classificações L, A e B são de rodas usadas no transporte de passageiros, as classes B e C são usadas para vagões de cargas e locomotiva e a classe D é utilizada para transporte de carga elevadíssima. No Brasil fabricam-se as classes A, B, C e D (FONSECA, 2015) ; AAR MSRP, 2011). A Figura 2.7 apresenta as partes de uma roda ferroviária e suas respectivas nomenclaturas.

Tabela 2.3 – Classificação de rodas ferroviárias (Adaptado de AAR MSRP, 2011).

Classe	Carbono (%)	Dureza Brinell	Tipo de aplicação
L	0,47 máx.	197 - 277	Altas velocidades, condições severas de frenagem e cargas leves
A	0,47 a 0,57	255 - 321	Altas velocidades, condições severas de frenagem e cargas moderadas
B	0,57 a 0,67	302 - 341	Altas velocidades, condições severas de frenagem e carga elevada
C	0,67 a 0,77	321 - 363	Baixas velocidades, condições moderadas de frenagem e carga elevada por roda
D	0,67 a 0,77	341 - 415	Baixas velocidades, condições moderadas de frenagem e cargas elevadíssimas (> 30 toneladas por eixo).

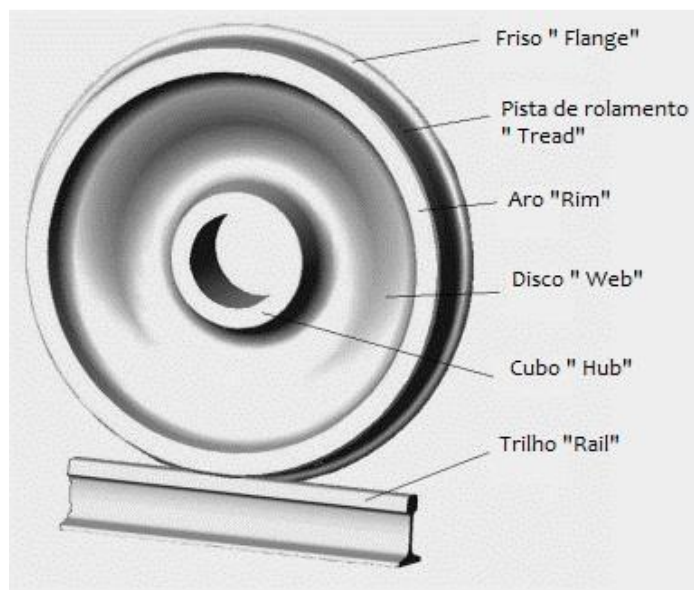


Figura 2.7 - Nomenclatura das partes de uma roda ferroviária (VILLAS et al., 2012).

2.5 Contato Roda – Trilho

No transporte ferroviário, a roda e o trilho são divididos em regiões que estão apresentadas na Figura 2.8. De acordo com as condições da vida, o ponto de contato pode se alterar entre as regiões A, B e C (DOLLEVOET, 2010; FERRER, 2020; TOURNAY, 2010).

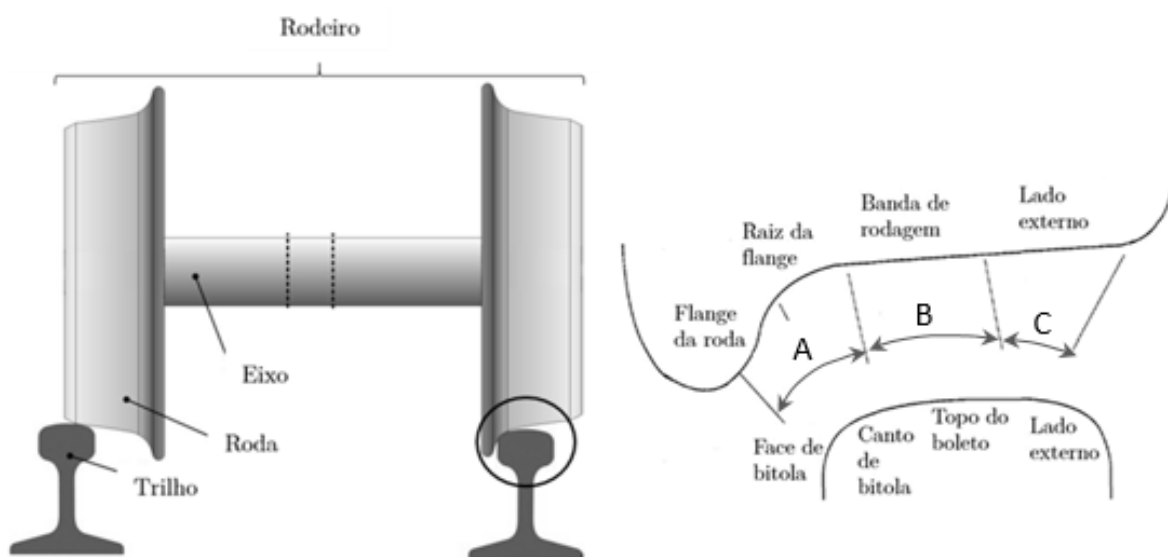


Figura 2.8 - Esquema das regiões da roda e do trilho (Adaptado de DOLLEVOET, 2010).

As regiões A e B são as mais prováveis de contato entre a roda e o trilho, enquanto a região C é indesejada. A zona de contato A é o foco deste trabalho, uma vez que é o ponto de contato que ocorre nas regiões de curva e, sendo assim, a região de aplicação da graxa, o que será melhor discutido no subcapítulo 2.9. Esse tipo de contato acontece devido à inércia do movimento, a superelevação da via e a diferença dos raios do trilho externo e do trilho interno da curva. Em curvas fechadas, o contato ocorre entre o friso da roda com o canto de bitola, já para as curvas abertas, o friso (flange) da roda entra em contato com a face de bitola (FERRER, 2020).

Em um sistema roda-trilho, esses dois componentes estão sempre em contato e possuem atrito devido ao movimento relativo entre eles, o que gera desgaste desses elementos. O conjunto de atrito, desgaste e lubrificação compõe o tribossistema roda-trilho, uma vez que tribologia é o estudo das causas e efeitos gerados por duas superfícies com movimento relativo (HUTCHINGS, 1992). Esse sistema tribológico é constituído por quatro componentes, são eles: corpo sólido, contra corpo, elemento de interface e o meio em que o sistema está inserido (GAHR, 1988). Dentro desses quatro elementos, a Figura 2.9 apresenta, esquematicamente, o sistema tribológico roda-trilho (ALVES, 2000).

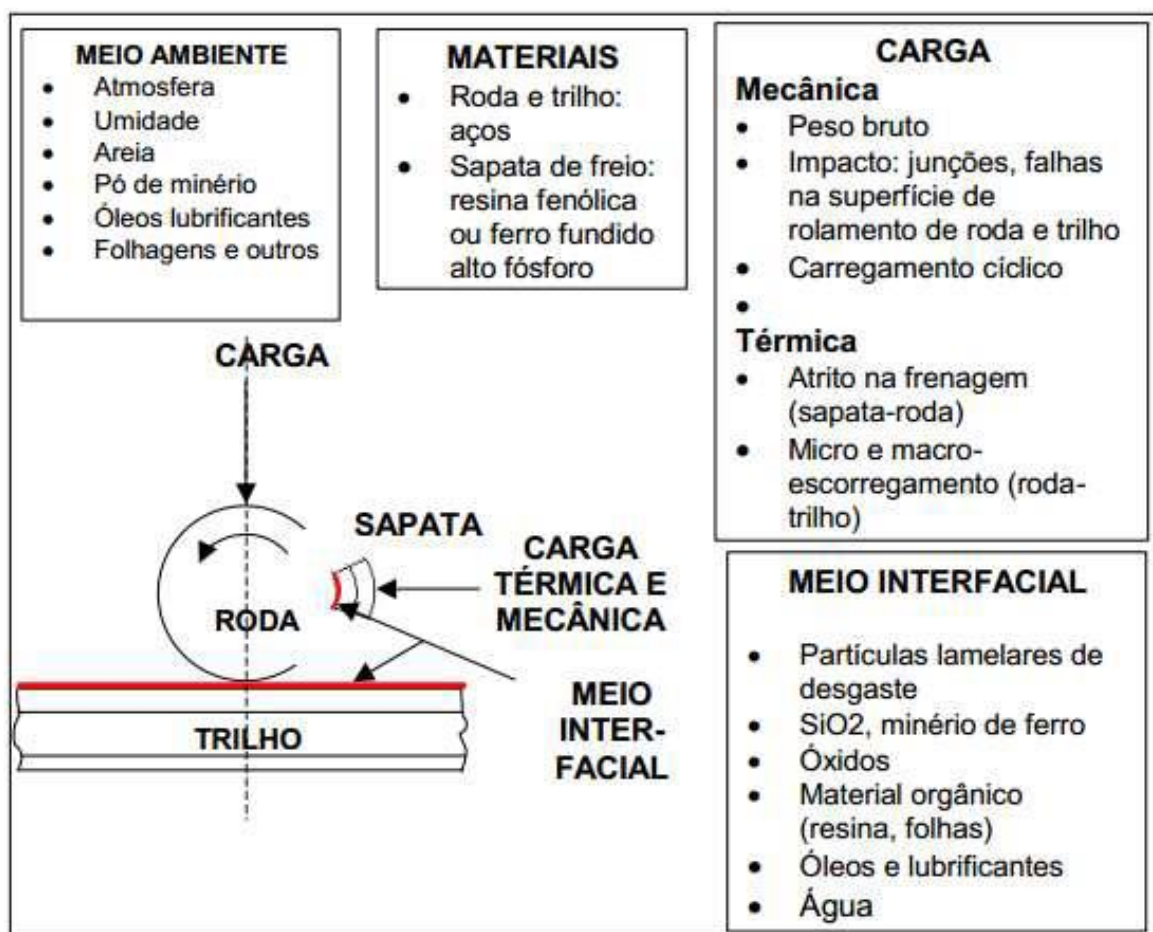


Figura 2.9 - Desenho esquemático do tribossistema roda-trilho-sapata (ALVES, 2000).

3.6.1 Teoria de contato

Quando duas superfícies estão em contato, o comportamento desses corpos é dado pelas teorias de contato dos corpos elásticos, as quais podem ser aplicadas em diversas áreas, como para engrenagens, para rolos de laminação e também para o sistema roda-trilho, que é o foco deste trabalho. Para a tribologia, as tensões e as deformações da zona de contato são fatores importantes. Nesse sentido, a geometria da zona das duas superfícies que limitam os corpos em contato define três tipos diferentes de contato, são eles: contato pontual (entre duas esferas), contato linear (entre cilindros) e contato superficial (entre planos). Para os contatos linear e pontuais, pode-se aplicar a Teoria de Hertz (NORTON, 2013; PEIXOTO, 2008; REZENDE et al., 2020).

Quando os sólidos elásticos estão em contato, inicialmente, eles se tocam em um único ponto ou em uma única linha. Porém, ao serem solicitados por uma carga, mesmo que pequena, os corpos se deformam ao redor do ponto ou linha de contato e formando, assim, uma pequena área de contato no formato de uma elipse, e a pressão máxima é vista no centro dessa elipse. A Figura 2.10 apresenta as zonas de contato e as distribuições de pressões de Hertz para os contatos esféricos e cilíndricos. (NORTON, 2013).

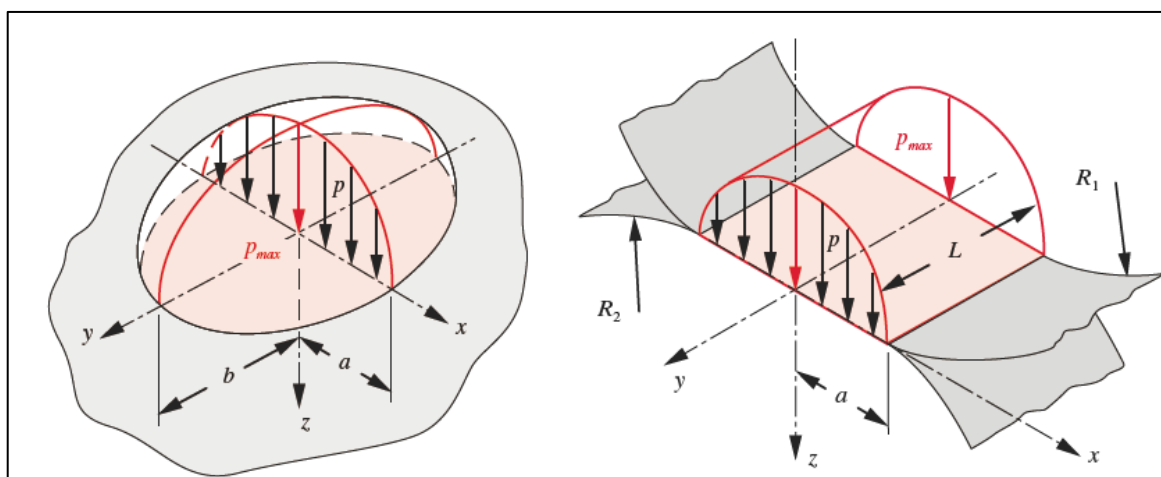


Figura 2.10 - Zonas de contato e as distribuições de pressões de Hertz para os contatos esféricos e cilíndricos (NORTON, 2013).

A Teoria de Hertz apresenta um modelo matemático para calcular a pressão de contato máxima no centro da área de contato e essa é função da força aplicada. A pressão de contato é calculada pela equação 2.1.

$$P_{\text{máx}} = \frac{3}{2} \frac{F}{\pi a b} \quad \text{Equação 2.1}$$

Em que F é a força normal aplicada e a e b são os raios da elipse, os quais são obtidos por meio dos raios, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson dos corpos em contato e da força.

2.6 Desgaste

Segundo a Norma DIN 50320, o desgaste é classificado segundo quatro mecanismos, sendo eles: adesivo, abrasivo, corrosivo e de fadiga. Esses mecanismos estão apresentados na Figura 2.11 e serão melhor discutidos a seguir.

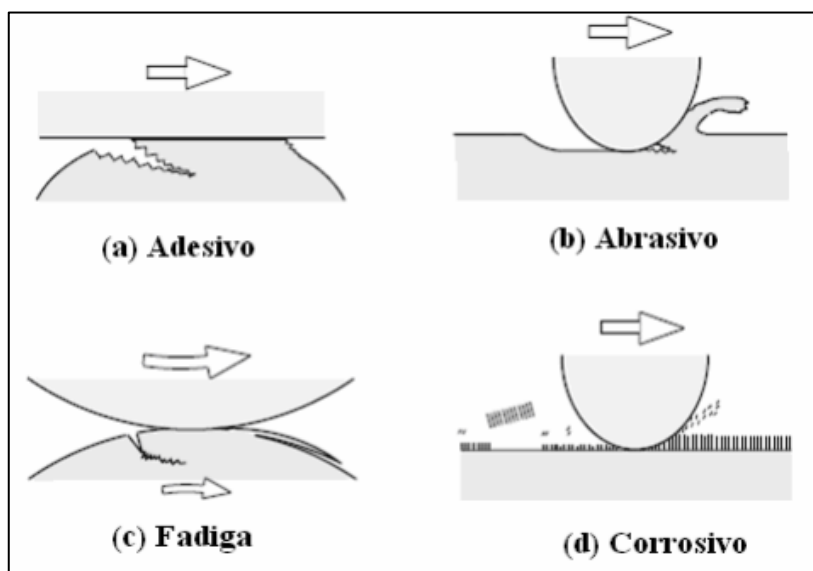


Figura 2.11 – Mecanismos de desgaste (KATO e ADACHI, 2001).

2.6.1 Desgaste por adesão

Quando duas superfícies estão em contato, há interação entre as asperezas dos materiais, uma vez que as superfícies não são totalmente planas e apresentam asperezas e reentrâncias, que são denominadas de picos e vales respectivamente. Essa irregularidade é relacionada à rugosidade do material. Quando as asperezas do material se tocam, a área de contato real é bem menor que a área aparente, como mostra a Figura 2.12, e, por isso, as tensões localizadas são significativamente elevadas, podendo atingir ou até mesmo superar o limite de escoamento do material e assim gerar deformações plásticas e formar juntas

adesivas (solda fria), que são uniões de picos, quando não há lubrificação. Quando essas duas superfícies deslizam relativamente uma na outra, essas juntas que foram formadas se rompem e, dependendo das propriedades de cada material, esse rompimento se dá em favor de um ou dos dois materiais (nos casos em que a ligação é forte o suficiente) e há transferência do material de uma superfície para a outra ou para a interface do contato, podendo agir, ou não, como partículas de desgaste (AMORIM et al., 2017; KATO e ADACHI, 2001; KELLER, 1963). Esses fragmentos transferidos, quando há deslizamento contínuo, são deformados plasticamente e apresentam, na maioria das vezes, morfologia semelhante a uma placa que se deposita em camadas na contraface, como mostra a Figura 2.13. Quando o carregamento cíclico enfraquece a ligação entre a camada e o material subjacente, esse material é desprendido (KELLER, 1963; PU et al., 2016).

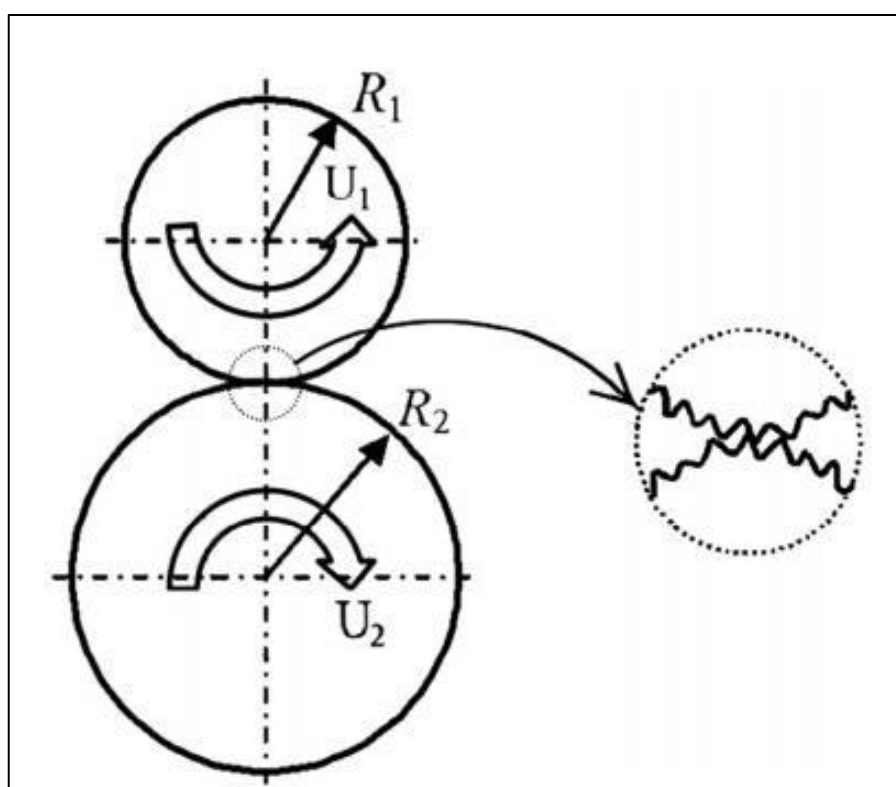


Figura 2.12 - Contato real e aparente entre duas superfícies (PU et al., 2016).

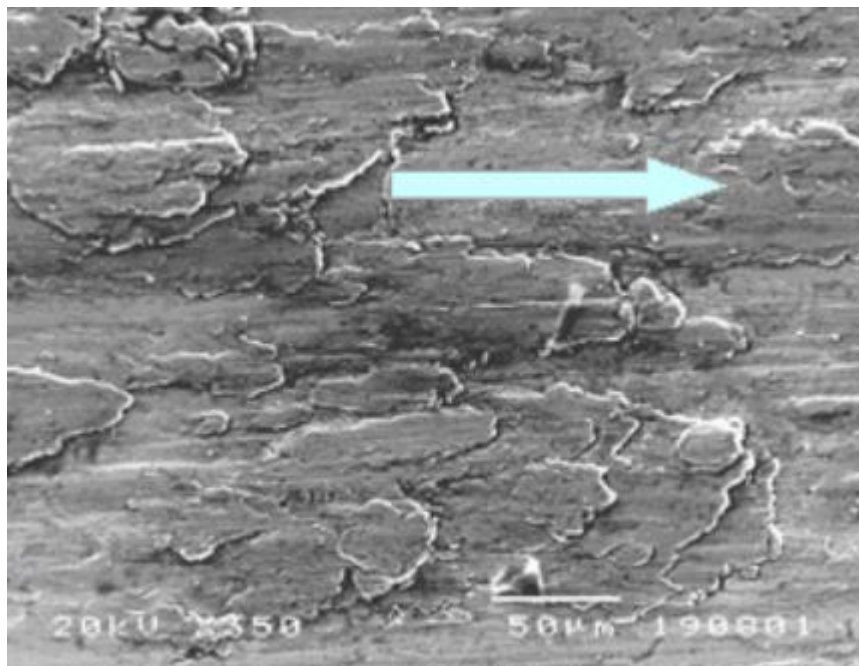


Figura 2.13 - Camadas transferidas de liga de titânio em uma superfície de aço. A seta aponta a direção de deslizamento (PU et al., 2016).

2.6.2 Desgaste por abrasão

O desgaste abrasivo é dado pelo desgaste causado por partículas mais duras que a superfície do material ou ainda, por protuberâncias que são forçadas contra a outra superfície em dois materiais em movimento relativo. No sistema ferroviário, esse tipo de desgaste se dá pela presença de partículas externas, como areia, frações de minérios ou de partículas internas ao sistema que foram removidas e encruadas pelo movimento relativo entre elas (ALVES, 2000).

O desgaste causado por partículas abrasivas pode ser classificado em dois grupos: i) de dois corpos ou desgaste abrasivo por riscamento, que se dá quando as asperezas de uma superfície mais dura são raspadas ou cortam a outra superfície; ii) de três corpos ou desgaste abrasivo por rolamento, em que partículas duras estão entre as duas superfícies em contato e ao deslizar sobre elas desgastam uma ou as duas superfícies. A Figura 2.14 apresenta os dois modos de desgaste abrasivo (GAHR, 1988; HUTCHINGS, 1992).

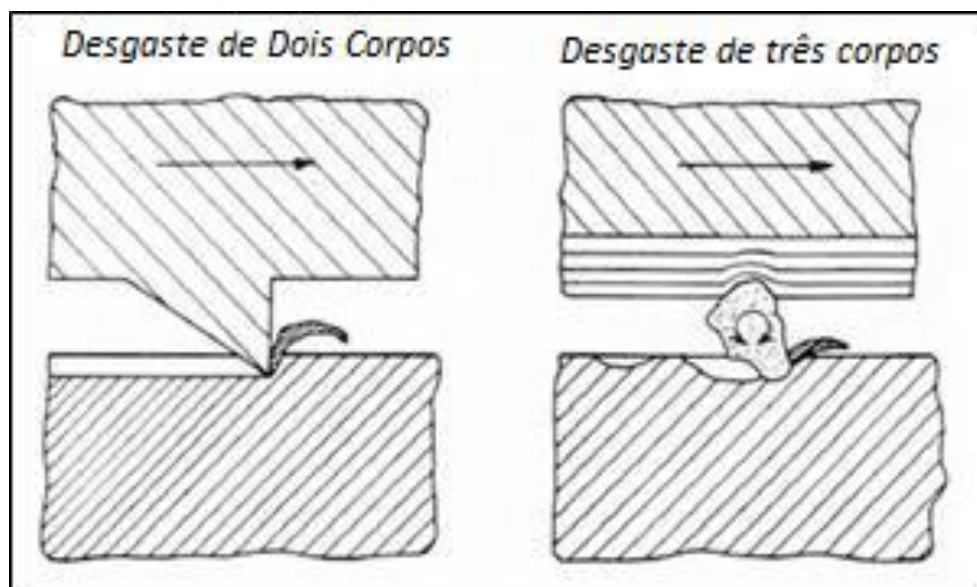


Figura 2.14 – Desgaste abrasivo com 2 e 3 corpos (GAHR, 1988).

Quando o desgaste abrasivo se dá por dois corpos, ele é mais severo ao ser comparado ao desgaste com três corpos. Isso se dá pelo fato de que as partículas presas em uma das superfícies, ou grande variação de rugosidade gerando protuberâncias, removem mais material durante o movimento, seja deslizamento ou rolamento. Já as partículas livres, muitas vezes, rolam sem riscar as superfícies do contato (AMORIM, 2018; GAHR, 1988).

O desgaste abrasivo é, ainda, classificado em alguns micromecanismos, são eles: microsulcamento, microcorte e microtrincamento, como mostra a Figura 2.15. No microsulcamento, ocorrem deformações plásticas quando as partículas duras são deslizadas pela superfície. Em um caso mais severo, pode haver perda de material quando as partículas causam encruamento da superfície e deformações plásticas são sobrepostas, além de poder até mesmo causar rompimento do material por fadiga de baixo ciclo. Já no microcorte, os sulcos são causados quando as partículas abrasivas impõem uma alta tensão concentrada em superfícies de materiais. Tanto o microsulcamento quanto o microcorte são interações comuns em materiais dúcteis e envolvem deformações elásticas e plásticas. Quando o material é frágil, nas bordas das ranhuras aparecem trincas, que são causadas por microsulcamento e microcorte e esse fenômeno é caracterizado por microtrincamento. Quando essas trincas interagem, pode haver perda de material por desprendimento de lascas, podendo ser chamado, então, de microlascamento (AMORIM, 2018; GAHR, 1988).

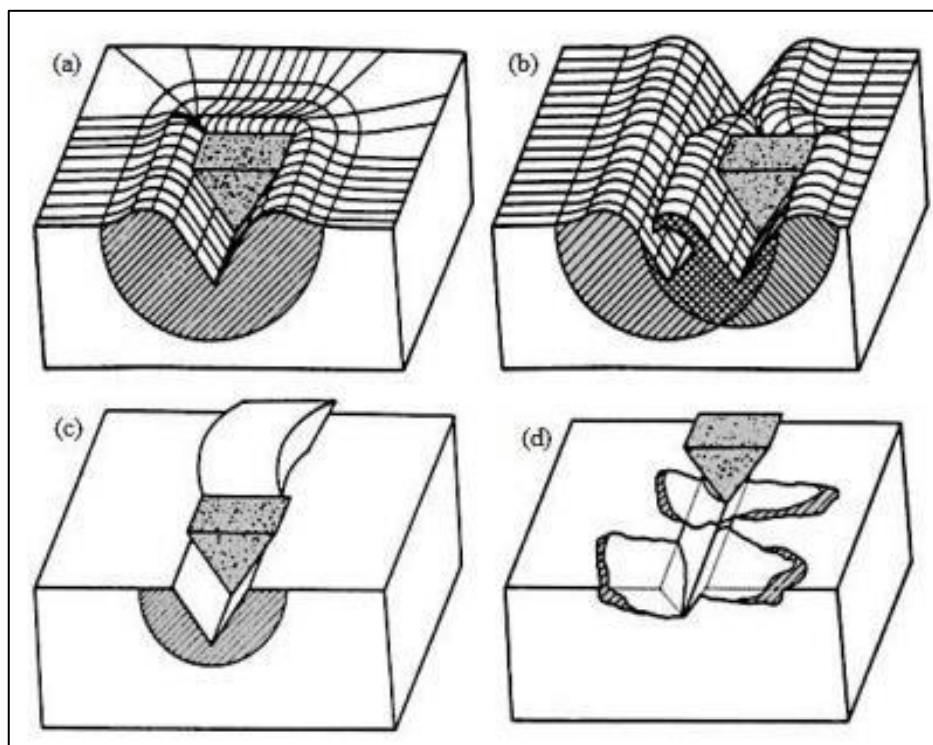


Figura 2.15 – Mecanismos de desgaste abrasivo. (a) microsulcamento; (b) interação entre microsulcos; (c) microcorte; (d) microtrincas (GAHR, 1988).

2.6.3 Desgaste por corrosão

O desgaste por corrosão se dá pela interação química ou eletroquímica da superfície em um certo meio. As reações químicas são favorecidas, uma vez que o atrito no movimento relativo entre duas superfícies gera um aumento da temperatura, favorecendo a oxidação dessas. Em uma primeira exposição, ocorre o ataque corrosivo da superfície. Uma vez que a superfície nua está exposta ao meio, a reação inicial é rápida e diminui com o tempo, pois há a tendência de formar-se um filme de óxidos sobre a superfície, o qual funciona como um isolante, separando o material do ambiente. Entretanto, quando esse filme não é formado, a diminuição do desgaste triboquímico não aparece (ASM, 1992; SILVA, 2016).

Segundo Gahr (1987), o desgaste corrosivo pode gerar partículas de óxido de forma que, quando se forma a camada de óxidos na superfície e o movimento é contínuo, esse filme é removido pelo deslizamento entre as duas superfícies e, assim, a aspereza do material se

encontra sem essa camada e fica susceptível a formação de um novo filme de óxido e, novamente, essa camada é removida, sendo esse processo repetido sucessivamente. Quando essas partículas finas de óxidos se aglomeram, ocorre a formação partículas maiores que podem gerar desgaste abrasivo. A Figura 2.16 mostra esse processo.

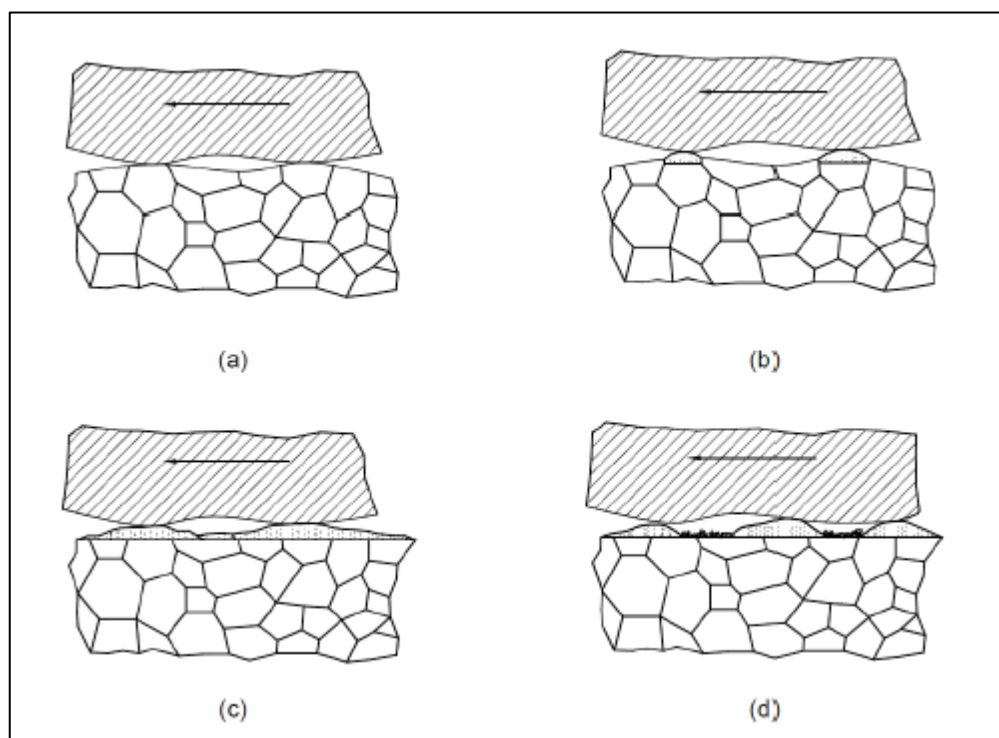


Figura 2.16 – Processo de formação de partículas no desgaste corrosivo (GAHR, 1988).

2.6.4 Desgaste por fadiga

Diferente da fadiga clássica (torção e flexão), a fadiga de contato não é justificada pela estrutura do material. Nesse caso a tensão é causada pela interação entre dois corpos, geralmente em movimento de rolamento entre um corpo e outro sob aplicação de uma carga normal. As tensões geradas na subsuperfície são cíclicas e se dão pela geometria do contato e pelo movimento relativo. Essas tensões geram, então, deformações plásticas na subsuperfície, que são acumuladas até que uma trinca seja nucleada e, logo em seguida, a

trinca se propaga até a superfície e torna, assim, o rolamento entre essas duas superfícies mais difícil. Uma vez que o movimento é contínuo, esse mesmo após a propagação da trinca, pode gerar fratura do corpo rolante. A vida em fadiga do corpo é dada pelo número de ciclos em que esse pode operar em determinadas condições até que as lascas ou trincas sejam desenvolvidas (ASM, 1992). Segundo Bhushan (2002), os mecanismos de desgaste por fadiga podem ser de deslizamento e de rolamento. Quando há combinação de dois mecanismos as tensões máximas de cisalhamento estão localizadas mais próximas da superfície, como apresenta a Figura 2.17. Dentre os tipos de fadiga de contato, a fadiga por rolamento é a mais comum em componentes mecânicos, como engrenagens, rolamento de esferas, como também o sistema ferroviário de contato roda - trilho e, por ser foco deste trabalho, essa será melhor detalhada na seção 2.6.5 (STACHOWIACK; BATCHELOR, 2001).

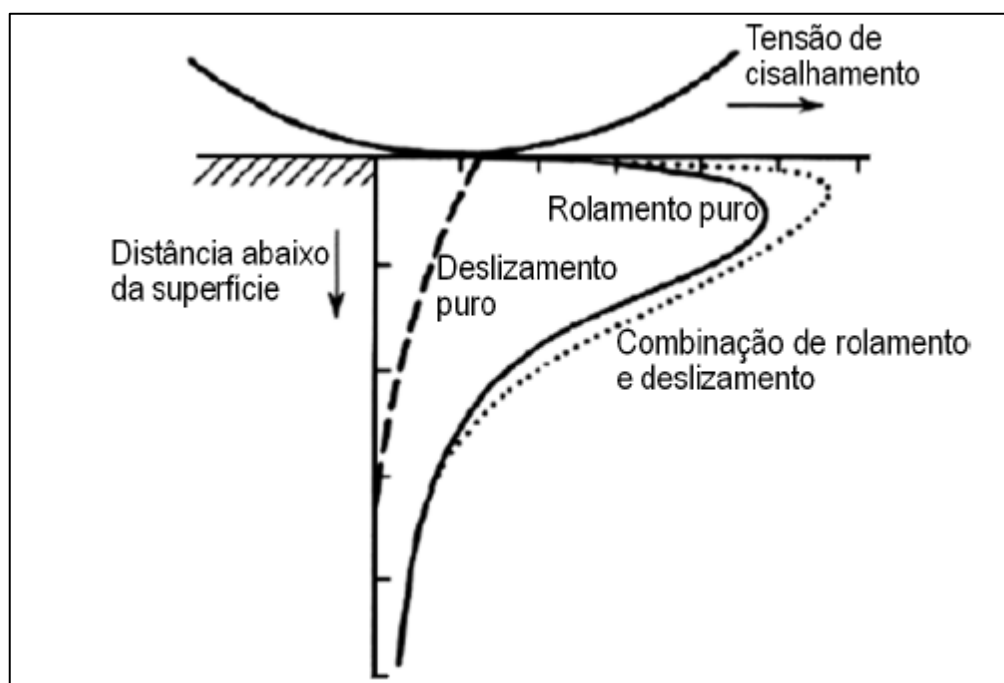


Figura 2.17 - Representação da tensão de cisalhamento em função da distância das superfícies de contato nos casos de cisalhamento puro, deslizamento puro e a combinação de ambos (Adaptado de BHUSHAN, 2008).

O processo de nucleação de trinca na superfície se dá devido aos defeitos provenientes do processo de fabricação dos materiais, como inclusões, vazios, marcas de usinagem. Isso se justifica porque a presença desses defeitos gera uma concentração local de tensão e, como forma de alívio dessas tensões, nucleiam-se trincas. Já na subsuperfície, a nucleação de trincas ocorre pelas altas tensões de cisalhamento geradas no deslizamento ou no rolamento, como mostra a figura 2.17. A Figura 2.18 apresenta a diferença da formação de trincas na superfície e na subsuperfície. Quando as trincas superficiais se propagam e acabam gerando a remoção de material da superfície, formam-se os chamados debris, que são partículas que se desprendem do material desgastado e geralmente se apresentam em forma de lamelas ou flocos (SUH, 1973).

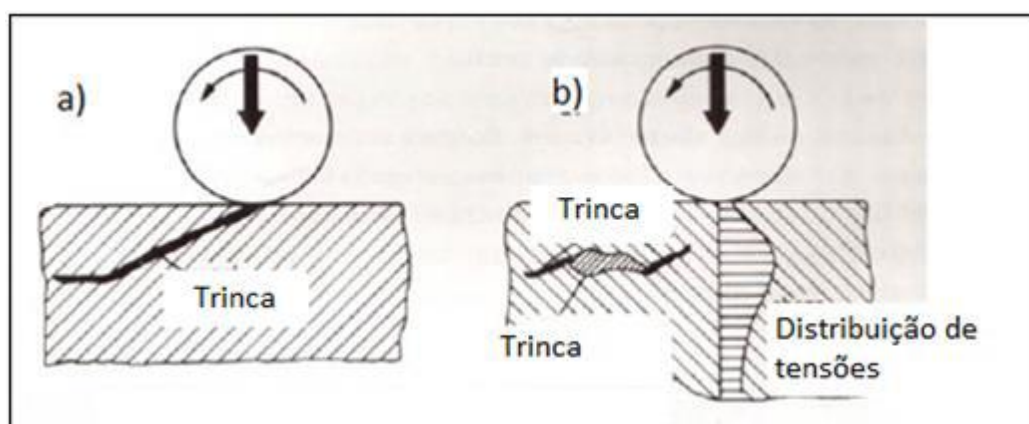


Figura 2.18 – Formação de trincas na superfície e subsuperfície causadas por fadiga de contato (Adaptado de BHUSHAN, 2008).

2.6.5 Fadiga de Contato por Rolamento

A Fadiga de Contato por Rolamento (FCR), em conjunto com o desgaste, compõe os principais tipos de danos causados às ferrovias, no qual 26% dos mecanismos de falha de rodas correspondem a desgaste da pista de rolamento e 41% correspondem a RCF, como é mostrado na Figura 2.19 (BEVAN et al., 2013). Essas falhas, ocasionadas tanto por desgaste quanto por RCF são inevitáveis no sistema ferroviário, uma vez que as tensões no contato

roda - trilho são muito altas e por isso devem ser avaliadas cuidadosamente (BAI et al., 2017; LIU et al., 2020; REIS et al., 2018; SEO et al., 2016b).

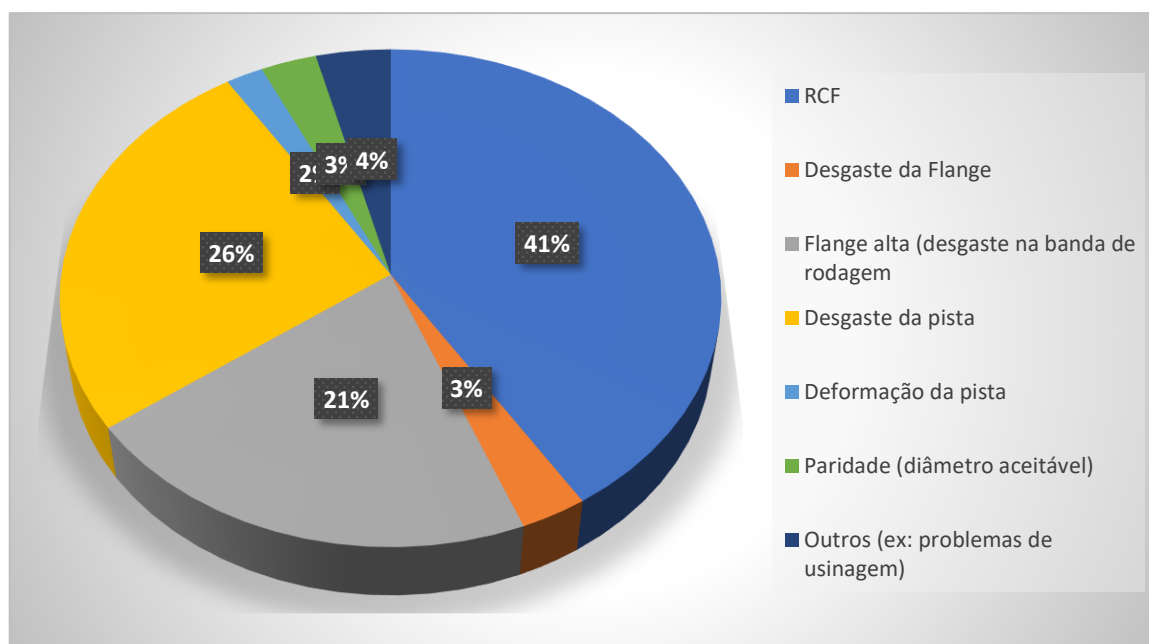


Figura 2.19 – Incidência dos tipos de danos causados às rodas ferroviárias (Adaptado de BEVAN et al., 2013).

A fadiga de contato por rolamento é um tipo de dano que é induzido quando o material é submetido a esforços cíclicos, de carregamento e descarregamento repetitivos, esses podem ser devido às forças das curvas, à tração, à frenagem e à carga normal, e se manifesta em forma de trincas (BEVAN et al., 2013). A Figura 2.20 apresenta o mecanismo formação e de crescimento de trinca sob diferentes condições operacionais em um contato. Na Figura 2.20a a carga é vertical e pulsante, a qual pode gerar trincas em forma de cone, sejam elas superficiais ou subsuperficiais, e essas trincas só crescem se estiverem dentro da zona de tensão do contato. Já na Figura 2.20b, a carga é vertical e constante e se mostra oscilando lateralmente - nesse caso a trinca deve formar na superfície, tipicamente no contato stick-slip. Essa trinca inicial não cresce por uma certa distância se não houver uma flutuação de tensão considerável. A Figura 2.20c mostra um material rolante sobre a ação de uma tensão vertical, e como resultado dessa interação, pode-se gerar fadiga de contato por rolamento na

subsuperfície. No entanto, se a superfície apresentar irregularidades, gera-se uma concentração de tensão que acarreta o surgimento de trincas. Sendo assim, a rugosidade se torna um fator importante na prevenção da RCF. Em um último caso, se o rolamento for acompanhado de cisalhamento interfacial e escorregamento (como por exemplo devido a curvas, tração, frenagem), gera-se deformação plástica da superfície de contato e nucleação e crescimento de trincas subsequente. Essa situação também gera o desgaste das superfícies em contato (ALFREDSSON; DAHLBERG; OLSSON, 2008; ALFREDSSON; OLSSON, 2003; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014; EKBERG; KABO, 2005; EKBERG; KABO; ANDERSSON, 2002; JOHNSON; BECKER, 1993; PU et al., 2016).

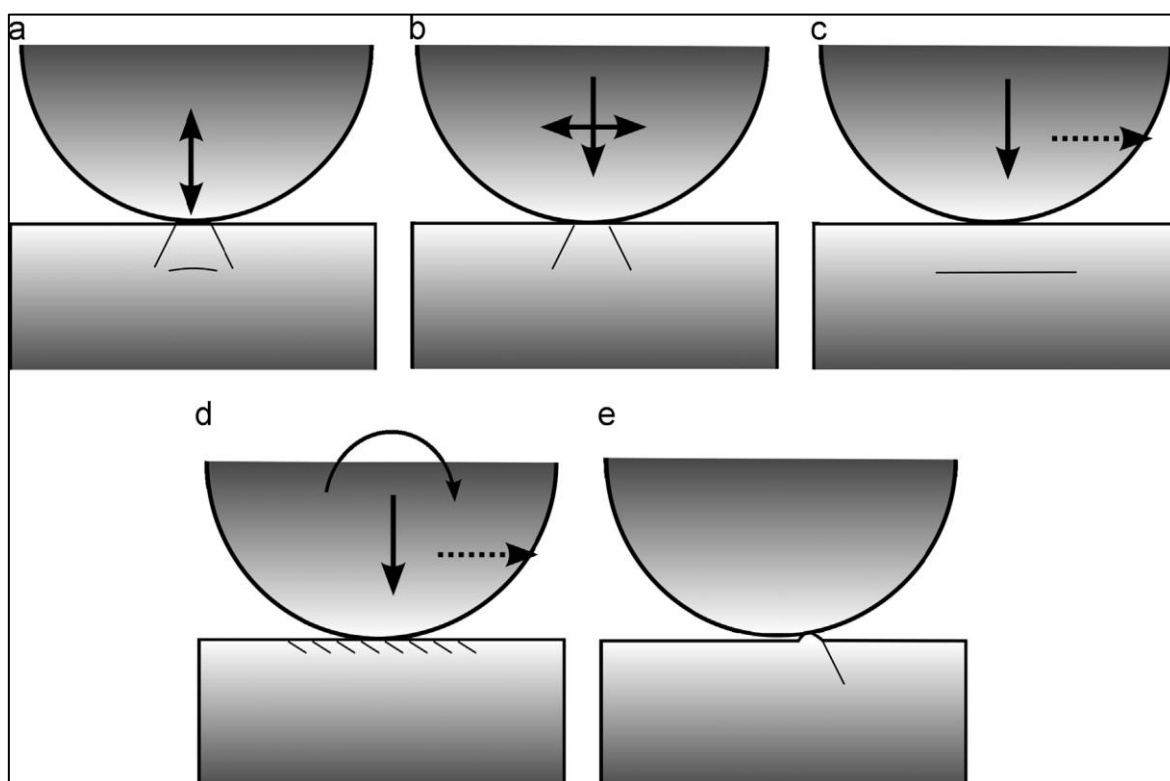


Figura 2.20 – Diferentes tipos de carga no contato e a formação de trinca (EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).

No caso do contato roda-trilho, as trincas superficiais geradas por RCF são tipicamente desenvolvidas como consequência do atrito no contato causado por rolamento/deslizamento que causa deformações plásticas. Quando essas deformações excedem o limite de resistência do material, a trinca é formada na superfície e essa pode ser propagada não só pelo RCF,

mas também por efeitos hidrodinâmicos de pressurização da trinca que são causados por algum fluido (graxa, água, lubrificante) presente no contato. Esse efeito será melhor discutido no subcapítulo 2.9.4 (BOWER, 1988; EKBERG; ÅKESSON; KABO, 2014).

Além da rugosidade e da presença de fluidos no contato, a fadiga de desgaste por rolamento é, também, influenciada pela pressão de contato, por partículas presentes na interface (como os debrís mencionados acima) e, em especial, pelo escorregamento. Essa relação já foi estudada por alguns autores. Sabe-se que, ao aumentar o escorregamento, aumentam-se os esforços de tensão trativa, o que gera uma diminuição da vida em fadiga do material. No entanto, ao aumentar significativamente o escorregamento, aumenta-se também a taxa de desgaste do material, o que pode remover as trincas formadas superficialmente. Nesse caso, presencia-se um aumento aparente da vida em fadiga e chama-se de “taxa mágica de desgaste” a relação entre a formação de trincas e o desgaste da superfície. Porém, essa relação deve ser cuidadosamente estudada, uma vez que o desgaste altera a geometria dos componentes, podendo levar a danos graves (PU et al., 2016; ZHU et al., 2018a).

Zhu e colaboradores (ZHU et al., 2018) estudaram a relação do escorregamento nas trincas por RCF e observaram a angulação e o comprimento dessas, concluindo, que para baixo deslizamento (0,5%) tem-se uma baixa angulação de propagação das trincas. Quando o deslizamento aumenta (1,5% a 12%), os campos de tensão se associam devido ao deslizamento com o rolamento, como mostrado na Figura 2.21, e a angulação e o comprimento da trinca se tornam maiores. Quando se testou o deslizamento muito alto (18%), percebeu-se que as trincas se apresentavam com um ângulo elevado, porém com menor propagação. Isso se dá porque, nesse caso, a superfície é mais submetida a processos de desgaste (como abrasão, adesão etc.) do que à fadiga de contato por rolamento. A Figura 2.21 apresenta esses resultados (ZHU et al., 2018).

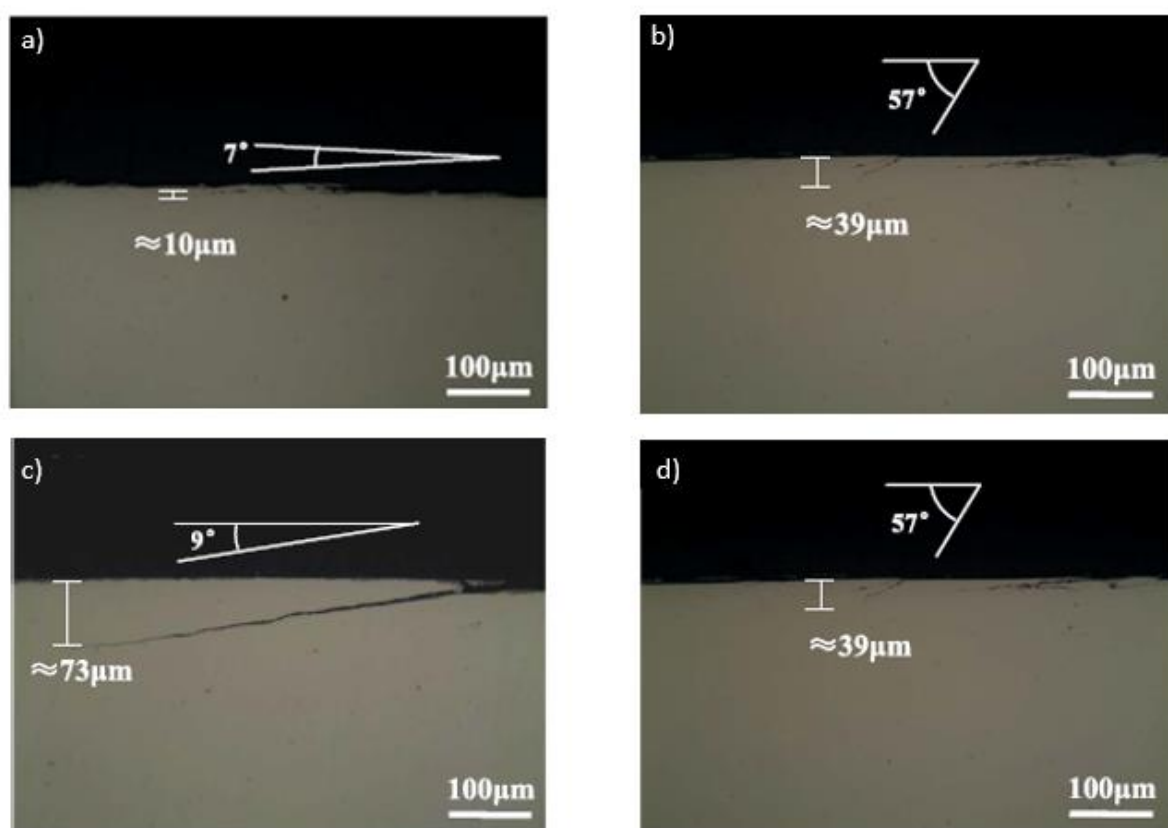


Figura 2.21 – Ângulo de formação e propagação de trincas por RCF em função dos deslizamentos para os deslizamentos de (a) 0,5%; (b) 1,5%; (c) 12%; (d) 18% (Adaptado de ZHU et al., 2018).

Além do efeito na angulação e no comprimento das trincas, o deslizamento também influencia a profundidade de deformação plástica gerada. Sendo assim, dois grupos de pesquisa (MA et al., 2016; WANG et al., 2016) concluíram que o aumento da porcentagem de deslizamento, aumenta a profundidade da região deformada plasticamente, como pode-se ver na Figura 2.22. Quando essa deformação supera o limite de deformação plástica do material, trincas podem ser geradas e propagadas em direção à superfície o que pode gerar até mesmo o desprendimento de material acarretando um aumento de desgaste. Além disso, esse material desprendido pode formar partículas abrasivas no contato (debris) e aumentar ainda mais a espessura da camada deformada plasticamente, uma vez que essas partículas podem funcionar como concentradores de tensão, e essa tensão pode ser transferida para

toda a superfície do material durante o processo de rolamento (FACCOLI et al., 2018; MA et al., 2016; WANG et al., 2016).

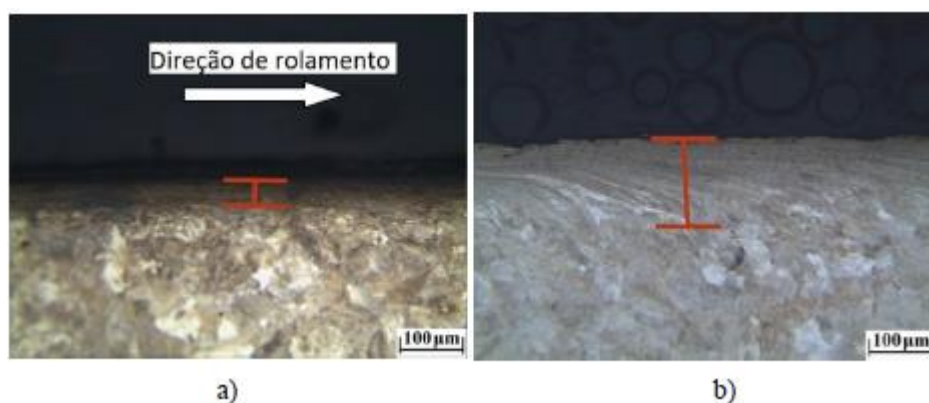


Figura 2.22 – Influência da porcentagem de deslizamento na profundidade da camada deformada plasticamente (a) deslizamento: 0,17%; (b) deslizamento: 9,43% (MA et al., 2016).

2.7 Lubrificação

Tendo em vista o aumento da preocupação com a segurança e com os gastos gerados por desgaste e fadiga, nos últimos 25 anos, vem se desenvolvendo estudos sobre o gerenciamento de atrito, visando aumentar a vida útil dos trilhos e os índices de proteção. O gerenciamento de atrito consiste em controlar o coeficiente de atrito do contato entre a roda e o trilho de forma que este permaneça em valores ótimos para a operação ferroviária e que sejam considerados seguros para tração e frenagem, além de melhorar os índices de desgaste e diminuir o consumo de combustível. Esse controle é, geralmente, feito por aplicação de graxas e modificadores de atrito no contato entre a roda e o trilho (CARMO, 2012; HARDWICK; LEWIS; STOCK, 2017; WU et al., 2016).

Lewis e Olofsson (2004) estudaram as condições de contato no contato roda - trilho e concluíram que tanto a pressão de contato quanto a velocidade de deslizamento são menores no contato entre o topo do boleto e o passeio da roda. Já no contato entre o friso da roda e o canto de bitola do trilho, as condições de pressão de contato e de velocidade de deslizamento são mais severas, fato que causa maior desgaste. Sendo assim, esse contato é intencionalmente lubrificado e, conseqüentemente, esse contato lubrificado apresenta

menores coeficientes de atrito. A Figura 2.23 apresenta as condições nos dois tipos de contato.

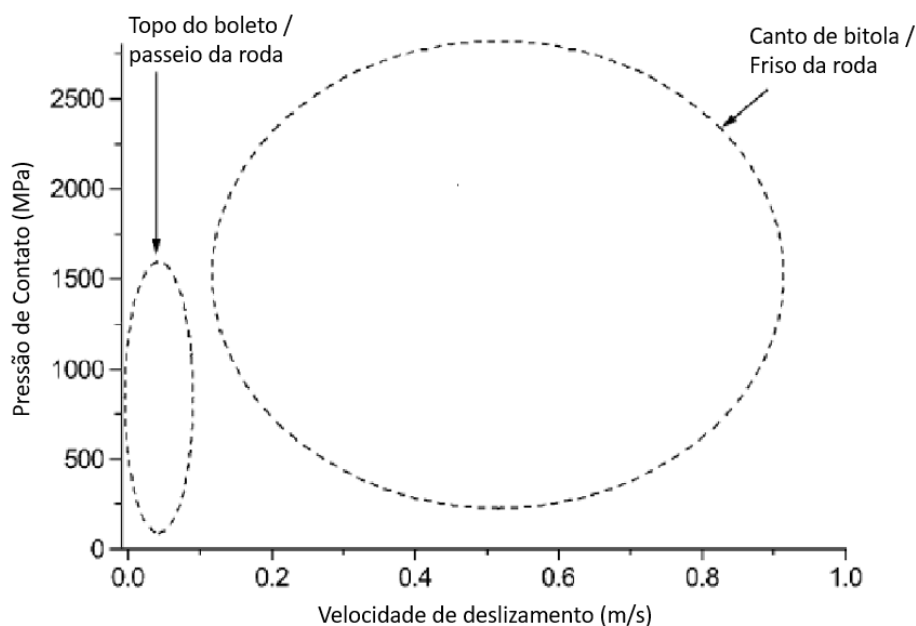


Figura 2.23 – Condições de contato no contato roda – trilho (Adaptado de LEWIS; OLOFSSON, 2004).

Os modificadores de atrito (**Friction Modifiers – FM**) são materiais que são aplicados em regiões retilíneas do percurso e, nesses trechos, controlam o coeficiente de atrito em valores considerados ótimos para o setor ferroviário, níveis os quais minimizam o desgaste e a fadiga de contato sem que a frenagem e a tração sejam afetadas, pois esses dependem do atrito. Atualmente, na aplicação ferroviária, os modificadores de atrito são utilizados para manter o atrito entre 0,3 e 0,4. Os FM, para possuírem um bom desempenho, precisam apresentar algumas propriedades, como estabelecer um filme fino e seco no topo do trilho (**Top Of Rail – TOR**) (EADIE; KALOUSEK; CHIDDICK, 2002; HARDWICK; LEWIS; STOCK, 2017; HARMON; LEWIS, 2016; STOCK et al., 2016; VIDON, 2012).

Já nas regiões de curva, a forma utilizada para controlar o atrito entre o trilho e a roda é a aplicação de graxas no canto de bitola do trilho. A Figura 2.24 apresenta o local de aplicação das graxas e dos modificadores de atrito nos trilhos ferroviários. Essa aplicação pode ser efetuada de várias formas, sendo o mais comum o lubrificador fixo, como mostra o

esquema da Figura 2.25, que funciona de forma a bombear a graxa para a face interna do trilho, e as rodas, ao passarem pela barra lubrificadora, espalham a graxa em toda a extensão do trilho, como na Figura 2.26, a qual apresenta a foto de uma barra distribuidora de graxa, acoplada ao trilho. Já a Figura 2.27 apresenta uma ilustração de como a graxa é coletada pela roda e fixada no trilho (CAVALCANTI, 2020; VIDON, 2012; VIDON; SOARES; SANTORO, 2013).

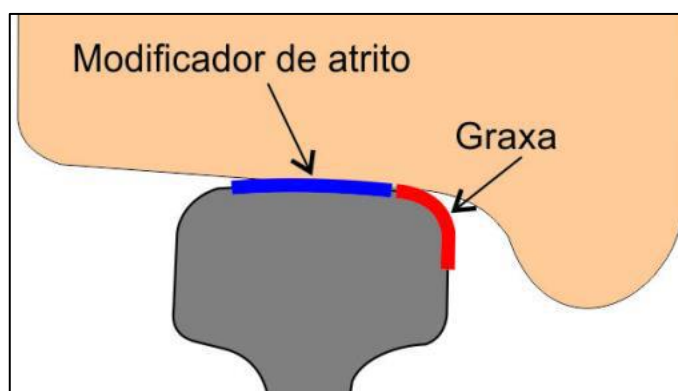


Figura 2.24 – Local de aplicação das graxas lubrificantes e dos modificadores de atrito nos trilhos ferroviários (VIDON, 2013).

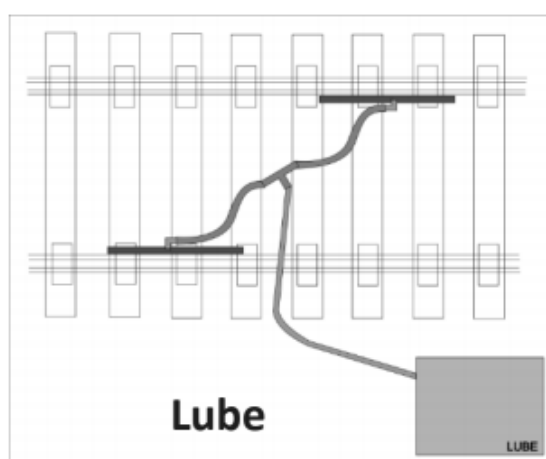


Figura 2.25 – Desenho esquemático de um lubrificador de via (VIDON, 2012).



Figura 2.26 – Foto de barra distribuidora de graxa acoplada ao trilho (VIDON, 2012).

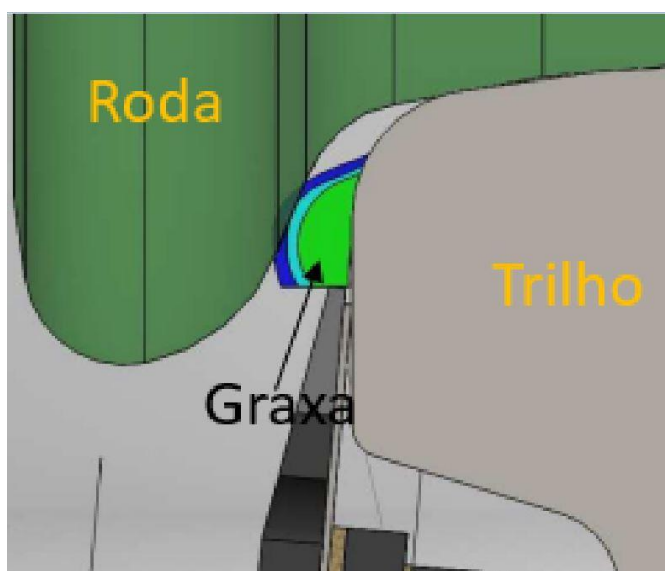


Figura 2.27 - Ilustração que representa a roda coletando a graxa do lubrificador e fixando no trilho (Adaptado de UDDIN et al, 2010).

Os lubrificadores eletrônicos funcionam segundo algumas etapas, sendo elas: Inicialmente, um sensor que é acoplado ao trilho detecta a passagem das rodas e envia um

pulso para a caixa de controle, a qual faz a contagem do número de rodas e ativa o motor pelo tempo determinado pela operação após a contagem. O motor é, então, ativado e opera a bomba por esse tempo determinado. Logo em seguida, a graxa é bombeada através das mangueiras para as barras distribuidoras e sai nos furos dessas barras, que estão instaladas na face de bitola do trilho. Como uma última etapa, o friso da roda coleta a graxa e carrega até as regiões de curva, em que o friso da roda entra em contato com a bitola do trilho (VIDON; SOARES; SANTORO, 2013).

O uso de graxas, foco de estudo desse trabalho, tem como principal objetivo reduzir a taxa de desgaste do contato roda-trilho, reduzindo o atrito nessa interface. No entanto, deve-se atentar à escolha e à aplicação correta do lubrificante, uma vez que a lubrificação incorreta é causa de 80% das falhas em rolamentos. Essas falhas podem ocorrer devido à escolha errada do lubrificante, à quantidade aplicada insuficiente ou demasiada, além de contaminação durante a lubrificação e tempo grande de lubrificação sem renovação (RADU, 2010). Estudos na literatura apontam que a lubrificação de canto de bitola pode reduzir o coeficiente de atrito no contato em até 50% (DEKOKER, 1993). Hou e colaboradores (1997) estudaram a taxa de desgaste para trilhos lubrificados e não lubrificados, em curvas com variados raios, e concluiu-se que a lubrificação reduz significativamente a taxa de desgaste do trilho, principalmente em curvas de raios menores. A Figura 2.28 apresenta essa redução da taxa de desgaste.

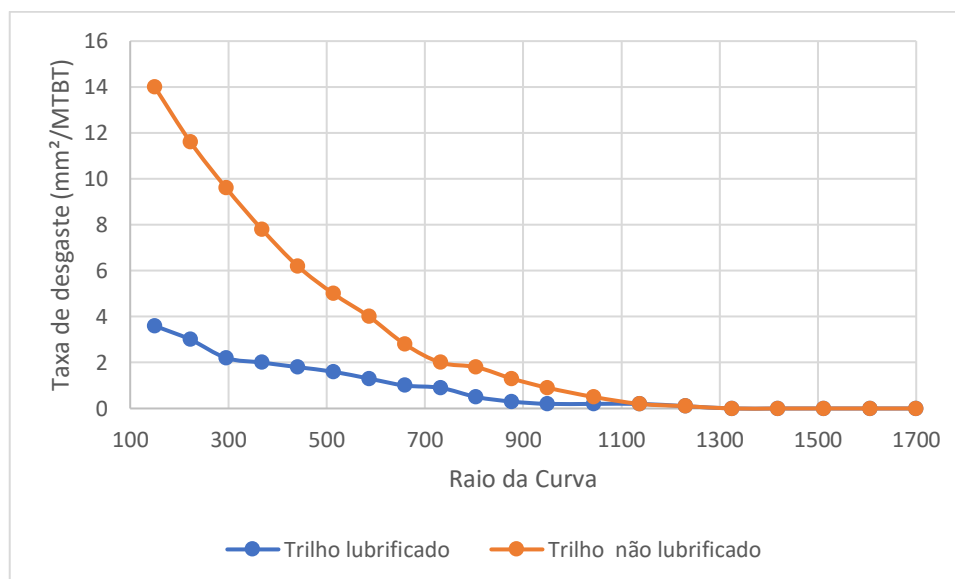


Figura 2.28 – Redução da taxa de desgaste em função da lubrificação dos trilhos
(Adaptado de HOU; KALOUSEK; MAGEL, 1997).

Ainda como um benefício da lubrificação de canto de bitola, tem-se a redução dos custos do transporte, com a redução do consumo de combustível, que pode chegar em até 30%, segundo estudos feitos por Reiff e Creggor (1999). Ainda conta-se com a redução dos custos de manutenção, que, segundo um estudo realizado por Reddy et al (2007), a lubrificação reduziu o custo anual de manutenção da malha ferroviária em 12 milhões de tonelada bruta (MTB), considerando apenas os trajetos com curvas de raio de até 600 m. A Figura 2.29 apresenta os custos de manutenção ferroviária por metro, com e sem lubrificante (REDDY et al., 2007).

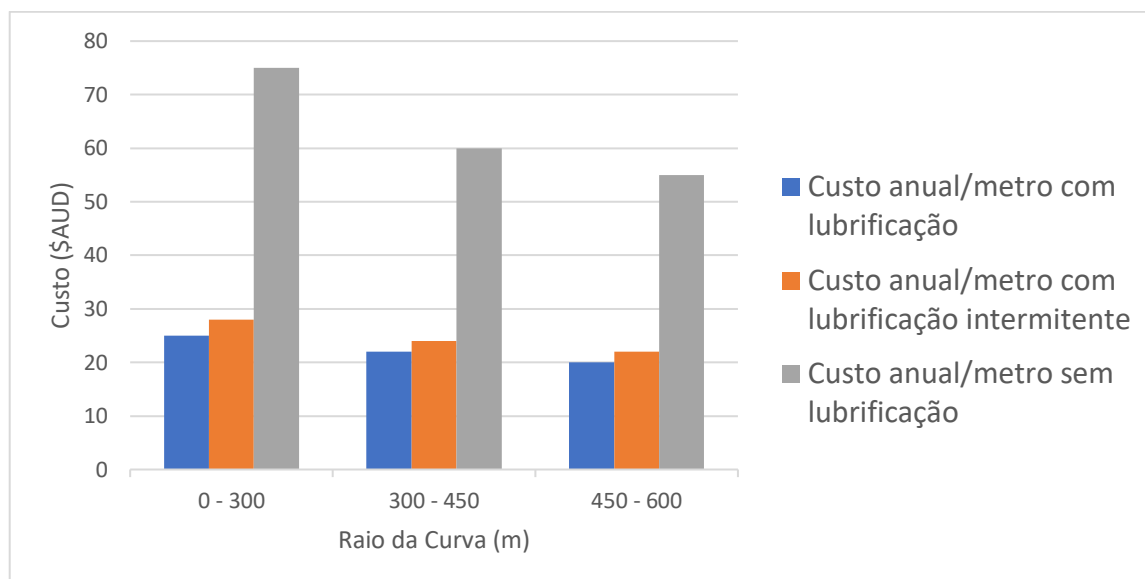


Figura 2.29 - Custo total anual por metro de manutenção ferroviária, com lubrificante, sem lubrificante e com lubrificação intermitente para 12 MGT (Adaptado de REDDY et al., 2007). \$AUD = Dólar Australiano.

2.7.1 Graxas

A Norma ASTM D 288 define a graxa lubrificante (termo usado na literatura) como um produto sólido a semifluido oriundo de um espessante disperso em um líquido lubrificante com adições de outros elementos que proporcionem propriedades adequadas para as devidas aplicações. Segundo Cousseau (2013), pode-se fazer uma analogia entre a graxa e uma esponja com água, em que o agente espessante seria a esponja, que é responsável por manter o óleo base confinado nela. Já o óleo base e os aditivos são representados pela água. Sendo assim, da mesma forma que uma esponja libera a água quando é comprimida, a graxa libera o óleo base com os aditivos para lubrificar o contato quando é solicitada termomecanicamente. Comumente, tem-se que a distribuição desses constituintes é 65 a 95% referente ao óleo base, 5 a 35% de espessante e 0 a 10% de aditivos. Cada um desses três constituintes será melhor discutido a seguir (COUSSEAU, 2013; GOW, 2010; MANG; DRESEL, 2001).

2.9.1.1 Óleo Base

O óleo base é o componente mais abundante da graxa lubrificante e, por isso, tem uma grande importância no seu desempenho. Os componentes da graxa devem fornecer ao fluido certas propriedades que permitam a sua eficácia em diversas aplicações e, dentre essas propriedades, destaca-se como mais importante a viscosidade e sua variação com a temperatura. Os tipos de óleo base podem ser classificados em dois grupos principais, sendo eles óleos minerais e sintéticos. Os óleos minerais são os mais comumente usados, uma vez que possuem baixo custo e estão disponíveis em uma ampla variedade de viscosidades e, ainda, são compatíveis com diversos tipos de espessantes e de pacotes de aditivos. São produtos derivados do refino de petróleo e possuem uma grande variedade de composição química que depende da origem e da composição do petróleo bruto, além do processo de refino ao qual foram submetidos. Já os óleos sintéticos são produzidos pela reação de compostos químicos e, por isso, podem ser adaptados para fornecer propriedades específicas mais extremas, como capacidade de operar em altas temperaturas. No entanto, esses possuem alto custo e só são utilizados quando o desempenho exigido não é alcançado pelos óleos minerais e em função disso, atualmente, representam menos de 5% das graxas consumidas (CAVALCANTI, 2020; COUSSEAU, 2013; GOW, 2010; LUGT, 2013; MANG; DRESEL, 2001).

2.9.1.2 Espessante

Os espessantes têm um papel fundamental no desenvolvimento das graxas, como por exemplo, dar consistência às graxas, em conjunto com a viscosidade do óleo base. Por isso, muitas vezes, as graxas são classificadas segundo o tipo de espessante que está presente em sua composição. Os espessantes fornecem características variadas às graxas lubrificantes, podendo destacar algumas delas: propriedade elástica a baixas tensões termomecânicas, o que possibilita que o óleo permaneça confinado na graxa e não escoe, gerando uma boa adesão ao sistema; propriedade viscosa a altas tensões termomecânicas, o que permite um escoamento suave do lubrificante; resistência à água; adesão à superfície; contribuição como aditivo de extrema pressão e antidesgaste. Apesar de o espessante fornecer diversas

características à graxa, esse sozinho não determina o seu desempenho, dessa forma, deve-se avaliar a interação dos espessantes com o óleo base, com os aditivos e com o processo de fabricação. (CAVALCANTI, 2020; COUSSEAU, 2013; FERRER, 2020; GOW, 2010)

Os espessantes podem ser divididos em dois grandes grupos, sabões metálicos (orgânicos) e inorgânicos. Nesse trabalho serão estudadas graxas com dois tipos de espessantes orgânicos diferentes: lítio e cálcio. Usualmente os espessantes de cálcio apresentam morfologia esférica, enquanto os de lítio apresentam morfologia fibrosa. Essas características morfológicas dos espessantes foram obtidas a partir do tratamento de imagens obtidas por Microscopia Eletrônica de Varredura (MEV) e por Microscopia de Força Atômica (AFM) conforme descritas na tabela 2.4. Essas imagens, que foram obtidas por Cyriac (2016), estão apresentadas na Figura 2.30 (CAVALCANTI, 2020; COUSSEAU, 2013; CYRIAC et al., 2016; FERRER, 2020; GOW, 2010). Os sabões de lítio são os mais comumente utilizados e isso se deve ao fato de esses apresentarem boas propriedades como alto ponto de gota, uma considerável resistência à água e boa resistência ao cisalhamento. Já os sabões de cálcio apresentam boa resistência à corrosão e à oxidação, além de apresentarem boa adesão (MANG; DRESEL, 2001).

Segundo Cousseau (2013), além do aspecto morfológico e das características citadas acima, as graxas de cálcio se diferenciam por apresentar uma maior resistência à contaminação por água e uma boa resistência ao desgaste em altas cargas. Sendo assim, espera-se que, para um mesmo óleo base e o mesmo pacote de aditivos, a graxa formulada com cálcio apresente um melhor desempenho para altas cargas. No entanto, se essa for exposta a condições operacionais de temperatura constante acima de 80 °C, pode haver uma quebra da consistência da graxa, que passará a se comportar em um estado fluido. Isso ocorre porque durante o processo de produção do sabão de cálcio, há um pequeno teor de água residual que atua como um estabilizador para a matriz do sabão, fornecendo a estrutura para o espessante. Já as graxas produzidas com espessante de lítio podem ser usadas em temperaturas contínuas a 150 °C sem grandes problemas. Esse bom desempenho em altas temperaturas se justifica pelo alto ponto de fusão com a alta densidade da estrutura de fibra da matriz do sabão. Essas fibras se ligam fortemente ao óleo base, gerando excelente proteção contra a oxidação (COUSSEAU, 2013; GOW, 2010).

Tabela 2.4 – Características morfológicas dos espessantes de lítio e cálcio (Adaptado de CYRIAC, 2016).

Espessante / Características	Lítio	Cálcio
Morfologia	Fibrosa	Esférica
Comprimento médio (μm)	$2 \pm 0,4$	-
Diâmetro médio (μm)	$0,1 \pm 0,2$	$0,26 \pm 0,05$
Volume (μm^3)	0,016	0,009

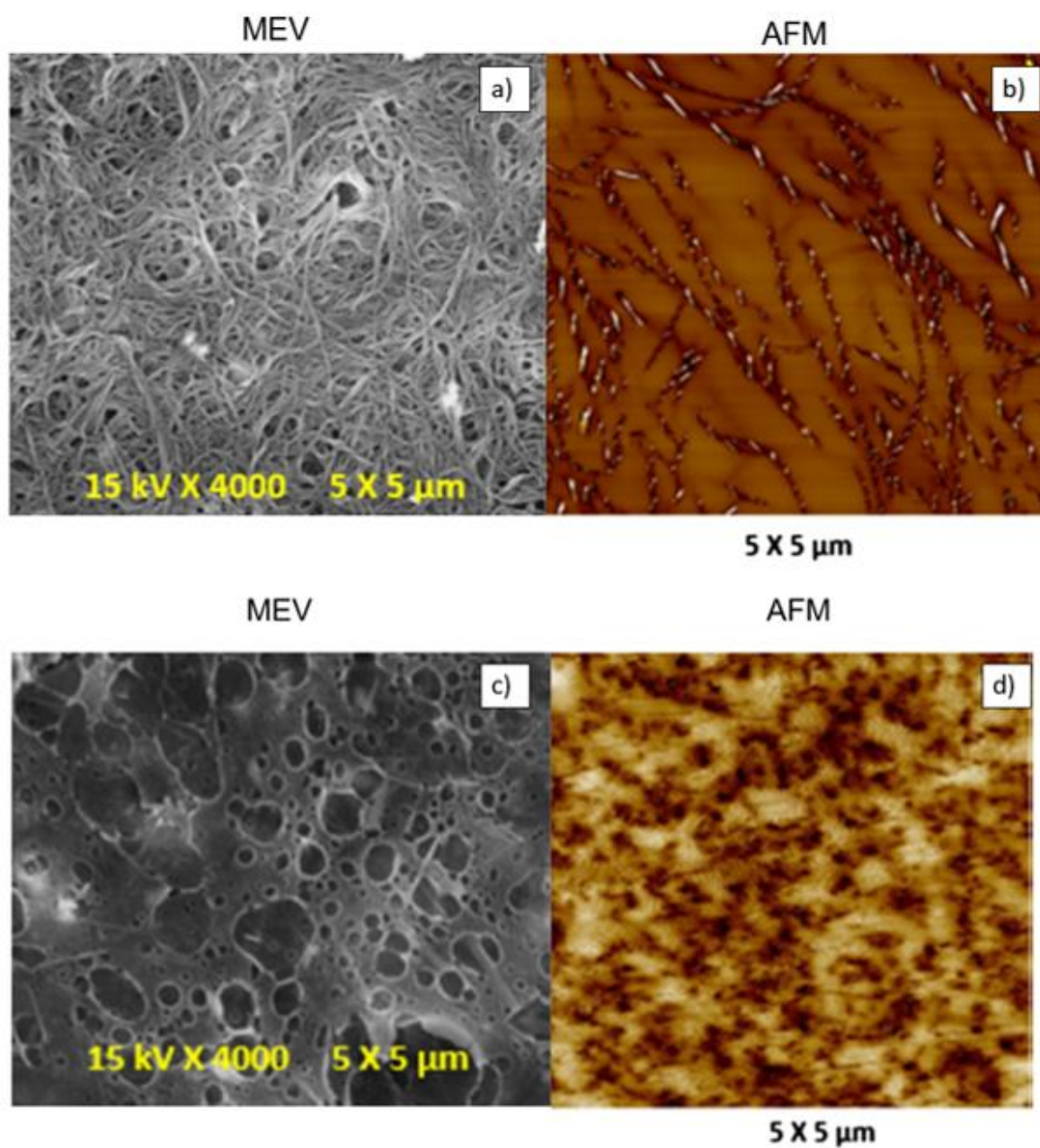


Figura 2.30 – Imagens dos espessantes geradas por Microscopia de Eletrônica de Varredura (MEV) e por Microscopia de Força Atômica (AFM); (a), (b) Espessante de lítio; (c), (d) Espessante de cálcio (Adaptado de CYRIAC, 2016).

2.9.1.3 Aditivos

Os aditivos são componentes que são adicionados às graxas com o intuito de melhorar ou adicionar algumas propriedades que as tornem adequadas para cada aplicação. Dentre os aditivos, as graxas devem apresentar antioxidantes para garantir a durabilidade e ainda inibidores de corrosão, de extrema pressão e antidesgaste com a finalidade de proteger a superfície e podem apresentar até aditivos modificadores de atrito. No entanto, nas graxas aplicadas em trilhos ferroviários, é essencial que essas apresentem aditivos de extrema pressão, antidesgaste e modificadores de atrito, já os antioxidantes não são tão relevantes, uma vez que o contato é lubrificado constantemente. A tabela 2.5 apresenta os aditivos mais comuns em graxas e seus componentes (CAVALCANTI, 2020; COUSSEAU, 2013; GOW, 2010).

Tabela 2.5 – Aditivos mais comuns adicionados em graxas e seus componentes (Adaptado de COUSSEAU, 2013).

Tipo de aditivo	Componentes
Inibidores de Corrosão (IC)	Bário, Cálcio, Zinco, Magnésio, Ésteres
Extrema pressão (EP) / Antidesgaste (AW)	Zinco, Fósforo, Enxofre, Bismuto, Estanho, Cálcio
Antioxidante (AO)	Zinco

2.7.2 Reologia das graxas

Reologia é ramo da ciência que estuda como um material se deforma quando submetido a esforços externos, ou seja, avalia a viscosidade, a plasticidade, a elasticidade e o escoamento desse fluido, considerando as mudanças na forma e no fluxo desse material. Como melhor forma de avaliar as tensões e deformações das graxas, utiliza-se mais

comumente a técnica de reometria, pois essa gera o comportamento reológico das graxas desde as baixas até as altas taxas de solicitação e esses resultados são apresentados em curvas de viscosidade aparente (η) e tensão de escoamento (τ) em função da taxa de cisalhamento ($\dot{\gamma}$), a qual é dada pela velocidade com que a espessura de filme lubrificante é cisalhada. A Figura 2.31 apresenta essas curvas de tensão de escoamento por taxa de cisalhamento de dois materiais, uma graxa lubrificante (fluido não newtoniano) e um óleo lubrificante (fluido newtoniano). Para os fluidos newtonianos (Figura 2.31b) observa-se um crescimento linear com o aumento da taxa de cisalhamento, enquanto não há mudanças na viscosidade com a variação da taxa de cisalhamento. Já para a graxa, um fluido não newtoniano (Figura 2.31a), essas duas relações não são lineares. Com o aumento da taxa de cisalhamento, há um aumento da tensão de escoamento e uma diminuição da viscosidade aparente (COUSSEAU, 2013; FERRER, 2020).

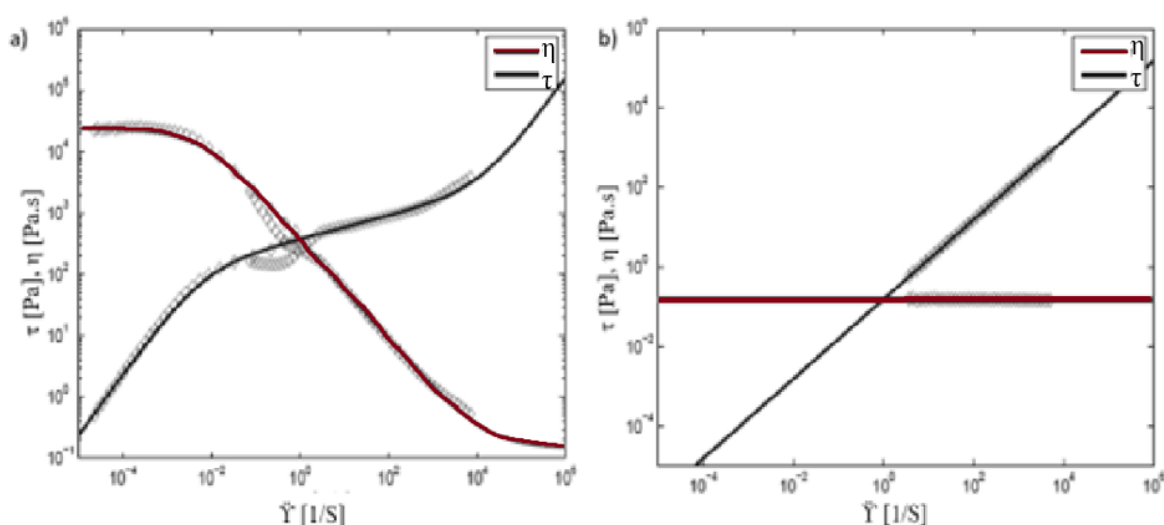


Figura 2.31 – Curvas tensão de escoamento e viscosidade em função da taxa de cisalhamento. (a) graxa lubrificante; (b) óleo de rolamento (Adaptado de COUSSEAU, 2013).

As curvas apresentadas na Figura 2.31 são de extrema importância para aplicação ferroviária, uma vez que essas propriedades estão fortemente relacionadas à bombeabilidade e à formação de filme lubrificante no canto de bitola do trilho. Para melhor entendimento, essas curvas são divididas em três regiões, como apresenta a Figura 2.32. Para baixas taxas

de cisalhamento, representadas na Figura 2.32 pela Zona 1, as graxas apresentam o comportamento linear elástico e a viscosidade, que não varia com a taxa de cisalhamento, é consideravelmente alta e, por isso, no escoamento não ocorre com aumento da taxa de cisalhamento. Nessa região, o material se comporta como o fluido newtoniano e isso se deve ao rompimento das fibras do espessante. Já na Zona 2, onde as taxas de cisalhamento são maiores, a graxa se comporta como um pseudoplástico, isto é, há redução da viscosidade com o aumento da taxa de cisalhamento. Esse comportamento pode ser justificado por vários motivos: o alinhamento das fibras do espessante, a perda de confluência entre elas ou mesmo a redução de largura e comprimento que se dá pela quebra e rearranjo dessas fibras. Para taxas de cisalhamento extremamente altas (Zona 3) percebe-se um patamar newtoniano, que se dá pois a influência do espessante nessa situação é desprezível e a resposta observada é apenas do óleo base, uma vez que nessa região a taxa de cisalhamento é tão alta que o espessante é quebrado em pequenas frações, as quais ficam dispersas no óleo base (COUSSEAU, 2013; FERRER, 2020).

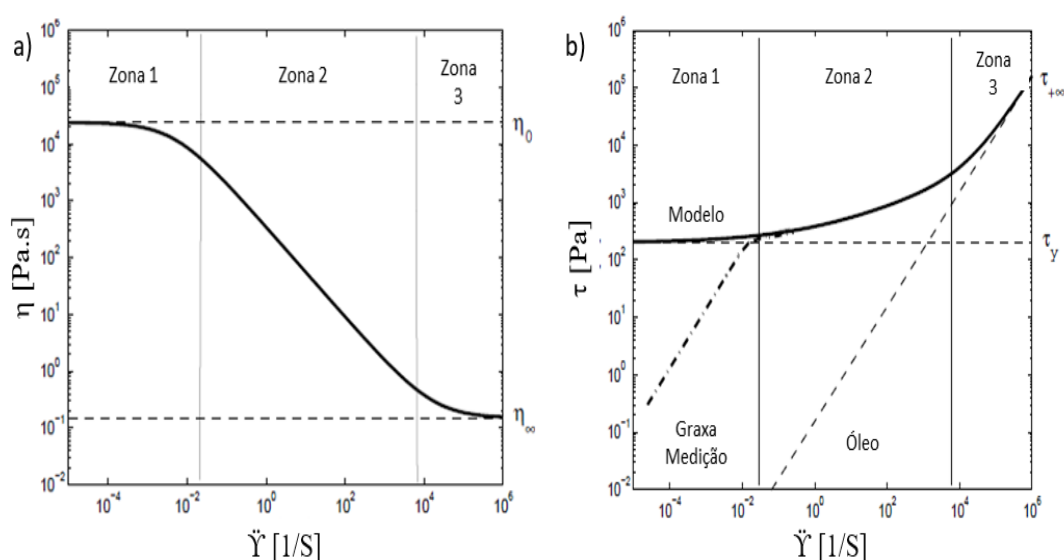


Figura 2.32 – Variação dos parâmetros da graxa com a taxa de cisalhamento. (a) viscosidade; (b) tensão de escoamento (COUSSEAU, 2013).

Com esses dados, pode-se, então, concluir que para baixas taxas de cisalhamento, o comportamento reológico das graxas é controlado principalmente pelo espessante. Já quando a taxa de cisalhamento se apresenta em altos valores, a microestrutura da graxa é degradada

e a graxa consiste em agregados não-interativos de espessantes e material aditivo dispersos no óleo lubrificante. Sendo assim, esse controla o comportamento do fluxo (COUSSEAU, 2013). A fim de excluir essa variável das análises deste trabalho, ambas as graxas foram produzidas com a mesma consistência, tendo portanto, curvas de escoamento (Figura 2.32) similares.

2.7.3 Efeito da Rugosidade

A rugosidade da superfície tem um efeito significativo no desempenho das graxas. Vázquez-Chacón et al (2021) estudaram as superfícies dos discos após um ensaio pino-disco com um lubrificante comercial em duas rugosidades diferentes. Utilizaram disco de material de roda ER8 e pino de material de trilho 115RE. Para o material de rugosidade baixa (superfície lisa) o disco apresentou corrosão, deformação plástica e lascamento devido às altas tensões de contato e marcas em razão de uma lubrificação insuficiente. Já para as superfícies mais rugosas, o principal mecanismo de desgaste observado foi a deformação plástica. Sendo assim, a perda de massa total do sistema é maior para a condição de superfície mais lisa, como pode ser visto na Figura 2.33 (VÁSQUEZ-CHACÓN et al., 2021).

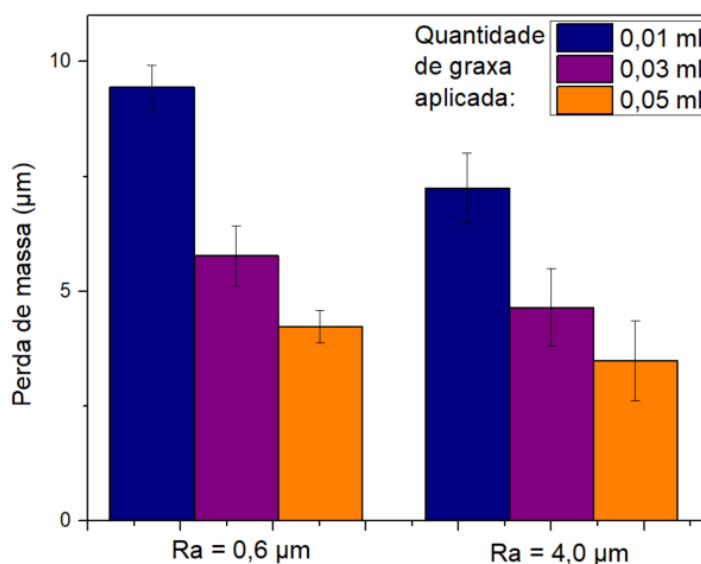


Figura 2.33 - Efeito da rugosidade superficial no ensaio de desgaste pino-disco em um ensaio lubrificado com graxa comercial. O disco foi retirado do material de roda ER8 e pino de material de trilho 115RE (Adaptado de VÁSQUEZ – CHACÓN et al, 2021).

2.7.4 Regimes de lubrificação

Quando um contato é lubrificado, em alguns casos o lubrificante consegue impedir completamente o contato entre as superfícies dos materiais, em outros pode haver contato entre as asperezas do material. Sendo assim, há a necessidade de se identificar e classificar os regimes de lubrificação que são definidos pela espessura do filme e a possibilidade de haver contato entre as superfícies, seja por rompimento localizado ou momentâneo do filme. As formas diferentes de lubrificação são: Limítrofe, Elasto-hidrodinâmica, mista ou hidrodinâmica (HUTCHINGS, 1992; RAHNEJAT, 2010).

A lubrificação limítrofe ocorre quando as superfícies são separadas por um filme molecular adsorvido. Sendo assim, as películas de fluido são desprezíveis e há um contato considerável entre as asperezas do material. Caso o contato esteja sujeito a cargas muito elevadas ou a baixas velocidades de deslizamento, a película do lubrificante se rompe e há contato metal-metal. O regime de lubrificação parcial ou misto ocorre quando a velocidade é baixa, a carga é alta ou a temperatura é grande o suficiente para reduzir significativamente a viscosidade da graxa, e as asperezas mais altas das superfícies se projetam através do filme e entram em contato. Já no caso da lubrificação elasto-hidrodinâmica, o filme de lubrificante formado no contato já é um pouco mais espesso que nos dois primeiros casos, porém quando é exposto a altas pressões de contato, o filme hidrodinâmico não suporta o carregamento da junta lubrificada. Nesse caso, os corpos entram em contato e deformam-se dentro de uma zona elástica. Finalmente, a lubrificação hidrodinâmica (filme completo) é a condição em que as superfícies são completamente separadas por uma película de lubrificante relativamente espessa e não permite que ocorra o contato metal – metal. Nesse regime, a pressão do lubrificante é autogerada pelas superfícies móveis que puxam o lubrificante para a cunha formada pelas superfícies limitantes em uma velocidade alta o suficiente para gerar a pressão para separar completamente a superfície e suportar a carga aplicada. A Figura 2.34 apresenta a curva de Stribeck, em que são apresentados os quatro regimes de lubrificação em um gráfico que apresenta o coeficiente de atrito pela espessura do filme específica. A Figura 2.35 apresenta as relações de espessura de filme e de desgaste com o tipo de lubrificação. Na Figura 2.35c, o desgaste não é apresentado para a situação de lubrificação hidrodinâmica, uma vez que não há contato entre as superfícies e os mecanismos de falha se

dão, principalmente, por fadiga ou cavitação (CHONG; DE LA CRUZ, 2014; GONÇALVES et al., 2017).

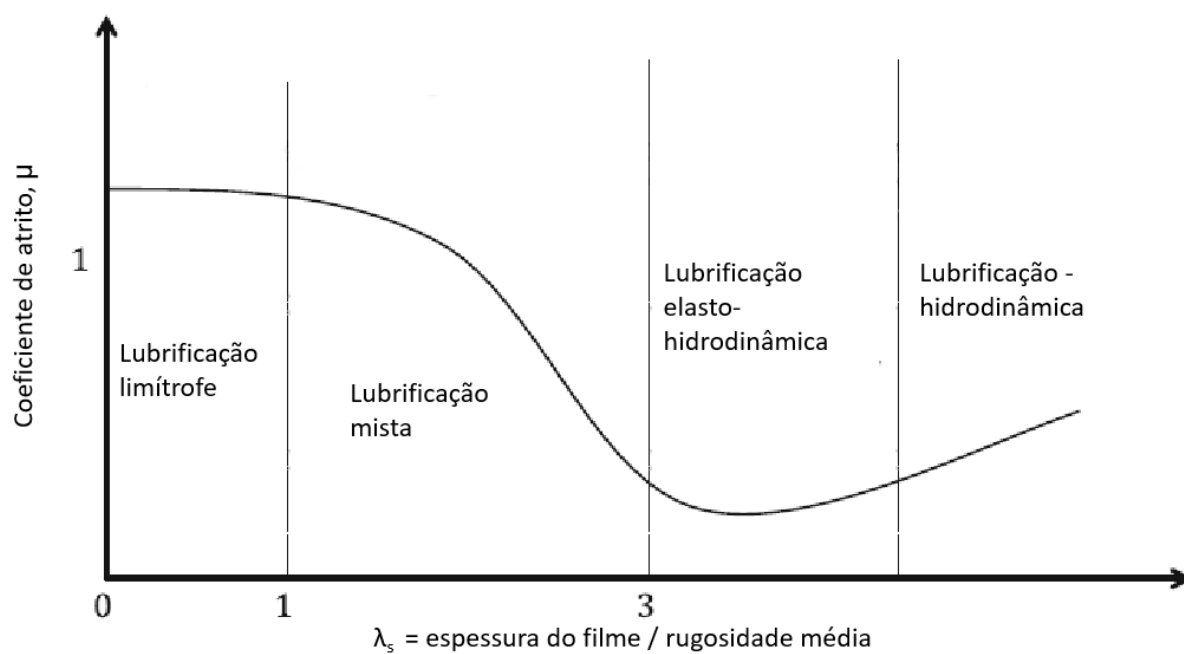


Figura 2.34 – Curva de Stribeck (CHONG; DE LA CRUZ, 2014).

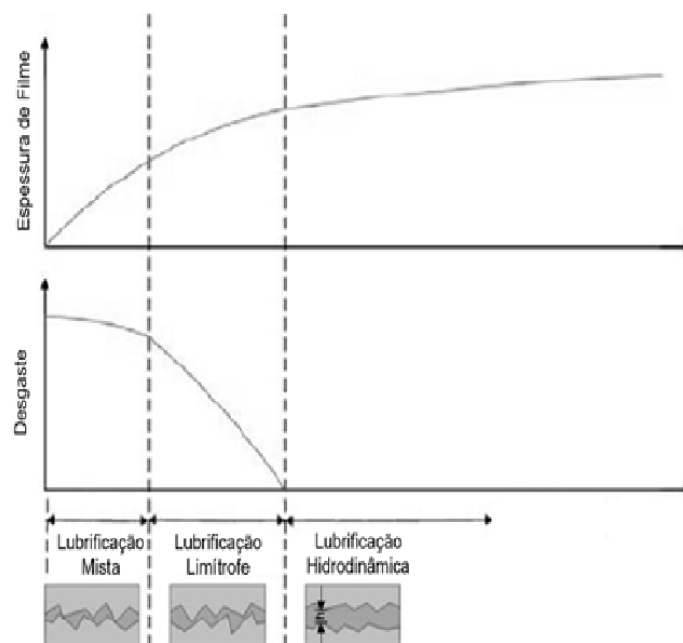


Figura 2.35 - Relação entre o regime de lubrificação com: (a) espessura de filme, (b) desgaste (Adaptado de CAVALCANTI, 2020).

O cálculo do regime de lubrificação pode ser realizado através da espessura do filme lubrificante, sendo esse último determinado pela equação 2.2:

$$\Lambda = \frac{h}{\sqrt{Sq_1^2 + Sq_2^2}} \quad \text{Equação 2.2}$$

Sendo os parâmetros definidos por:

- Λ = Espessura específica de filme;
- h = Espessura do filme lubrificante;
- Sq_1 = Rugosidade média quadrática do corpo 1; e
- Sq_2 = Rugosidade média quadrática do corpo 2.

A Tabela 2.6 correlaciona os valores de espessura específica de filme com os regimes de lubrificação e mostra os aditivos comumente utilizados nas graxas para cada situação (PROFITO, 2010; TERTULIANO et al, 2018; HUTCHINGS, 1992).

Tabela 2.6 - Relações entre espessura de filme, regime de lubrificação e aditivos utilizados na formulação das graxas (Adaptado de HUTCHINGS; SHIPWAY, 2017).

Contato Entre as Superfícies	Regime de Lubrificação	Λ	Tipo de Aditivo Indicado
Ocorre o contato entre as asperezas durante todo tempo	Limítrofe	≤ 1	Extrema pressão (EP) e Antidesgaste (AW)
Contato entre as asperezas ocorre eventualmente	Mista	$1 \leq \Lambda \leq 3$	Antidesgaste (AW) e Modificadores de atrito (FM)
Não ocorre contato entre as asperezas	Hidrodinâmica	≥ 3	Modificador de viscosidade (VII)

As graxas se comportam de forma distinta dos óleos quando se estuda o coeficiente de atrito e a espessura do filme em função do número de Hersey. Os óleos exibem, quando plotados em escala log-log, uma relação linear entre o número de Hersey e a espessura de filme, sendo os óleos sintéticos aqueles que apresentam uma menor espessura, o que é justificado pelo menor coeficiente de pressão-viscosidade. Já as graxas apresentam uma curva em V. Essas relações são demonstradas em uma revisão da literatura sobre efeito do espessante e do óleo base de graxas lubrificantes na espessura de filme realizada por Biazon et al (2021) e resumida na Figura 2.36. Para valores mais altos do número de Hersey, alcançado quando há lubrificação de filme completo, o comportamento da graxa é definido pelo seu óleo base, apesar de haver passagem do espessante pelo contato, com a diferença de apresentar uma espessura de filme ligeiramente maior. Conforme há a diminuição do número de Hersey, há um momento de transição, e a graxa não se comporta mais como um óleo e, a partir daí, a espessura de filme é determinada pela ação do espessante que se deposita na interface do contato (CAVALCANTI, 2020).

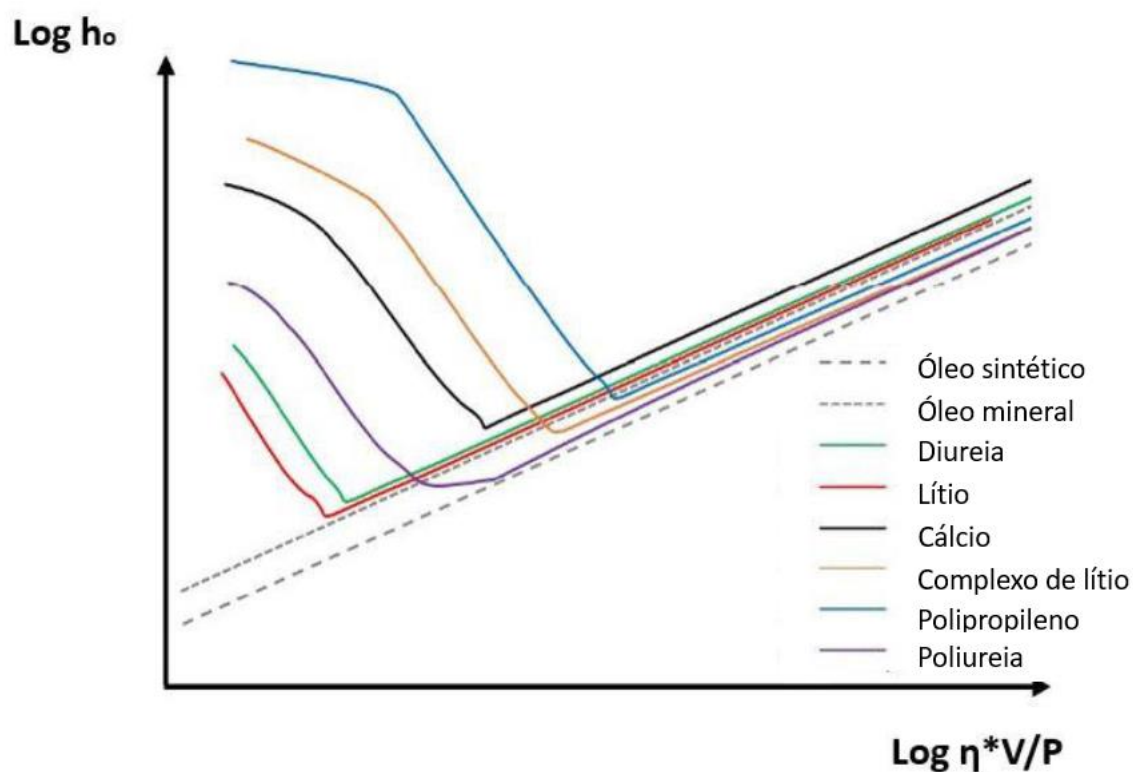


Figura 2.36 - Espessura de filme x Número de Hersey para graxas e óleos sem aditivos (Adaptado de BIAZON et al, 2021).

2.7.5 Desvantagens da Lubrificação

A lubrificação tem um papel muito importante na aplicação ferroviária, pois é utilizada para minimizar o desgaste e o RCF, e isso ocorre porque o uso das graxas reduz o atrito no contato roda-trilho. No entanto, a aplicação de graxas pode apresentar desvantagens, uma vez que as trincas superficiais se propagam em maior velocidade na presença das graxas. É necessário, então, avaliar o uso das graxas como um equilíbrio entre as vantagens e as desvantagens. Uma vez que, por um lado, a lubrificação adequada retarda a formação de trincas na superfície, reduz o atrito e o desgaste, por outro lado, essa acelera o crescimento de trincas já existentes na superfície do material. A Figura 2.37 apresenta as três formas pelas quais o lubrificante acelera a propagação de trinca, sendo elas: a) crescimento da trinca por cisalhamento: o fluido reduz o coeficiente de atrito nas faces da trinca aumentando a

propagação de trinca no modo II; b) crescimento hidráulico: o fluido é forçado dentro da trinca devido à dinâmica do contato, aumentando a propagação de trinca no modo I; c) crescimento de trinca por aprisionamento do fluido: o fluido é preso na cavidade da trinca pela dinâmica do contato e é empurrado em direção à ponta da trinca gerando uma alta tensão local, levando ao crescimento de trinca pelo modo I (CANNON; PRADIER, 1996; WANG et al., 2017b).

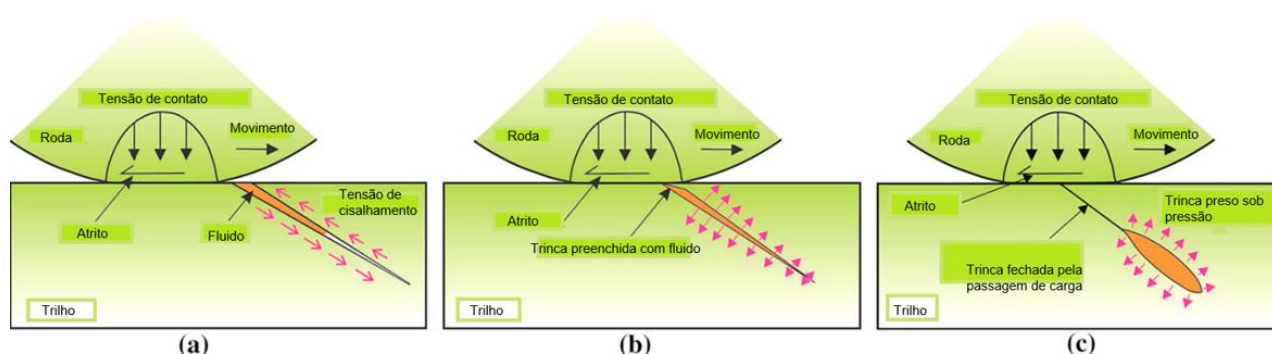


Figura 2.37 – Mecanismos de crescimento de trincas em contato lubrificado por três modos: (a) cisalhamento; (b) hidráulico; (c) retenção de fluido (WANG et al., 2017b).

Em um estudo, Wang et al (2017) avaliaram a propagação de trinca por efeito de água, óleo e graxa e concluíram que, para fluidos de baixa viscosidade, há uma maior facilidade em entrar no contato e promovem mais facilmente o crescimento de trincas por cisalhamento. Já para fluidos de maior viscosidade, há uma potencialização do mecanismo hidráulico de crescimento de trincas. No entanto, ainda faltam estudos para que a influência da formulação da graxa na propagação de trincas seja melhor compreendida (BIAZON et al., 2021; CANNON; PRADIER, 1996; FERRER, 2020; WANG et al., 2017b).

No ensaio disco-contra-disco, as trincas são geradas nos ciclos iniciais que são rodados a seco e após, a aplicação da graxa, a taxa de propagação de trincas aumenta significativamente, em especial no disco que está em menor velocidade de rotação. Isso se dá porque os discos que simulam a roda estão sujeitos a tensões circunferenciais compressivas e fecham a abertura da trinca nas trincas geradas nos primeiros ciclos, antes que haja contato com o lubrificante e, dessa forma, evitam que o lubrificante entre nas trincas. Já o disco que simula o trilho está sujeito a tensões circunferenciais trativas, o que

facilita a entrada da graxa na trinca. Em seguida, as tensões são revertidas e a trinca no trilho é fechada com a graxa em seu interior. Esse mecanismo é apresentado na Figura 2.38 (BIAZON et al., 2021; CANNON; PRADIER, 1996; FERRER, 2020; MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017).

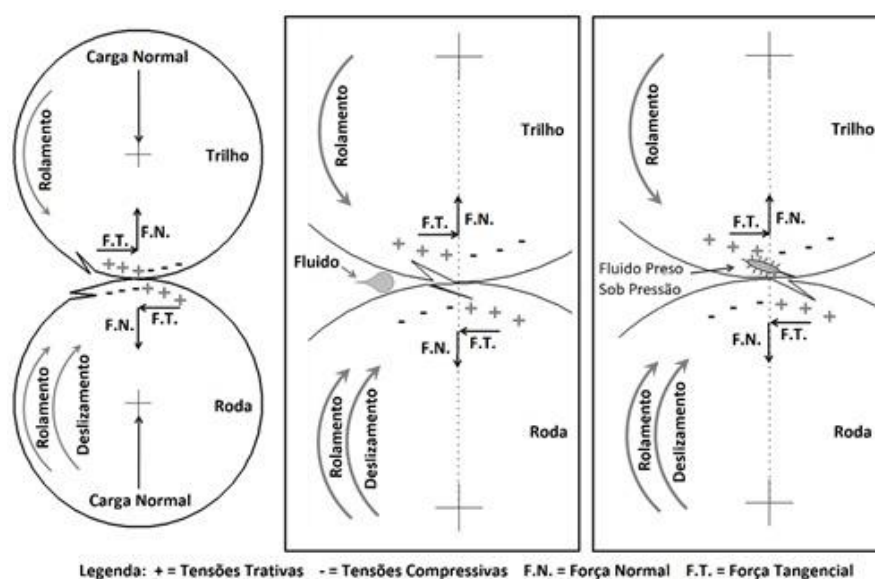


Figura 2.38 – Efeito de fluidos lubrificantes na propagação de trincas devido   pressão hidráulica e aprisionamento de fluido (MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017).

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Materiais

Para confecção dos corpos de prova, utilizou-se aço de roda ferroviária classe D microligada com nióbio e molibdênio. A análise da composição química foi realizada por espectrômetro de emissão óptica, marca Thermo Scientific, modelo ARL 3460 OES, e está apresentado na Tabela 3.1. O aço em estudo foi denominado como 7NbMo.

Tabela 3.1 - Composição química do aço microligado 7NbMo utilizado (% massa).

Aço	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Nb
7NbMo	0,71	0,43	0,84	0,017	0,008	0,276	0,203	0,02

Os discos foram, então, retirados do material da roda, sendo dois discos para cada ensaio. Cada par foi, então, usinado segundo as dimensões apresentadas na Figura 3.1.

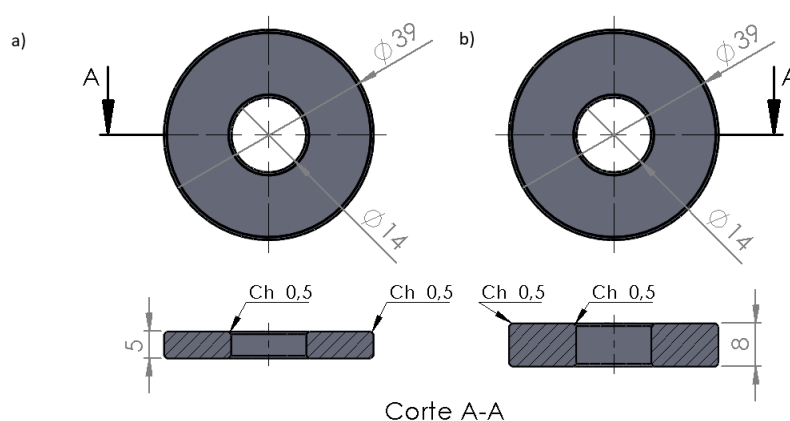


Figura 3.1 - Dimensões de usinagem dos discos. (a) disco superior; (b) disco inferior.

Nos ensaios lubrificados foram utilizados quatro tipos de graxas diferentes, a fim de avaliar a influência dos espessantes (lítio e cálcio) e das viscosidades (50 e 500 cSt). As características das graxas testadas estão apresentadas na tabela 3.2. As graxas foram

formuladas e cedidas pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná e essas são compostas pelo mesmo óleo base, que é mineral, e o mesmo pacote de aditivos, que contém antioxidantes, dispersantes, detergentes, compostos de extrema pressão, antidesgaste e modificadores de atrito como é comum à maioria das graxas. Além disso, o pacote conta com 5% de aditivos sólidos MoS_2 . As graxas se diferenciam, então, na viscosidade e nos espessantes, que possuem morfologias diferentes, uma vez que o cálcio se apresenta com morfologia esférica e o lítio, com morfologia fibrosa.

Tabela 3.2 - Características físicas das graxas utilizadas

Graxa	Viscosidade a 40 °C (cSt)	Óleo base	Espessante	Morfologia do espessante	Teor de espessante (%)
Ca50	50	Mineral	Cálcio	Esférica	10
Li50	50	Mineral	Lítio	Fibrosa	10
Ca500	500	Mineral	Cálcio	Esférica	7
Li500	500	Mineral	Lítio	Fibrosa	7

3.2 Procedimentos Experimentais

O procedimento experimental realizado para avaliar o desempenho das graxas em estudo foi dividido em algumas etapas e está detalhado no fluxograma da Figura 3.2.

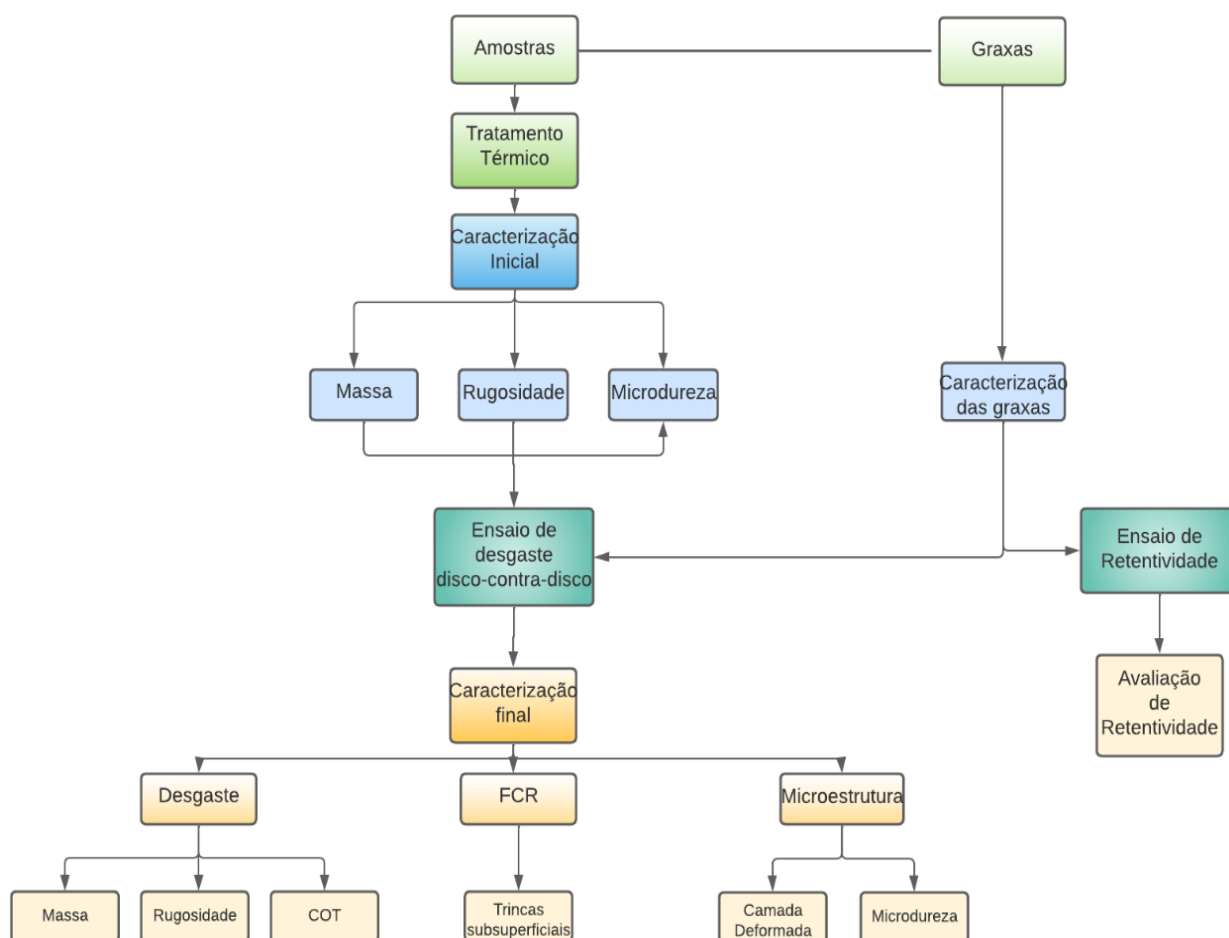


Figura 3.2 - Fluxograma da metodologia utilizada.

3.2.1 Tratamento Térmico

Após a usinagem, os discos passaram por austenitização a 900 °C e tratamento isotérmico de forma a se alcançar a dureza desejada. Os tratamentos isotérmicos foram realizados em banho de estanho nas temperaturas de 575 e 615 °C para trilho e roda respectivamente, de forma a obter o disco que simula o trilho com dureza de 360 HV e o disco que simula a roda com dureza de 325 HV. As durezas do trilho foram escolhidas segundo a média de dureza dos trilhos utilizados pela VALE S.A. e para a dureza das rodas, utilizou-se a relação de dureza $\frac{H_{RODA}}{H_{TRILHO}} = 0,9$. As temperaturas de tratamento isotérmico foram escolhidas segundo Rezende et al, 2019, como é apresentado na Figura 3.3.

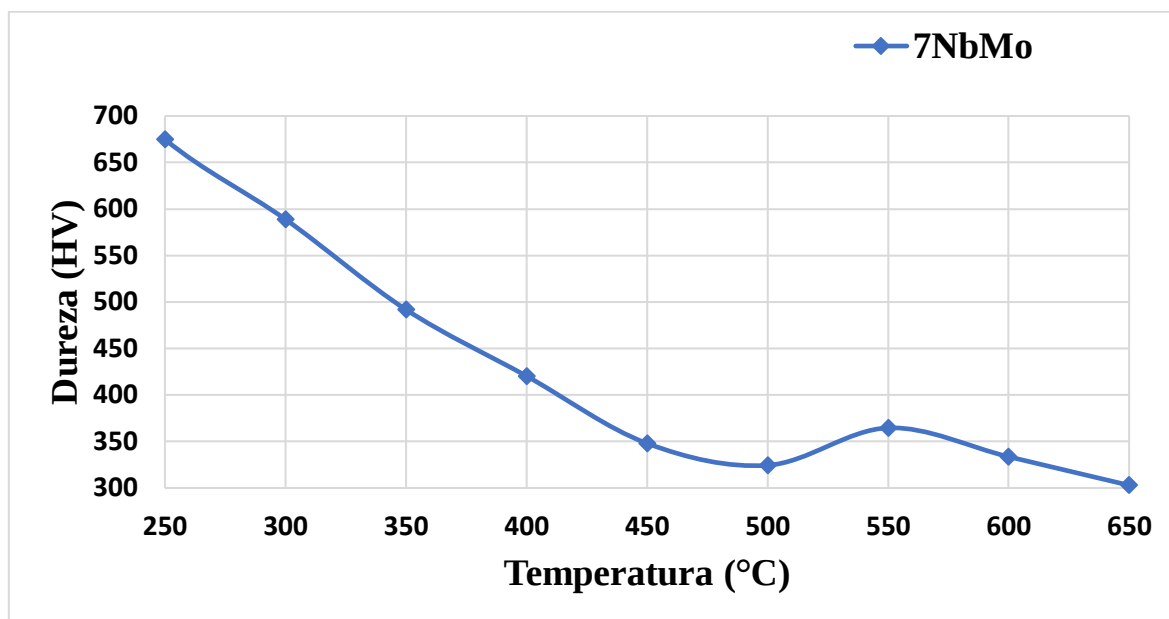


Figura 3.3 - Dureza Vickers para amostras do aço 7NbMo após tratamento isotérmico (Adaptado de REZENDE et al., 2019).

O aço microligado 7NbMo, após tratado isotermicamente, apresentou microestrutura predominantemente perlítica, com lamelas alternadas de ferrita e cementita, com pequenos sítios de ferrita proeutetoide de contorno de grão, como apresenta a Figura 3.5 tanto para a roda quanto para o trilho. Segundo Silva e Mei (2021), os microligantes Nb e Mo estabilizam a ferrita e, por isso, ela se apresenta em uma pequena fração nesse aço. Na Figura 3.4, é possível perceber que as microestruturas da roda e do trilho são bem parecidas, no entanto a Figura 3.4a, que apresenta a microestrutura da roda, apresenta uma maior concentração de ferrita de contorno de grão, o que justifica a menor dureza desse disco.

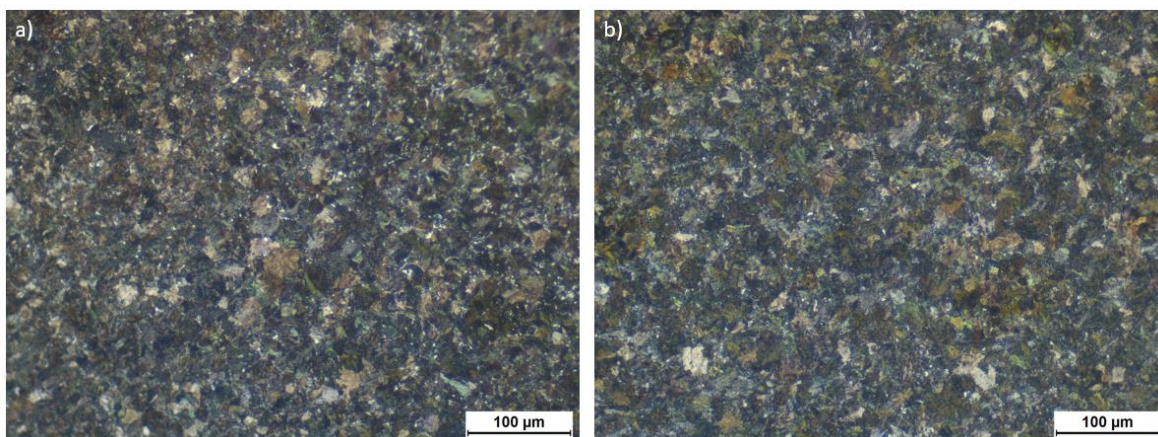


Figura 3.4 - Microestrutura predominantemente perlítica com pequenos grãos de ferrita nos contornos de grão obtida após os tratamentos isotérmicos no aço 7NbMo. Ataque realizado com o reativo Nital 2%. 200x. (a) roda; (b) trilho.

3.2.2 Medidas de massa

As massas dos discos foram medidas utilizando uma balança analítica com precisão de 0,0001 g da marca Shimadzu modelo AUY 220 do Laboratório de Fusão por Feixe de Elétrons e Tratamentos Termomecânicos da FEM-UNICAMP.

3.2.3 Rugosidade

Após os tratamentos térmicos, os discos passaram por uma última etapa de usinagem, processo que gera defeitos na superfície dos discos. Como forma de eliminar esses defeitos, os discos tiveram as superfícies de rolamentos lixadas em papéis abrasivos de SiC, variando a granulometria de #100 a #1200, de forma a obter uma superfície com menos defeituos e mais homogênea. A Figura 3.5 apresenta um par de discos após o processo de lixamento. A rugosidade inicial (R_a), após o lixamento dos discos, apresentou uma média de $0,08 \pm 0,02 \mu\text{m}$. Após o lixamento, todos os corpos de prova foram lavados com água e sabão e seguido de banho de ultrassom por 15 minutos com álcool 99% e, finalmente, para secar, usou-se ar quente.

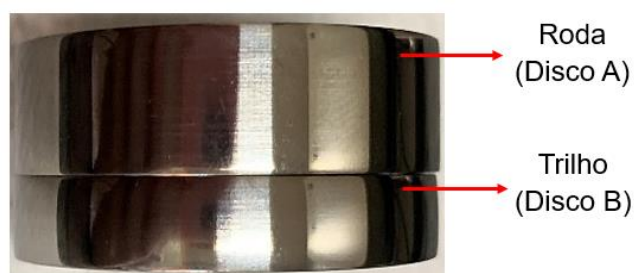


Figura 3.5 - Superfície dos discos após lixamento.

A superfície foi, então, analisada e a rugosidade foi medida segundo o parâmetro de rugosidade média (R_a) com o auxílio do rugosímetro da marca Mitutoyo modelo SJ-210 do Laboratório de Tribologia FEM-UNICAMP. As medidas foram realizadas em três regiões de cada disco (0° , 90° e 180°) conforme mostra o desenho esquemático da Figura 3.6. Os parâmetros utilizados no rugosímetro para “*short cutoff*” foram: $n=10$, $\lambda=0,25$ mm e passo 0,5 mm/s de acordo com a norma ISO 4287:1996.

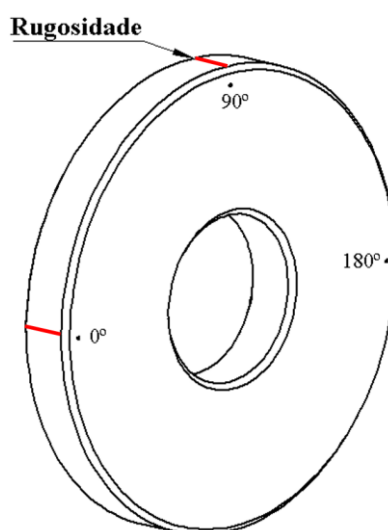


Figura 3.6 - Posições de medição da rugosidade média (R_a).

3.2.4 Caracterização das graxas

3.2.4.1 Reologia

Para caracterização reológica das graxas, foi utilizado o reômetro Haake Mars III do Laboratório de Reometria que pertence ao Centro de Pesquisa em Reologia e Fluidos Não Newtonianos (CERNN) da UTFPR. A Figura 3.7 apresenta o reômetro usado. A geometria utilizada nos testes foi de placa-placa, a temperatura foi de 20°C e a espessura foi de 0,5 mm e os ensaios foram realizados em triplicata. Foram realizados dois tipos de ensaio: rampa de taxas, para levantamento da curva de escoamento, e teste oscilatório. No teste de escoamento, a taxa de cisalhamento é mantida constante por 30 minutos e, a partir desse momento, a taxa é aumentada. As taxas de escoamento utilizadas foram 3, 5, 10, 30, 50, 100, 300, 500 s^{-1} .



Figura 3.7 - (a) Reômetro Haake Mars III; (b) Zoom na geometria utilizada no ensaio.

As graxas apresentam comportamento viscoelástico, são dependentes do tempo e são fluidos não-newtonianos. Para caracterizá-la foram realizados ensaios oscilatórios para determinar a tensão de escoamento. Nas graxas, a tensão de escoamento marca a mudança do

comportamento completamente elástico para predominantemente viscoso (CYRIAC, 2015; GREEN, 1949; HOUWINK e DE DECKER, 1971). O teste oscilatório apresenta, como resultado, as curvas G' , que é o módulo elástico do material, e G'' , módulo viscoso. Quando $G' > G''$ o material se comporta como um sólido até uma tensão crítica, em que as duas curvas se cruzam. Acima dessa tensão, as partículas do espessantes não podem mais se recuperar elasticamente e o material passa a escoar. Essa tensão crítica é chamada de tensão de escoamento. A Figura 3.8 apresenta as curvas de G' e G'' para as graxas em estudo, com detalhe para o cruzamento das curvas. A Tabela 3.3 apresenta os valores de tensão de escoamento para as graxas. Os valores de tensão são apresentados segundo a média e o desvio padrão para cada condição

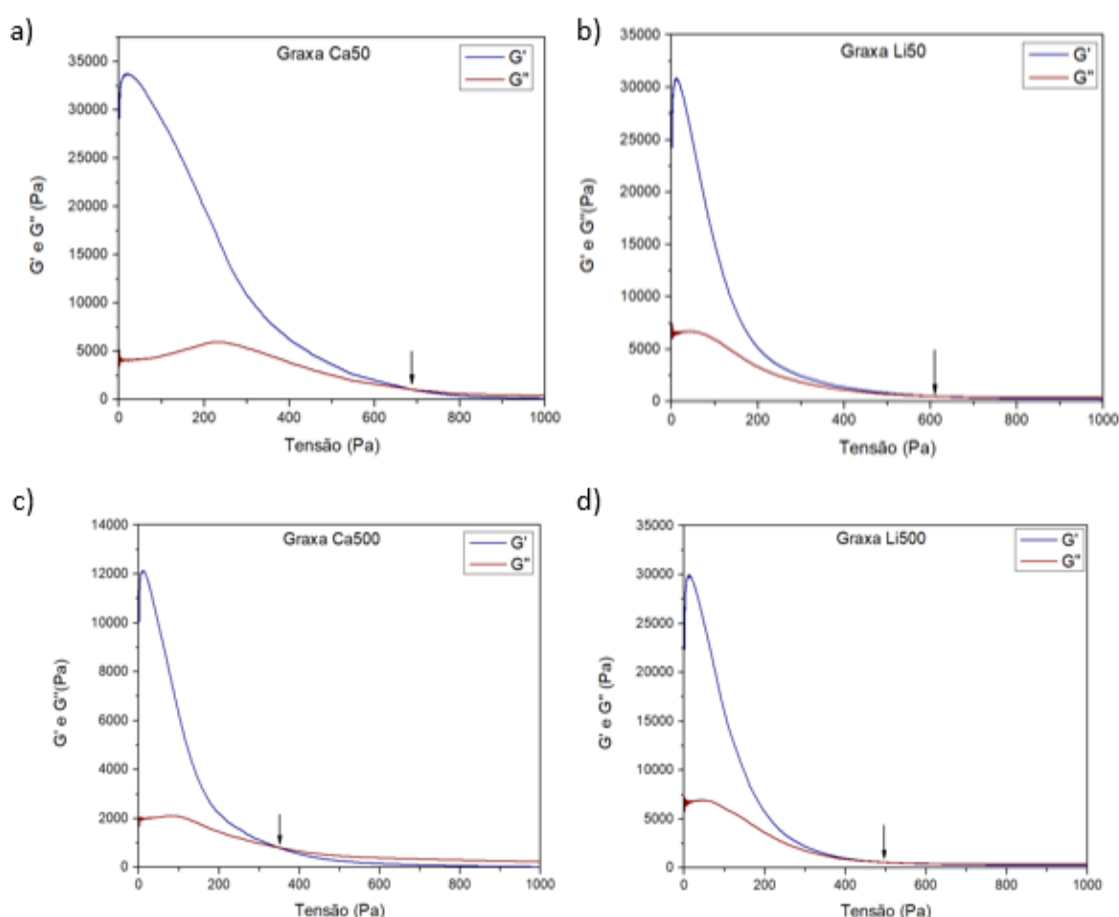


Figura 3.8 - Curva dos módulos e elasticidade e viscosidade para as graxas em estudo. A seta indica o cruzamento das curvas, no valor de tensão de escoamento. (a) Ca50; (b) Li50; (c) Ca500; (d) Li500.

Tabela 3.3 – Valores de tensão de escoamento para as graxas em estudo.

Graxa	Tensão de escoamento (Pa)
Ca50	681,1 ± 9,3
Li50	600,4 ± 11,5
Ca500	347,8 ± 5,9
Li500	518,2 ± 19,6

Observa-se que há uma relação entre a tensão de escoamento e a viscosidade das graxas. Quando a viscosidade é aumentada, há uma diminuição no valor da tensão de escoamento. No entanto, os espessantes não seguem um padrão. Em viscosidades mais baixas, o espessante de cálcio garante maior tensão de escoamento para a graxa, já para viscosidades mais altas, ocorre o contrário, o lítio apresenta maior tensão. Isto decorre da influência do processo de manufatura da graxa, que pode gerar graxas com comportamentos reológicos completamente distintos, mesmo que suas formulações sejam idênticas.

No teste de escoamento, estipula-se patamares de tensão de cisalhamento e a tensão é aumentada quando o material atinge a situação de equilíbrio. No entanto, como pode ser visto na Figura 3.9, todas as graxas testadas apresentam um pico de tensão seguido de uma queda contínua dentro do tempo testado (30 minutos), ou seja, o tempo não foi suficiente para que a graxa entrasse em regime permanente nessa taxa.

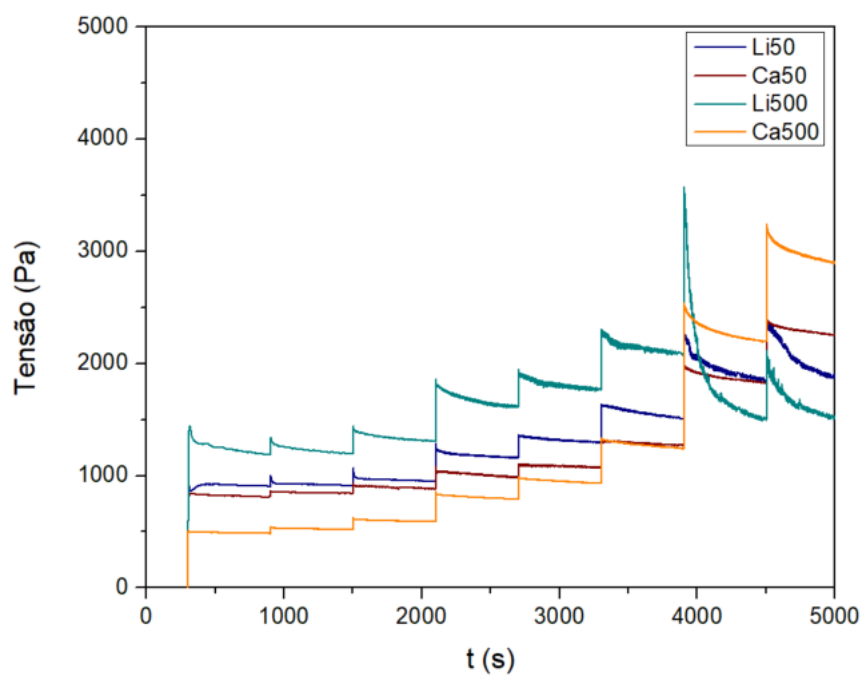


Figura 3.9 - Curva Tensão x Tempo para as quatro graxas testadas.

A partir dos dados da Figura 3.9, foi possível encontrar as relações entre tensão e taxa e viscosidade e taxa. Os resultados estão apresentados nas Figuras 3.10 e 3.11. Na região em questão, as graxas apresentam um crescimento na tensão e uma queda seguida de um patamar de estabilidade na viscosidade, seguido de um patamar de estabilidade com o aumento da taxa de cisalhamento.

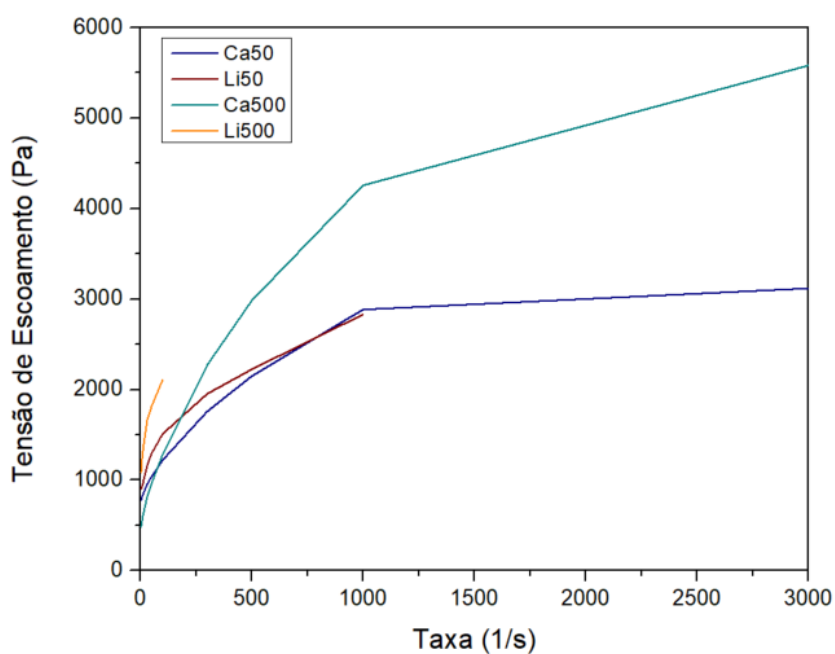


Figura 3.10 - Curva de escoamento em função da taxa de cisalhamento para as graxas em estudo.

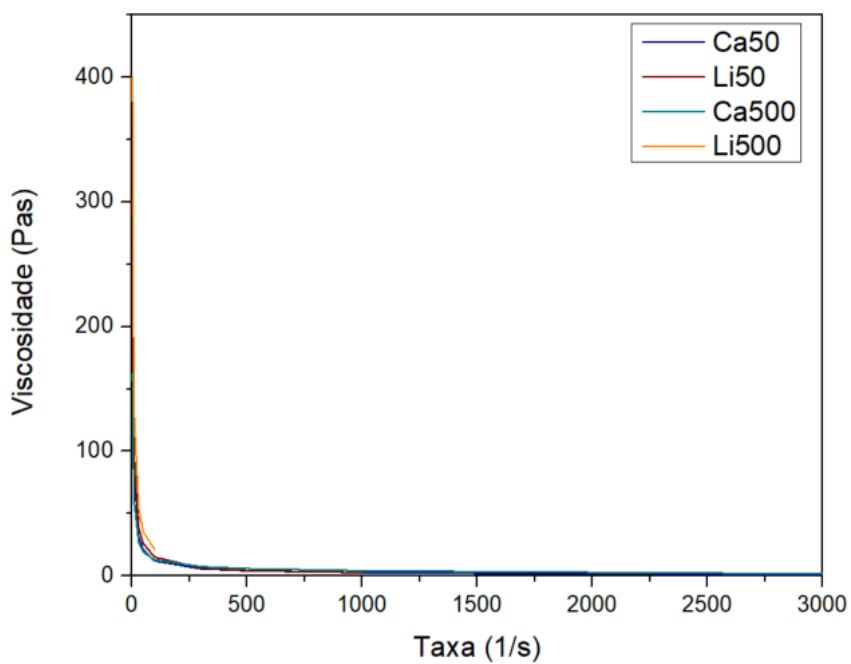


Figura 3.11 - Curva da variação da viscosidade em função da taxa de cisalhamento para as graxas em estudo.

Na Figura 3.10 e 3.11, observa-se que as curvas para as graxas espessadas com lítio (Li50 e Li500) apresentaram vazamento para fora das placas mesmo para baixas taxas de cisalhamento, já as graxas espessadas com cálcio não apresentaram vazamento durante os ensaios até a taxa de 300 s^{-1} . Para uma melhor caracterização das graxas, seria ideal que os ensaios fossem realizados em um intervalo bem maior de taxas de cisalhamento, desde taxas na ordem de 10^{-4} até 10^6 s^{-1} como é apresentado por Cousseau (2013). No entanto, em taxas muito pequenas, as graxas apresentaram o fenômeno de wall-slip, que é o deslizamento junto à parede das placas e, para taxas muito altas, ocorreu o vazamento durante os ensaios.

Conhecer o comportamento reológico de graxas para aplicação ferroviária é relevante por estar associado a forma e quantidade de graxa que é depositada no canto de bitola (Figuras 2.26 e 2.27). Além disso, o coeficiente de atrito é diretamente proporcional a tensão limite de escoamento, apesar de não ser o fator determinante (MORGADO et al, 2009).

3.2.4.2 Espectroscopia na região do Infravermelho

Foram realizados ensaios de espectroscopia na região do infravermelho como forma de caracterização e detecção dos componentes das graxas. Esses ensaios foram realizados no espectrofotômetro com transformada de Fourier (FTIR) equipado com acessório ATR da marca PIKE modelo MIRACLE com cristal de ZnSe, a resolução medida é de 4cm^{-1} , faixa de leitura de 4000 a 650 cm^{-1} e 256 varreduras por amostra. Os ensaios foram realizados no laboratório de Espectroscopia do departamento de química da UTFPR. Após a obtenção dos gráficos, os dados foram tratados com auxílio do software Origin, e os sinais encontrados foram comparados com dados já existentes na literatura.

As graxas em estudo foram analisadas e os espectros FTIR foram avaliados. A Figura 3.12 apresenta os espectros para as graxas Ca50, Li50, Ca500 e Li500. Os picos, nos determinados locais, apresentam ligações que são típicas de certos compostos. Para identificar os picos associados ao óleo base, ao espessante e aos aditivos, foram realizados os ensaios para algumas graxas e óleos base conhecidos a título de comparação. Em uma primeira investigação, foram analisados óleos minerais e base éster, como mostra a figura 3.13. Pela comparação, fica claro que as graxas em estudo são compostas por óleo base mineral, uma vez que as curvas vão se sobrepor, com algumas diferenças que são referentes aos aditivos

e aos espessantes. Os óleos minerais apresentam diferenças em relação à base éster. Os óleos minerais não apresentam alguns sinais que são vistos nos ésteres, como sinais de carbonila (C=O) em 1741 cm^{-1} , de estiramento C-O em $1164, 1119, 1095, 1060\text{ cm}^{-1}$. Além disso, percebe-se, nos óleos de base éster, uma banda larga de ligação (-O-H) entre 3700 e 3100 cm^{-1} que, ao ser acompanhada de um sinal de carbonila em 1712 cm^{-1} , caracteriza um ácido carboxílico, que pode representar a degradação do éster. Ainda se observa um sinal em 3006 referente a hidrocarbonetos de dupla ligação (C=C).

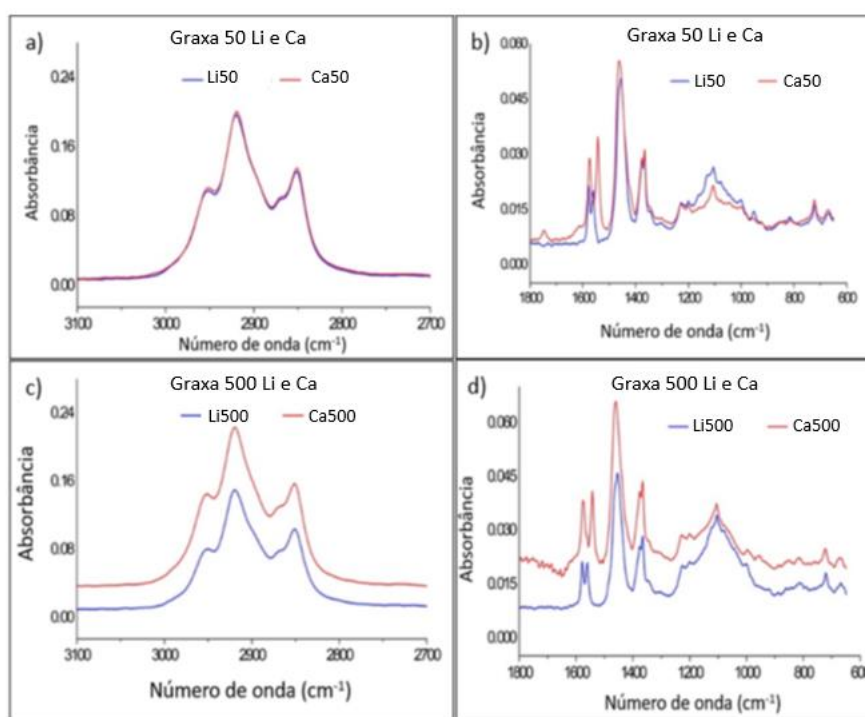


Figura 3.12 - Espectro FTIR para as graxas estudadas. (a) e (b): Li50 e Ca50; (c) e (d): Li500 e Ca500.

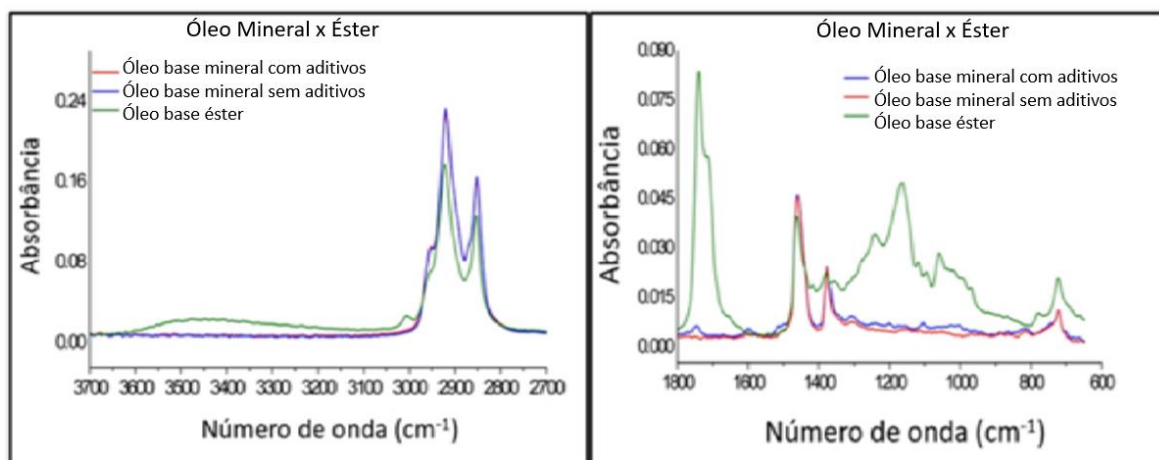


Figura 3.13 - Espectro FTIR para óleos base minerais com e sem aditivos e base éster.

Os óleos minerais apresentam sinais semelhantes na primeira região, visto na Figura 3.13, que são correspondentes a hidrocarbonetos. Na segunda região é possível ver sinais que diferenciam os óleos bases com e sem aditivos. A Figura 3.14 apresenta os óleos com e sem aditivos para melhor observação dessas diferenças. Observa-se que as graxas com aditivos apresentam sinal de carbonila (C=O) em 1747 cm^{-1} que, quando combinada com o sinal em 1005 cm^{-1} (C-O), caracteriza um éster, usual em aditivos de controle de atrito (COUSSEAU, 2013). Além disso, percebem-se sinais de antioxidante amínico (-NH_2) em 1600 cm^{-1} e em 1515 cm^{-1} . Em 1201 cm^{-1} percebem-se sinais da ligação (-C-N), em 1105 cm^{-1} sinais de fosfato (PO_4^{3-}) e ainda outros sinais que são associados ao aditivo antidesgaste ZDDP (P-O-(C)) em 1029 cm^{-1} , 1008 cm^{-1} , 982 cm^{-1} e em 663 cm^{-1} (P=S). Os aditivos que são compostos de molibdênio e MoS_2 não são observados, uma vez que aparecem fora da região analisada, abaixo de 600 cm^{-1} . Alguns desses picos estão sinalizados na segunda região da Figura 3.14 (SALEHI, MORINA E NEVILLE, 2018, STUART, 2004).

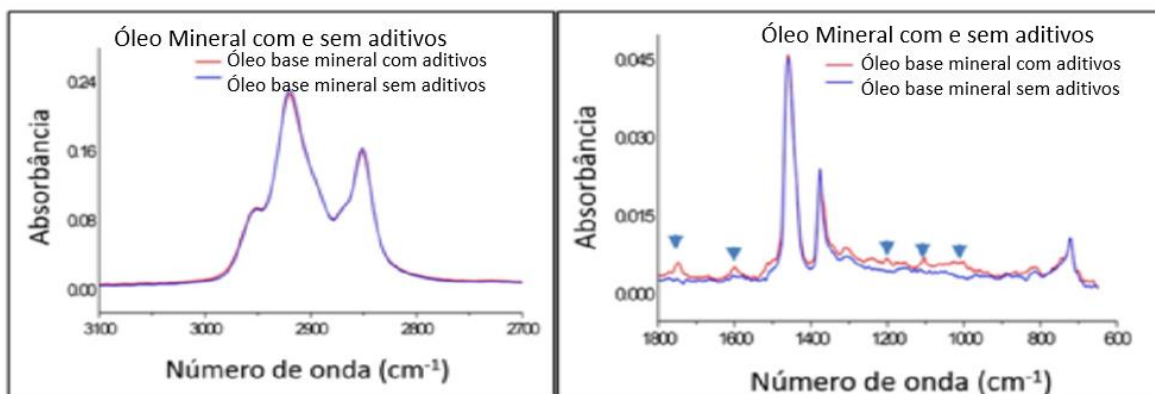


Figura 3.14 - Espectro FTIR para óleos base minerais com e sem aditivos

A Figura 3.15 apresenta a comparação entre as graxas de lítio e de cálcio com graxas comerciais. Nas graxas de lítio observam-se sinais na região entre 900-1300 cm^{-1} e dois picos em 1578 e 1560 cm^{-1} (esses são relativos à ligação ($-\text{CO}_2-$)) que não estão presentes nos óleos base, nem com aditivos, nem sem aditivos. Também se destacam os sinais em 1365, 1227, 1200, 1105, 1001 e 816 cm^{-1} . Sendo assim, esses sinais são atribuídos aos espessantes, uma vez que não se relacionam ao óleo base ou aos aditivos. Entre 1280 e 1000 cm^{-1} observam-se nas graxas, tanto de lítio quanto de cálcio, picos referentes a compostos silicatos, que são componentes comuns em espessantes. Nas graxas de espessante cálcio, os sinais atribuídos à ligação ($-\text{CO}_2-$) são vistos um pouco mais deslocados, em relação às graxas de lítio, se mostrando nas posições 1576 e 1543 cm^{-1} (SALEHI, MORINA E NEVILLE, 2018, STUART, 2004).

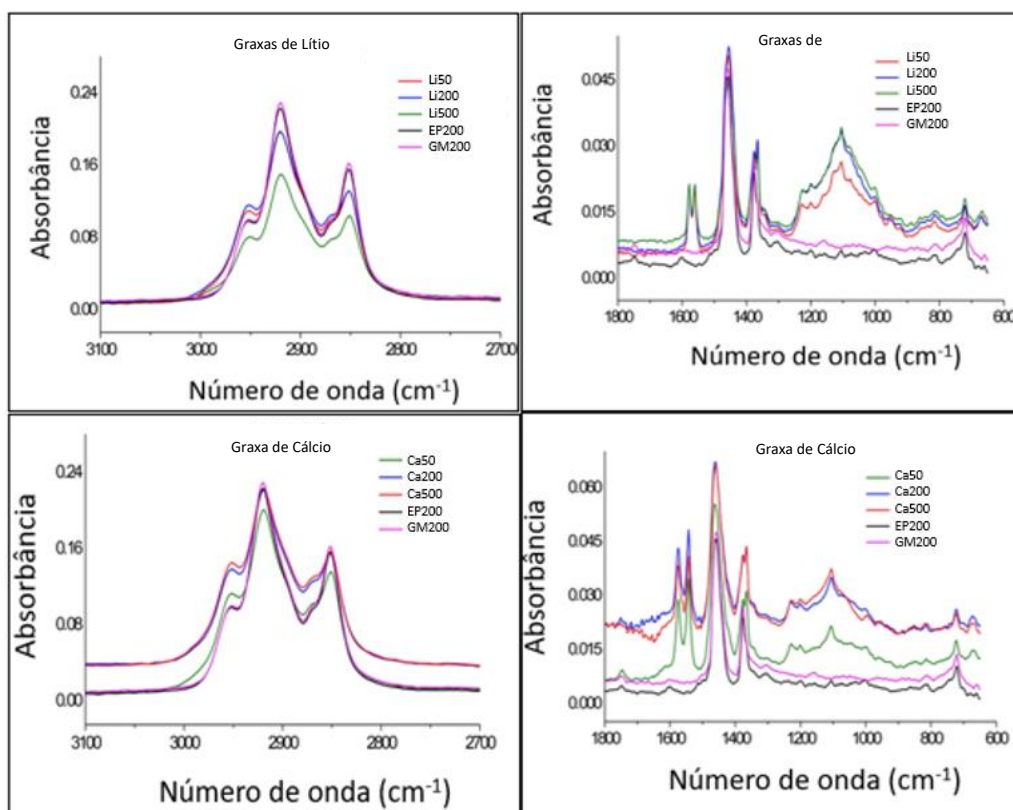


Figura 3.15 - Espectro FTIR para as graxas estudadas e comparação com graxas comerciais (a) e (b): espessante lítio; (c) e (d): espessante cálcio.

Conclui-se, então, que com a técnica FTIR foi possível diferenciar o tipo de óleo base das graxas e ainda diferenciar as regiões características dos óleos bases e dos outros componentes das graxas. Ainda se distinguiu as graxas de lítio e de cálcio por meio de sinais diferentes apresentados pelos espessantes. No entanto, para detectar alguns aditivos compostos por molibdênio que são comumente utilizados, é necessário utilizar um equipamento que meça um intervalo maior, a partir de 400 cm^{-1} .

3.2.5 Ensaio de desgaste disco-contra-disco

Os ensaios de desgaste foram realizados em um tribômetro disco-contra-disco do Laboratório de Tribologia da FEM-UNICAMP de forma que se pudesse reproduzir as condições de contato de força com deslizamento (dado pela diferença de velocidade de rotação do disco superior e inferior) e simular a fadiga de contato por rolamento com deslizamento. A máquina utilizada funciona de maneira automática, de forma que dois eixos são rotacionados por motores independentes e um servomotor que tem como função aplicar

a carga normal. A máquina conta, ainda, com diversos sensores acoplados para a captura de dados como carga aplicada, velocidade de rotação dos eixos, temperatura do contato, torque. O esquema de montagem da máquina é mostrado na Figura 3.16.

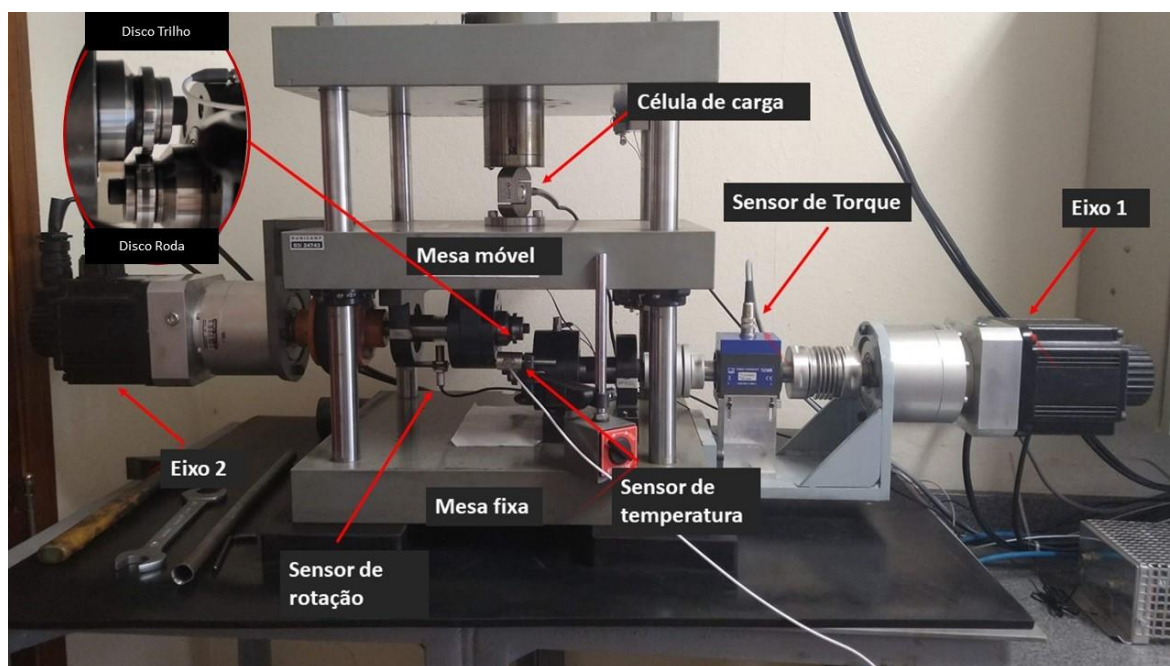


Figura 3.16 - Máquina de desgaste por rolamento com deslizamento tipo disco-contra-disco do laboratório de Tribologia da FEM/UNICAMP; a ampliação apresenta a região de contato dos discos.

Nessa montagem do tribômetro disco-contra-disco, o disco posicionado no eixo superior tem a velocidade fixada como parâmetro do ensaio e simula o trilho. Já o disco inferior, que possui menor espessura, tem a velocidade de rotação reduzida do escorregamento definido para o ensaio e simula a roda ferroviária. Essa montagem é padronizada por Lewis (2017). O ensaio é realizado com a presença dos debrís que são gerados pelo desgaste dos discos. Os fenômenos de desgaste e FCR que são observados nos discos após o ensaio são mais visíveis no disco superior, uma vez que esse simula a frenagem da roda ao passar por trecho de curva na ferrovia (REZENDE et al., 2020; ZAPATA; JARAMILLO; TORO, 2011; ZHOU et al., 2016).

Os ensaios foram realizados de duas formas diferentes: os ensaios lubrificados para avaliar o desempenho das graxas e os ensaios a seco, a título de comparação. Os parâmetros

dos ensaios estão apresentados nas tabelas 3.4 e 3.5. Para cada condição o ensaio foi realizado com cinco repetições, e os resultados serão apresentados como a média e o desvio padrão dos cinco ensaios. Em todos as condições, a temperatura foi monitorada durante o ensaio, com o auxílio de um medidor infravermelho sem contato. Para a aplicação da quantidade certa de graxa, aplicou-se, em uma lâmina de vidro, a quantidade estimada referente ao intervalo 0,01 a 0,02g em 10 repetições, como mostra a Figura 3.17. Esse procedimento foi repetido para todas as graxas em estudo. Encontrou-se, então, um valor médio de $0,013 \pm 0,001\text{g}$. Nos ensaios lubrificados, rodou-se 12 000 ciclos a seco, com objetivo de formar trincas nos discos, e, em seguida, aplicou-se aproximadamente 0,013 g de graxa por minuto, utilizando-se de uma seringa, como mostra a Figura 3.18.



Figura 3.17 - Teste para determinar quantidade de graxa aplicada.

Tabela 3.4 - Parâmetros dos ensaios lubrificados

Espessante	Viscosidade (cSt)	Velocidade (rpm)	Pressão máxima de contato (GPa)	Carga
Lítio e Cálcio	50 e 500	Trilho (Disco B) = 168,3 Roda (Disco A) = 170	1,1	135 kgf / 1323,9 N
Geometria do contato	Escorregamento (%)	Ciclos a Seco (1.000 ciclos)	Ciclos lubrificados (1.000 ciclos)	Taxa de aplicação (g/min)
Plano	1	12	8	0,013

Tabela 3.5 - Parâmetros dos ensaios a seco

Número de Ciclos (1.000 ciclos)	Velocidade (rpm)	Pressão máxima de contato (GPa)
12 e 20	Trilho (Disco B) = 168,3	1,1
	Roda (Disco A) = 170	
Carga (kgf)	Geometria do contato	Escorregamento (%)
135	Plano	1

Daqui em diante será usado o termo **Roda**, em vez de disco A, e **Trilho**, em vez de disco B, no texto e nas tabelas e gráficos para facilitar a compreensão dos resultados.



Figura 3.18 – Seringa com graxa para aplicação.

3.2.6 Caracterização final

Após os ensaios, os corpos de prova foram limpos com escova, água e sabão e novamente seguido de banho de ultrassom por 15 minutos com álcool 99%, finalizando com o secamento com ar quente. Em seguida, os discos seguiram para as análises pós-ensaios.

3.2.6.1 Avaliação do desgaste

As medições de massa e de rugosidade foram realizadas conforme já descrito nos tópicos 3.2.2 e 3.2.3 respectivamente.

Um dos sensores acoplados à máquina fornece, a cada instante do ensaio, o valor de torque do sistema. Após o ensaio, então, foi calculado o Coeficiente de Tração (COT),

também chamado de coeficiente de atrito, de acordo com a equação 3.1 (ARIAS-CUEVAS et al., 2010; SEO et al., 2016a).

$$\text{COT} = \frac{T}{F.R} \quad \text{Equação 3.1}$$

Sendo:

COT = Coeficiente de Tração (adimensional);

T = Torque (N.m);

r = Raio (m); e

F = Carga aplicada (N).

Com os dados obtidos após a realização dos ensaios no tribômetro disco-contra-disco, calculou-se a taxa de desgaste como forma de representar a perda de massa de cada disco e, para isso, usou-se a equação 3.2

$$\text{TD} = \frac{M_i - M_f}{N^{\circ} \text{ de Ciclos} \cdot \pi D} \quad \text{Equação 3.2}$$

Sendo:

- TD = Taxa de desgaste (mg/m)
- Mi = Massa do disco inicial (mg);
- Mf = Massa do disco final (mg); e
- D = Diâmetro do disco (m).

3.2.6.2 Avaliação de FCR

Para avaliação da FCR, com análise das trincas, e determinação dos mecanismos de desgaste atuantes nos discos na subsuperfície, foram feitas imagens utilizando o microscópio óptico (MO) Leica DM ILM pertencente ao Grupo de Pesquisa de Semissólidos da Unicamp, coordenado pelo professor Eugênio Zoqui. Já para a avaliação da subsuperfície, os discos

foram cortados em seções transversais, como mostra a Figura 3.20b, seguido de preparação metalográfica que consistiu em embutimento em baquelite, lixamento em papéis abrasivos de SiC, com granulometria variando de #100 a 1200# e polimento em suspensão de diamante de 6, 3 e 1 μm . Para a medição do comprimento, profundidade e ângulo das trincas da seção transversal foi utilizado o software de análise de imagem IMAGEJ (SCHNEIDER; RASBAND; ELICEIRI, 2012).

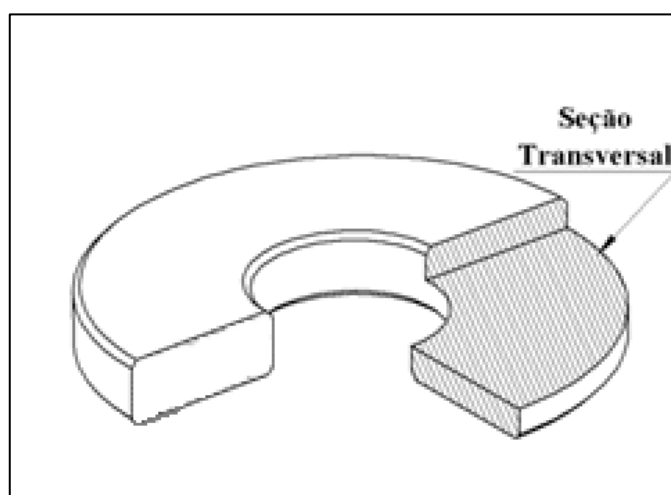


Figura 3.19 - Superfícies analisadas em MO para avaliação de FCR na seção transversal.

3.2.6.3 Avaliação da Microestrutura

Após a preparação metalográfica e a obtenção das imagens das trincas, as amostras foram atacadas com uma solução de Nital 2% para revelação da microestrutura. Utilizando imagens do mesmo MO especificado no tópico 3.2.6.2, foi medida a espessura da camada deformada, também utilizando o software de análise de imagem ImageJ.

As medidas de dureza na seção radial, para análise do perfil de dureza subsuperficial, foram realizadas com o auxílio de um durômetro Shimadzu HMV-5 pertencente ao Grupo de Pesquisa em Solidificação (GPS) da FEM-UNICAMP, utilizando carga de 0,3 kgf que foi aplicada durante o intervalo de 15s. Em cada amostra, foram realizadas cinco medidas para cada profundidade da amostra, até que a dureza atingisse o valor da matriz.

3.2.7 Ensaio de Retentividade

No tribômetro do tipo disco-contra-disco também foram realizados ensaios para avaliação da retentividade das graxas. Inicialmente, rodou-se 5000 ciclos a seco até que o COT já estivesse estabilizado. Em seguida, fez-se uma única aplicação do lubrificante. Os parâmetros do ensaio estão apresentados na Tabela 3.6. Após a aplicação do lubrificante, o ensaio seguiu até que o COT atingisse o valor do COT anterior à aplicação da graxa. Para cada graxa especificada (Ca50, Ca500, Li50 e Li500), os ensaios foram realizados com 6 repetições.

Tabela 3.6 - Parâmetros utilizados nos ensaios de retentividade

Espessante	Viscosidade (cSt)	Velocidade (rpm)	Pressão máxima de contato (GPa)
Lítio e Cálcio	50 e 500	Trilho (Disco B) = 168,3	1,1
		Roda (Disco A) = 170	
Carga (kgf)	Geometria do contato	Escorregamento (%)	Quantidade de lubrificante aplicada (g)
135	Plano	1	0,013

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Perda de Massa

A Tabela 4.1 e a Figura 4.1 apresentam a perda de massa de cada disco (roda e trilho) e pode-se afirmar que os ensaios geraram diferentes resultados para as variadas condições. Primeiramente, tem-se que, para a condição a seco, o desgaste da roda é significativamente maior que o desgaste do trilho, e isso ocorre pela diferença de dureza entre os dois discos. Como a dureza do trilho é maior, esse causa um desgaste abrasivo na roda, que apresenta maior perda de massa. O ensaio foi realizado sem remoção de debris, ou seja, há a presença de um terceiro corpo que provoca desgaste abrasivo nos discos, sendo esse mais evidente no disco A (LEWIS et al., 2019). Para as condições lubrificadas, percebeu-se que, em ambas as viscosidades testadas, as graxas com espessante de cálcio apresentaram um desgaste ligeiramente maior que as graxas com espessante de lítio. Para as graxas de 50 cSt, esse desgaste da graxa de cálcio é 15% maior, enquanto para as graxas de 500 cSt é 20% maior. Segundo Biazon et al (2021), isso se justifica porque, para baixos valores de razão Λ (Λ), que representa a espessura específica do filme, o filme é formado predominantemente por espessante, e por tanto, este tem papel fundamental no controle do atrito e do desgaste. Sendo assim, para condições de lubrificação limítrofe ($\Lambda < 1$) e mista ($1 < \Lambda < 3$), o efeito do espessante é evidente nos testes, uma vez que, para uma mesma viscosidade e mesmo pacote de aditivos, as graxas formuladas com espessante de lítio apresentam menor desgaste dos discos. Os valores de Λ foram calculados segundo a equação 2.1.

Observa-se na Figura 4.1 que, para as condições lubrificadas, não há diferença significativa de desgaste da roda, uma vez que este apresenta uma perda de massa praticamente constante em todas as condições. Já para o trilho, as graxas de viscosidade 50 e 500 cSt apresentam resultados distintos. Para as graxas Ca50 e Li50, os trilhos apresentam uma menor perda de massa quando comparados com as graxas Ca500 e Li500. Para as graxas com espessantes de cálcio, a perda de massa da graxa com viscosidade de 500 cSt é de 34% maior, enquanto para o lítio, esse valor é de 30% em relação aos mesmos espessantes nas graxas de menor viscosidade. Isso pode ser justificado pelo efeito duplo de hidropressurização de trinca gerado pelas graxas. A graxa de viscosidade menor, apesar de

ter sua entrada facilitada na trinca, não produz um efeito hidráulico de crescimento de trinca, de acordo com o modo II, apresentado da Figura 2.37, tão expressivo quanto as graxas de maior viscosidade. Sendo assim, é observado um maior desgaste para as graxas de viscosidade 500 cSt. No entanto, é difícil comparar os dados com a literatura, pois ainda existe uma lacuna de conhecimento sobre a relação entre a formulação da graxa com o seu desempenho, como já foi alertado por Biazon et al (2021). De qualquer maneira, ficou claro que o uso das graxas reduziu o desgaste do sistema roda-trilho em todas as condições ensaiadas em relação ao ensaio a seco, bem como as graxas de maior viscosidade e as graxas de cálcio apresentaram maior perda de massa.

Tabela 4.1 - Valores de perda de massa total e de cada disco para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Perda de massa (g)			
Condição	Roda	Trilho	Total
seco	0,131 ± 0,007	0,051 ± 0,009	0,17 ± 0,02
Ca50	0,061 ± 0,006	0,022 ± 0,008	0,10 ± 0,02
Li50	0,058 ± 0,003	0,023 ± 0,007	0,08 ± 0,01
Ca500	0,059 ± 0,005	0,090 ± 0,008	0,15 ± 0,03
Li500	0,059 ± 0,002	0,066 ± 0,005	0,12 ± 0,01

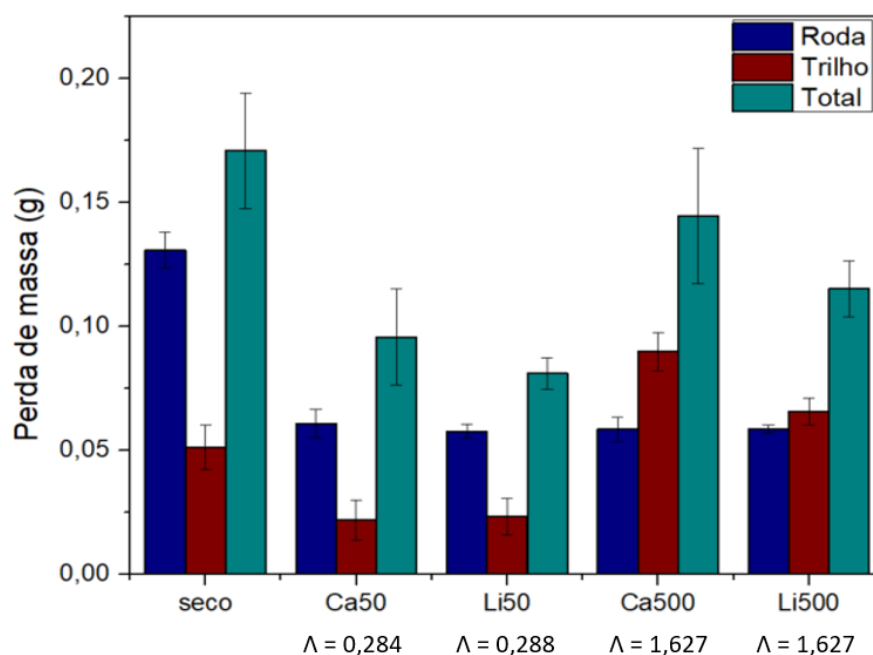


Figura 4.1 - Perda de massa total e de cada disco para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. Cada condição lubrificada apresenta o valor da espessura específica do filme (Λ).

Na Figura 4.2 observa-se que a viscosidade não influenciou na perda de massa da roda, pois não há hidropressurização das trincas pelas graxas, uma vez que esse disco está sujeito a tensões compressivas, dificultando a entrada de lubrificante nas trincas, conforme apresenta a Figura 2.38. Além disso, não se observou diferença significativa na perda de massa da roda com o uso dos dois espessantes distintos (Ca e Li). No entanto, para o trilho, que está sujeito a tensões trativas e hidropressurização da trinca pelas graxas, observou-se um crescimento significativo da perda de massa com o aumento da viscosidade da graxa. Isso ocorre porque as graxas mais viscosas, ao entrarem na trinca, exercem um maior efeito hidráulico de destacamento de material. Tem-se, ainda, que, para as duas viscosidades, o espessante de lítio apresentou um menor desgaste do trilho em relação ao espessante de cálcio. Isso se dá pela diferença na morfologia dos espessantes. Como o espessante de cálcio

é esférico, esse tem maior facilidade em entrar na trinca, gerando um maior desgaste do material.

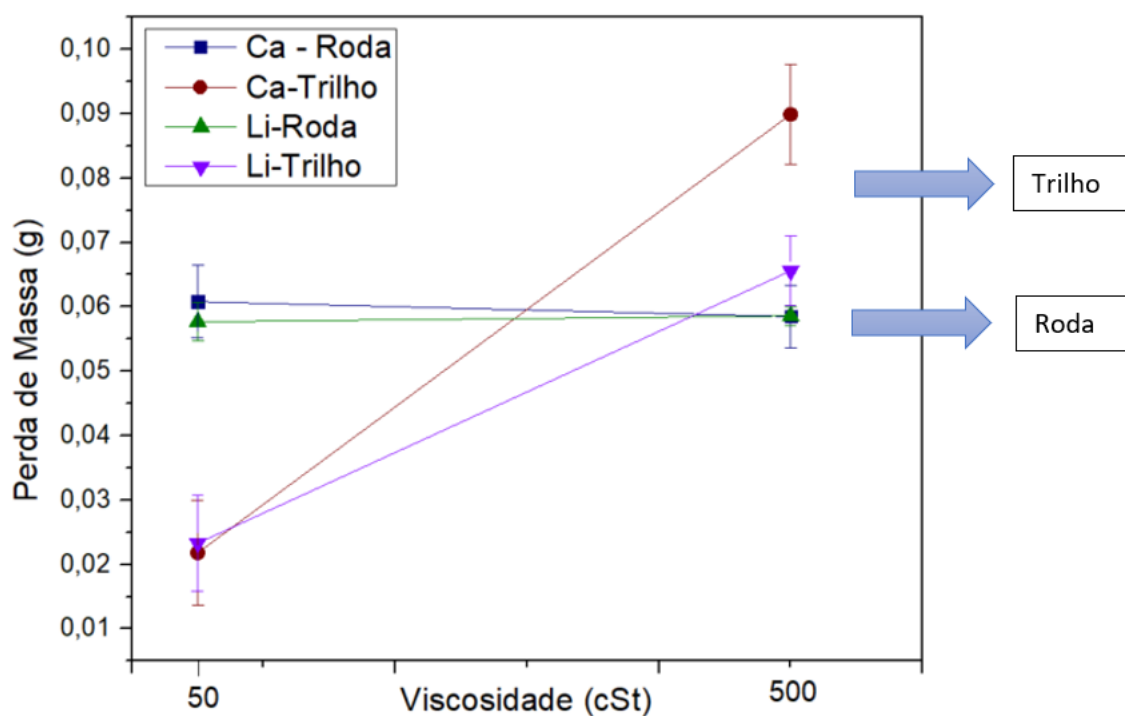


Figura 4.2 - Variação da perda de massa de cada disco com a viscosidade das graxas nos ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Ao observar a perda de massa total, soma das perdas de massa na roda e no trilho, verifica-se que, para 50 cSt, não houve diferença nessas e para 500 cSt a perda de massa com o espessante lítio foi 16 % menor que a com o espessante cálcio. Isto se deu pelo menor desgaste do trilho com o uso de lítio, visto que na roda o desgaste foi igual para os dois espessantes. Essa relação é mostrada na Figura 4.3.

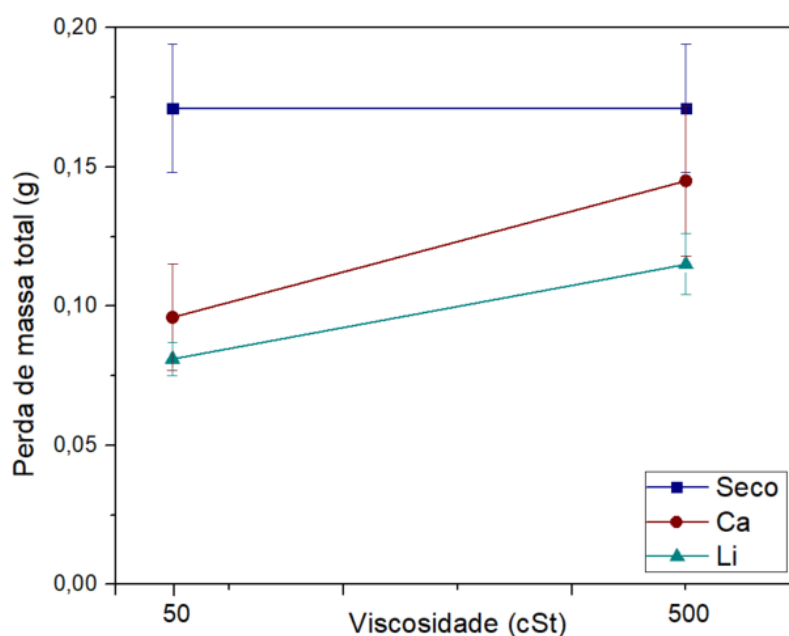


Figura 4.3 - Variação da perda de massa total (roda + trilho) com a viscosidade para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

A Figura 4.4 e a tabela 4.2 apresentam a perda de massa total (disco do trilho e disco da roda) para os últimos 8.000 ciclos. Pode-se perceber que o uso de graxas é benéfico em todas as condições de ensaio, uma vez que essas condições apresentaram uma perda de massa menor em relação à condição a seco, sendo a graxa Li50 a que apresentou o menor desgaste em todas as condições e uma redução de 89 % na perda de massa. Esses resultados estão de acordo com a literatura, que aponta que o uso de graxas reduz a perda de massa das rodas e dos trilhos devido à redução significativa do desgaste (Tabela 4.3).

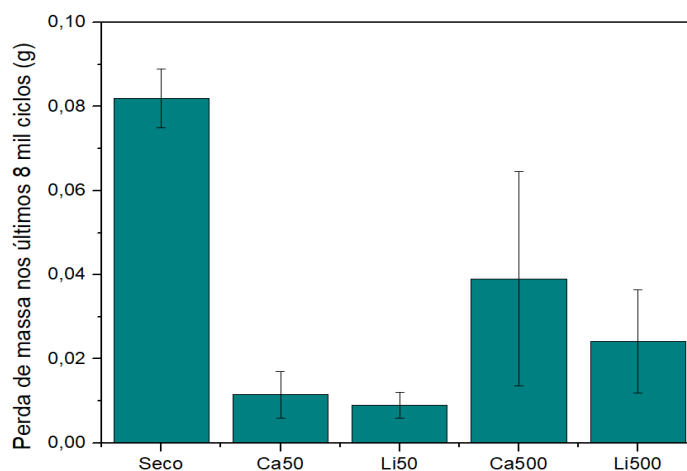


Figura 4.4 -Perda de massa nos últimos 8 mil ciclos de cada condição de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Tabela 4.2 - Perda de massa nos últimos 8 mil ciclos de cada condição de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Perda de massa combinada (roda + trilho) a seco e com o uso de graxas (g)		Variação percentual 100. (Graxa – Seco) / Seco
seco	0,082 ± 0,007	0
Ca50	0,012 ± 0,006	- 85
Li50	0,009 ± 0,003	- 89
Ca500	0,039 ± 0,025	-52
Li500	0,024 ± 0,012	-71

Tabela 4.3 - Comparação dos valores de perda de massa obtidos neste trabalho com os disponíveis na literatura.

Referência	Teste	Pressão (GPa)	Tipo de graxa	Quantidade de graxa aplicada	Perda de massa total do sistema lubrificado	Variação % 100. (Graxa – Seco) / Seco
Este Trabalho	DCD*	1,1	2 espessantes (Ca e Li) e 2 viscosidades (50 e 500 cSt)	0,1 a 0,2 g/min	Ca50: 5 µg/ciclo	- 85
					Li50: 4 µg/ciclo	- 89
					Ca500: 7 µg/ciclo	-52
					Li500: 6 µg/ciclo	-71
Vásquez-Chacón, 2021	PCD**	2,5	Comercial (Temperatura de ensaio = ambiente Rugosidade do disco = 0,6)	0,01/ 0,03 e 0,05 mL	0,01 mL: 31 µg/m	Não disponível
					0,03 mL: 19 µg/m	
					0,05 mL: 14 µg/m	
Fletcher, 1999	DCD*	1,5	Graxas sólidas líquidas com MoS ₂ ou Grafita	1 gota/ 5 s Sólidas diluídas em líquido	Sólidas: 0,6 a 3 µg/ciclo	Não disponível
					Grafita: 0,01 µg/ciclo	
					MoS ₂ : < 0,01 µg/ciclo	
Biazon, 2021	DCD*	1,1	2 espessantes (Li, Ca e 3 viscosidades (50, 200 e 500 cSt)	0,3 g/ min	Ca50: 18 µg/ciclo	Não disponível
					Li50: 5 µg/ciclo	
					Ca200: 12 µg/ciclo	
					Li200: 9 µg/ciclo	
					Ca500: 12 µg/ciclo	
					Li500: 10 µg/ciclo	
Viana, 2020	PCD**	Carga variando em 40, 80 e 120N	Não disponível	Não disponível	321/392 HB/ 40 = 2,0 µg/m	-95
					321/392 HB/ 80 = 2,2 µg/m	-99
					321/392 HB/ 120 = 2,1 µg/m	-99
					321/347 HB/ 40 = 1,9 µg/m	-95
					321/347 HB 80 = 1,5 µg/m	-98
					321/347 HB 120 = 1,4 µg/m	-99
Lewis, 2014	DCD	1,5	Quatro graxas comerciais (chamadas D, E, H e J)	0,1g	Graxa D: 4,5 µg/ciclo	-94
					Graxa E: 2 µg/ciclo	-97
					Graxa H: 2,5 µg/ciclo	-96
					Graxa J: 5,1 µg/ciclo	-93

*DCD = Disco-Contra-Disco

**PCD = Pino-Contra-Disco

4.2 Rugosidade

Na tabela 4.4 e figura 4.5, observa-se a rugosidade média (Ra) obtida após diferentes ciclos a seco. A rugosidade inicial, após o lixamento dos discos, apresentou uma média de $0,08 \pm 0,02 \mu\text{m}$. Com o aumento do número de ciclos houve um aumento da rugosidade devido ao desgaste dos discos. Após os primeiros ciclos, há uma queda na rugosidade do trilho, devido ao amaciamento do disco e, após esse amaciamento, a rugosidade se mostra estável. Em função disto, escolheu-se 12 mil ciclos como o ponto ideal para aplicação dos lubrificantes, visto que a rugosidade estava estabilizada.

Tabela 4.4 - Valores da rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de ensaio a seco com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Rugosidade Ra (μm)		
X 1000 ciclos	Roda	Trilho
0	$0,08 \pm 0,02$	$0,08 \pm 0,02$
3	$1,18 \pm 0,09$	$0,81 \pm 0,04$
6	$1,17 \pm 0,02$	$0,44 \pm 0,01$
9	$1,20 \pm 0,06$	$0,51 \pm 0,05$
12	$1,15 \pm 0,03$	$0,52 \pm 0,04$
15	$1,02 \pm 0,01$	$0,49 \pm 0,06$
18	$1,16 \pm 0,06$	$0,44 \pm 0,06$
20	$1,02 \pm 0,06$	$0,44 \pm 0,03$

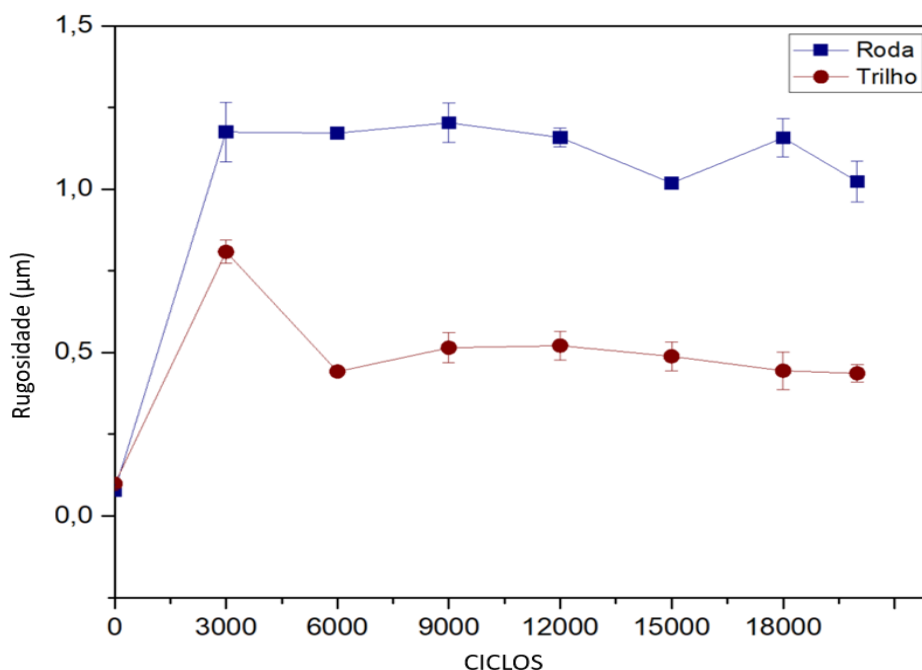


Figura 4.5 - Valores da rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de ensaio a seco com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

A Figura 4.6 e a tabela 4.5 apresentam a variação da rugosidade (rugosidade pós-ensaio – rugosidade inicial) de acordo com cada condição ensaiada. Observou-se que nas condições lubrificadas, a rugosidade da roda foi significativamente menor que a rugosidade do trilho. Observou-se, também, que, ao aumentar a viscosidade das graxas, ocorreu um pequeno aumento na rugosidade das rodas, mas um grande aumento na rugosidade dos trilhos. Comparando os dados após 20 mil ciclos de aplicação de graxas com a seco, notou-se que, na condição lubrificada, a rugosidade das rodas foi sempre bem menor que na condição a seco, independentemente do espessante ou da viscosidade. Por outro lado, com o uso das graxas, a rugosidade dos trilhos foi sempre maior que na condição a seco. Em resumo, a aplicação das graxas reduziu a rugosidade das rodas e aumentou a rugosidade dos trilhos. Isso ocorre porque nesse disco ocorrem tensões trativas e a entrada da graxa na trinca é facilitada, sendo assim, ao aplicar a graxa, essa entra na trinca preexistente, provocando hidro pressurização e contribuindo para a propagação da trinca (CANNON; PRADIER, 1996; MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017; WANG et al., 2017a). Para o trilho, observa-se uma diferença expressiva de rugosidade entre as condições, sendo mais significativo para as graxas de viscosidade de 500 cSt. Ao comparar as graxas de cada espessante com as diferenças de viscosidade, para espessante cálcio, a graxa Ca500 gerou

uma rugosidade superficial 66% maior que a graxa Ca50. Para as graxas de lítio, essa diferença foi de 40%. Essa diferença ocorre porque o efeito da viscosidade do fluido na trinca pode ocorrer através de dois mecanismos distintos. Segundo estudos realizados por Wang et al (2017) e Rico et al (2003), fluidos com baixa viscosidade promovem uma aceleração da propagação da trinca pela facilidade com que esses entram no contato. No entanto, os fluidos com alta viscosidade potencializam o mecanismo hidráulico de crescimento da trinca no Modo II conforme apresenta a Figura 2.37. Ainda observa-se que, para a condição de 20 mil ciclos a seco, ao contrário do que acontece para os ensaios lubrificados, a variação da rugosidade é maior para a roda, pois nesse caso não ocorre o aumento da taxa de propagação de trinca por fluido no disco que simula o trilho. Além disso, a roda possui uma menor dureza em relação ao trilho, sendo assim, durante o ensaio ocorre, neste caso, desgaste abrasivo, provocando microrranhuras na superfície de A (LEWIS et al., 2019).

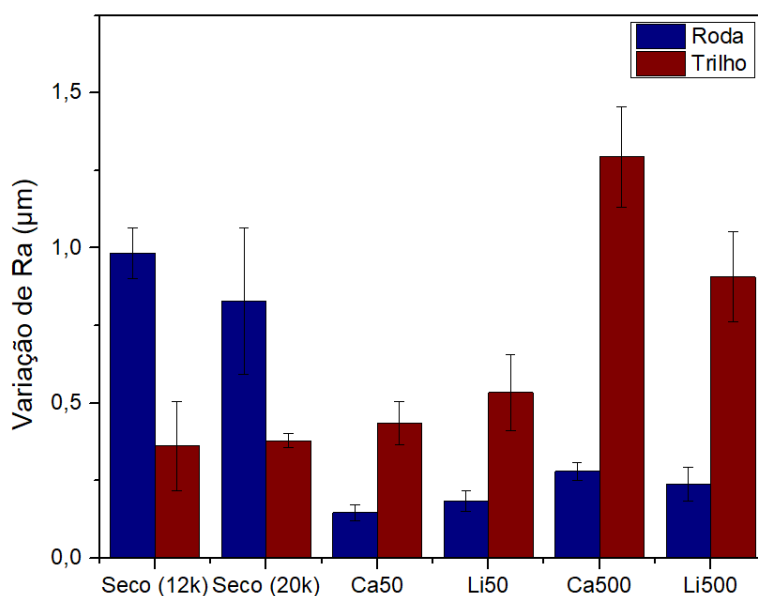


Figura 4.6 - Variação da rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Tabela 4.5 - Valores da variação rugosidade (Ra) da superfície dos discos nas condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Variação da Rugosidade (μm)		
Condição	Roda	Trilho
Seco (12k)	0,98 $\pm$ 0,08	0,04 $\pm$ 0,01
Seco (20k)	0,83 $\pm$ 0,24	0,38 $\pm$ 0,02
Ca50	0,15 $\pm$ 0,06	0,44 $\pm$ 0,07
Li50	0,18 $\pm$ 0,03	0,53 $\pm$ 0,12
Ca500	0,28 $\pm$ 0,03	1,29 $\pm$ 0,16
Li500	0,24 $\pm$ 0,05	0,91 $\pm$ 0,14

A variação da rugosidade com o aumento da viscosidade das graxas pode ser vista na Figura 4.7. A rugosidade da roda não apresentou grandes variações, enquanto para o trilho, observa-se que a graxa de maior viscosidade gerou um aumento significativo na rugosidade. O trilho apresentou uma maior variação da rugosidade com a viscosidade após o ensaio, que foi de, aproximadamente, 83% para as graxas de viscosidade 50 cSt e de até 93% na condição mais extrema das graxas de 500 cSt (Ca500). Além disso, observa-se que as graxas de viscosidade 50 cSt (Ca50 e Li50) não geraram diferenças significativas na rugosidade final dos discos, ou seja, o comportamento dos espessantes não foi expressivo no aumento da rugosidade nessa condição (baixa viscosidade). Para uma viscosidade maior, é nítido que a graxa de lítio apresentou uma rugosidade final significativamente menor. Em relação ao ensaio a seco, a aplicação das graxas reduziu a rugosidade das rodas e aumentou a rugosidade dos trilhos. Em relação às rodas, não se observou diferenças significativas na rugosidade, tanto para os diferentes espessantes (Ca e Li), como para as viscosidades utilizadas (50 e 500 cSt). Em

relação aos trilhos, a rugosidade dobrou com a elevação da viscosidade de 50 para 500 cSt para os dois espessantes.

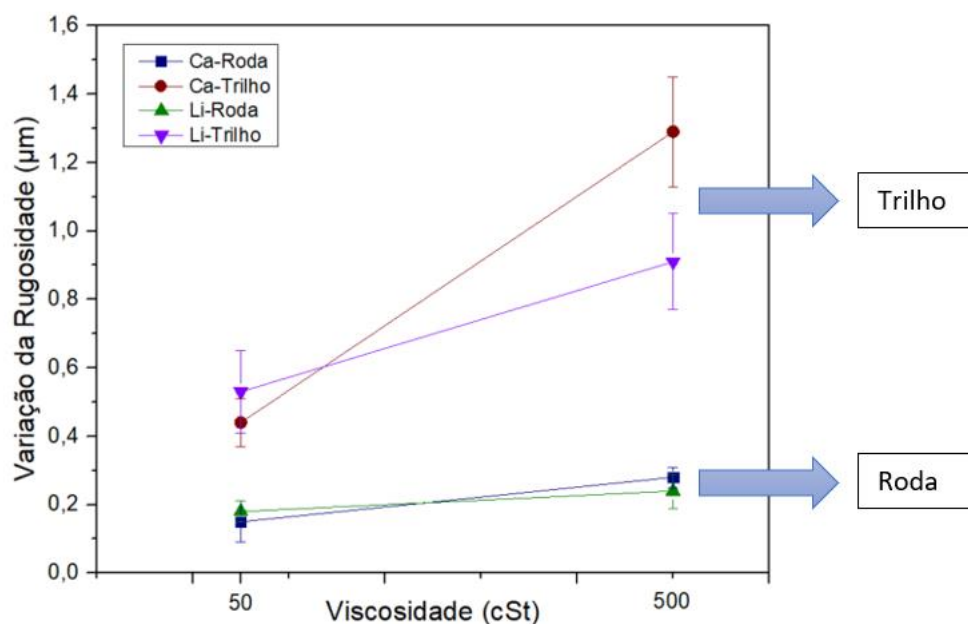


Figura 4.7 - Variação da rugosidade (Ra) do trilho e da roda após 8 mil ciclos lubrificados em função da viscosidade. Ensaio com 12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt). Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Na figura 4.8 observa-se que a perda de massa na roda foi praticamente a mesma, assim como a rugosidade, independentemente do espessante e da viscosidade da graxa. No caso do trilho, observou-se aumento linear da perda de massa com a elevação da rugosidade, sendo que os maiores valores correspondem à mais alta viscosidade e o uso do espessante cálcio.

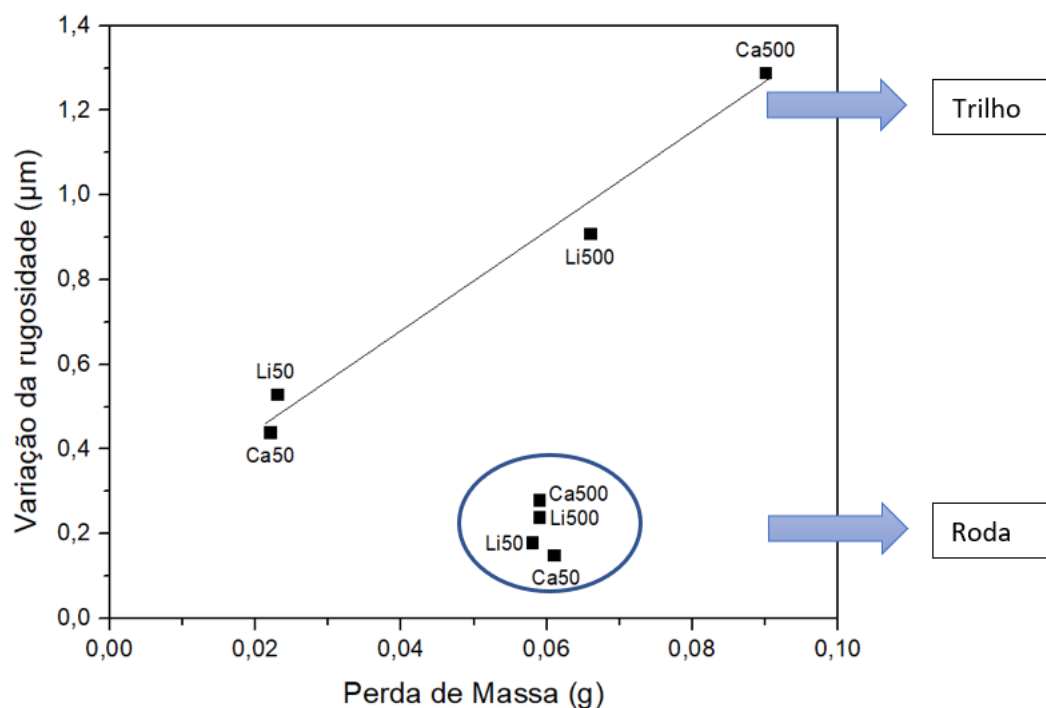


Figura 4.8 - Correlação usando dados de rugosidade e perda de massa de todos os discos ensaiados nos ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Na Figura 4.9 é possível ver a superfície dos discos, com destaque para as aberturas de trincas nas condições lubrificadas que são possíveis de serem observadas a vista desarmada. Essas aberturas não são percebidas na condição a seco.

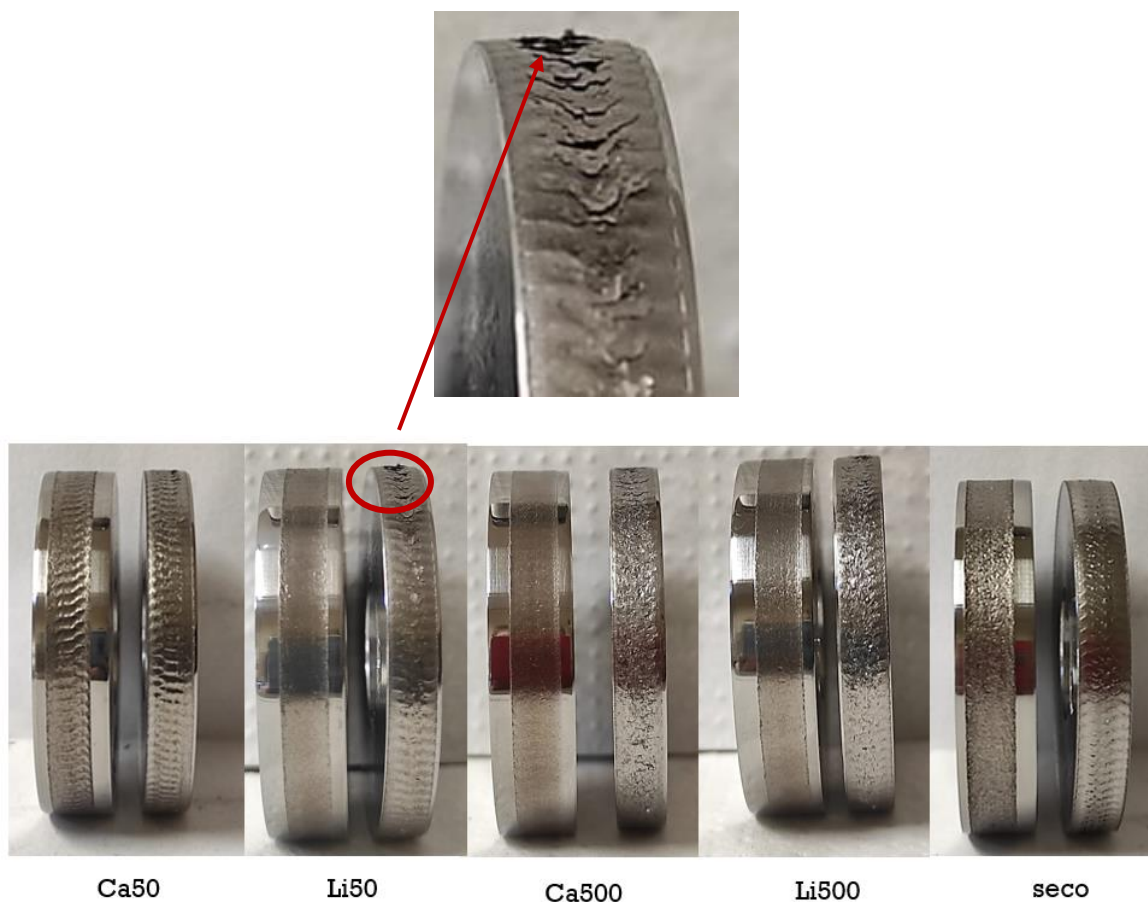


Figura 4.9 - Fotos das superfícies dos discos após os ensaios a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

4.3 Taxa de desgaste

Segundo a equação 3.2, foi calculada a taxa de desgaste para todas as condições ensaiadas, e os resultados estão apresentados na Figura 4.10 e na tabela 4.6. Observa-se, novamente, a vantagem em se utilizar as graxas, pois assim como a perda de massa, a taxa de desgaste para a condição a seco é maior. Os mesmos resultados concluídos para a perda de massa podem ser vistos na avaliação da taxa de desgaste, como uma maior taxa para as graxas de viscosidade de 500 cSt e uma maior resistência em desgaste das graxas com espessante de lítio. Além disso, observa-se uma maior taxa de desgaste para o trilho nas

graxas de maior viscosidade, onde ocorreu uma maior perda de massa devido aos efeitos hidráulicos da graxa dentro das trincas preexistentes.

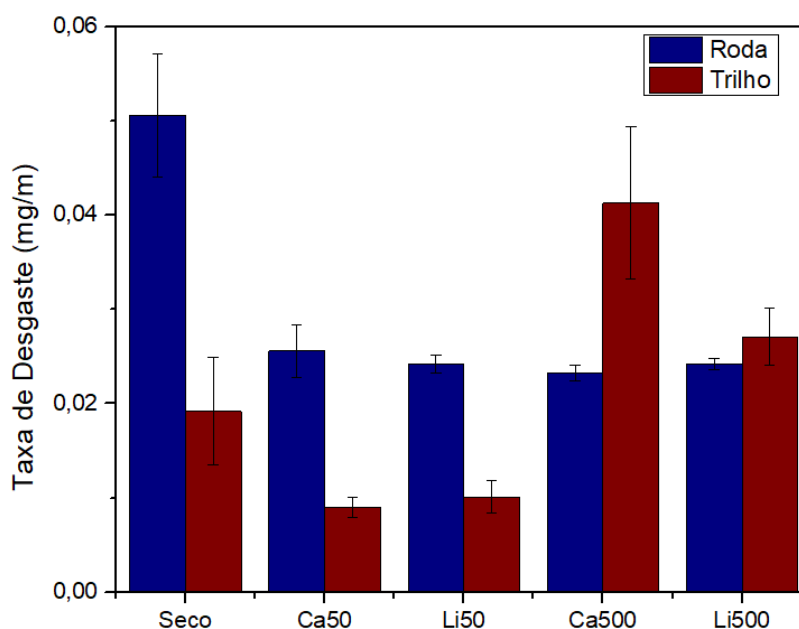


Figura 4.10 - Taxa de desgaste para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Tabela 4.6 - Valores calculados para a taxa de desgaste para as condições de ensaio a seco (20 mil ciclos) e lubrificadas (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Taxa de desgaste (mg/m)		
Condição	Roda	Trilho
20k	0,051 ± 0,007	0,019 ± 0,006
Ca50	0,026 ± 0,003	0,009 ± 0,001
Li50	0,024 ± 0,001	0,010 ± 0,002
Ca500	0,023 ± 0,001	0,041 ± 0,008
Li500	0,024 ± 0,001	0,027 ± 0,003

4.4 COT

O Coeficiente de Tração (COT) foi calculado segundo a equação 3.1, e os resultados estão apresentados nas Figuras 4.11 e 4.12 e na tabela 4.7. A Figura 4.11 apresenta a variação do COT nos ensaios lubrificados. Pode-se afirmar que todas as graxas testadas foram eficazes na redução do COT e após a aplicação houve uma redução de, aproximadamente, 70 % desse parâmetro. No entanto, não houve diferença significativa no valor do COT entre as graxas utilizadas. A Figura 4.11 apresenta os valores de COT para cada condição ensaiada. Os valores encontrados para as condições lubrificadas foram calculados utilizando a média dos últimos 8 mil ciclos de cada ensaio. Observa-se que os valores de COT com o uso da graxa ficaram em torno de 0,1, o que está de acordo com os dados existentes na literatura (Tabela 4.8), que apresentaram valores entre 0,04 e 0,15 (BIAZON et al, 2021; HE et al, 2018; ISHIDA et al., 2008; LEWIS et al., 2014). No entanto, apesar de valores muito próximos, observa-se a mesma tendência de perda de massa nos valores de COT. Ao comparar uma mesma viscosidade, as graxas espessadas com cálcio apresentam valores

ligeiramente maiores, já com o aumento da viscosidade, observa-se uma diminuição no valor do COT.

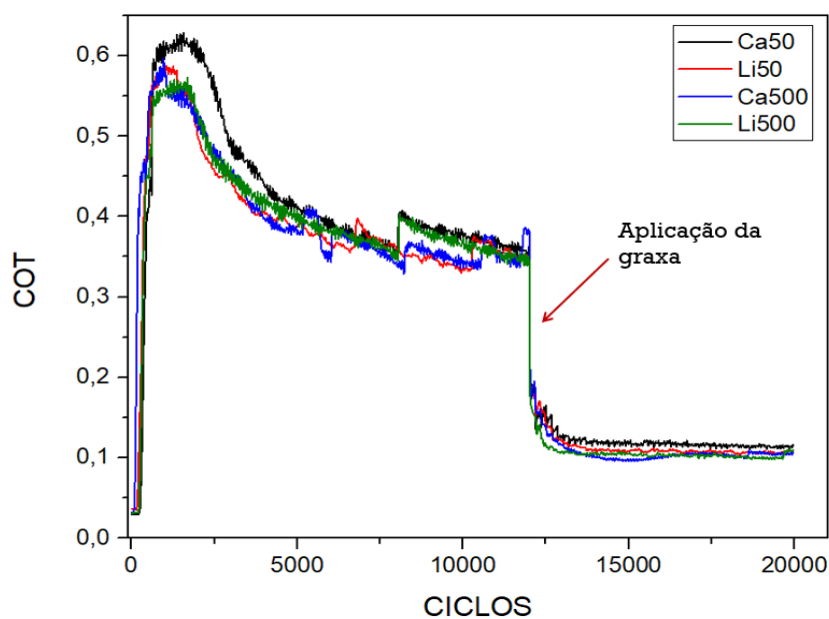


Figura 4.11 - Variação do COT durante os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

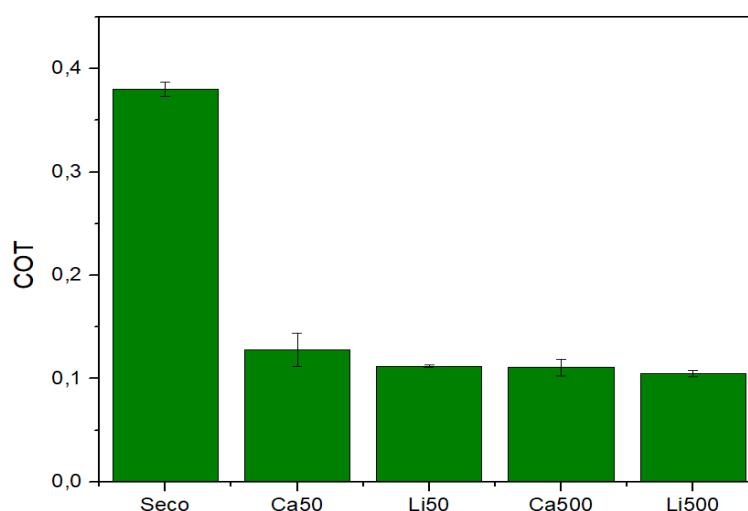


Figura 4.12 - Valores de COT para ensaio a seco com 12 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Tabela 4.7 - Valores de COT para ensaio a seco após 12 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,01 a 0,02 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Condição	COT	Variação do COT em relação ao ensaio a seco*
Seco	0,380 ± 0,007	0
Ca50	0,128 ± 0,016	- 66
Li50	0,112 ± 0,001	- 71
Ca500	0,111 ± 0,008	- 71
Li500	0,105 ± 0,003	- 72

$$* 100. (COT_{\text{Lubrificado}} - COT_{\text{seco}}) / COT_{\text{seco}}$$

Tabela 4.8 – Valores de COT obtidos neste trabalho e os disponíveis na literatura.

Referência	Tipo de teste	Graxa	COT
Este trabalho	Disco-contra-disco	Graxas com diferentes espessantes (Li e Ca) viscosidades (50 e 500 cSt)	0,11 a 0,13
Ishida, 2008	Teste de campo	Comercial	0,05 a 0,15
Lewis, 2014	Disco-contra-disco	Comercial	0,04 a 0,07
HE, et al, 2018	Máquina universal de teste de atrito e desgaste MMW-1A	Graxa de lítio com diferentes teores de CeO ₂	0,09 a 0,12
Biazon et al, 2021	Disco-contra-disco	Graxas com diferentes espessantes (Li, Ca) e viscosidades (50 a 500 cSt)	0,04 a 0,07

4.1 Avaliação de FCR

Para avaliação da Fadiga de contato por rolamento, analisaram-se as trincas que são geradas durante os ensaios para cada condição. As trincas foram observadas nos corpos de prova que representam o trilho, ou seja, no disco de menor velocidade. Esse resultado também é encontrado por outros autores na literatura (LEWIS et al., 2017; MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017; WANG et al, 2017). As trincas estão apresentadas na Figura 4.13. A Figura 4.14 apresenta os dados estatísticos de comprimento, ângulo e profundidade das trincas. Comumente, vê-se na literatura o uso da média e do desvio padrão como medidas para retratar as dimensões das trincas (MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017; MIRANDA et al., 2022; REZENDE, 2020). No entanto, os dados não se apresentam como uma distribuição normal e, por isso, nesse trabalho, os dados são apresentados em termos de medianas e quartis. A Figura 4.14 apresenta esses dados por meio de um *boxplot*. Esse tipo de apresentação de dados estatístico evidencia algumas características importantes, são elas: a haste vertical inferior representa o valor mínimo, enquanto a haste vertical superior indica o valor máximo, ambas as hastes desconsideram os

valores extremos, chamados de outliers que são representados pelos pontos fora da caixa. No retângulo central, são apresentadas três linhas horizontais, a inferior representa o primeiro quartil (posição na qual 25% dos dados são iguais ou inferiores a esse valor), a linha interna simboliza a mediana e a linha superior indica o terceiro quartil (valor no qual 75% dos dados são iguais ou inferiores a ele). Já o x indica o valor médio (BUSSAB e MORETTIN, 2009).

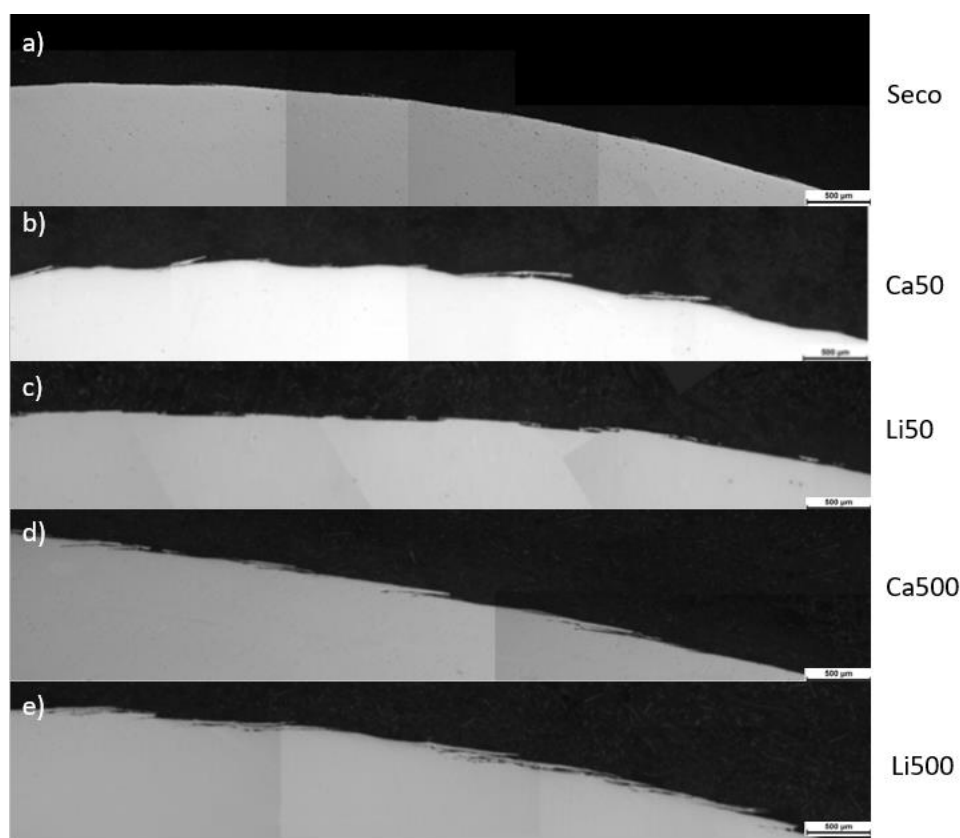


Figura 4.13 - Micrografias de MO das trincas de FCR das amostras de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Seco; (b) graxa Ca50; (c) graxa Li50; (d) graxa Ca500; (e) graxa Li500. 50x.

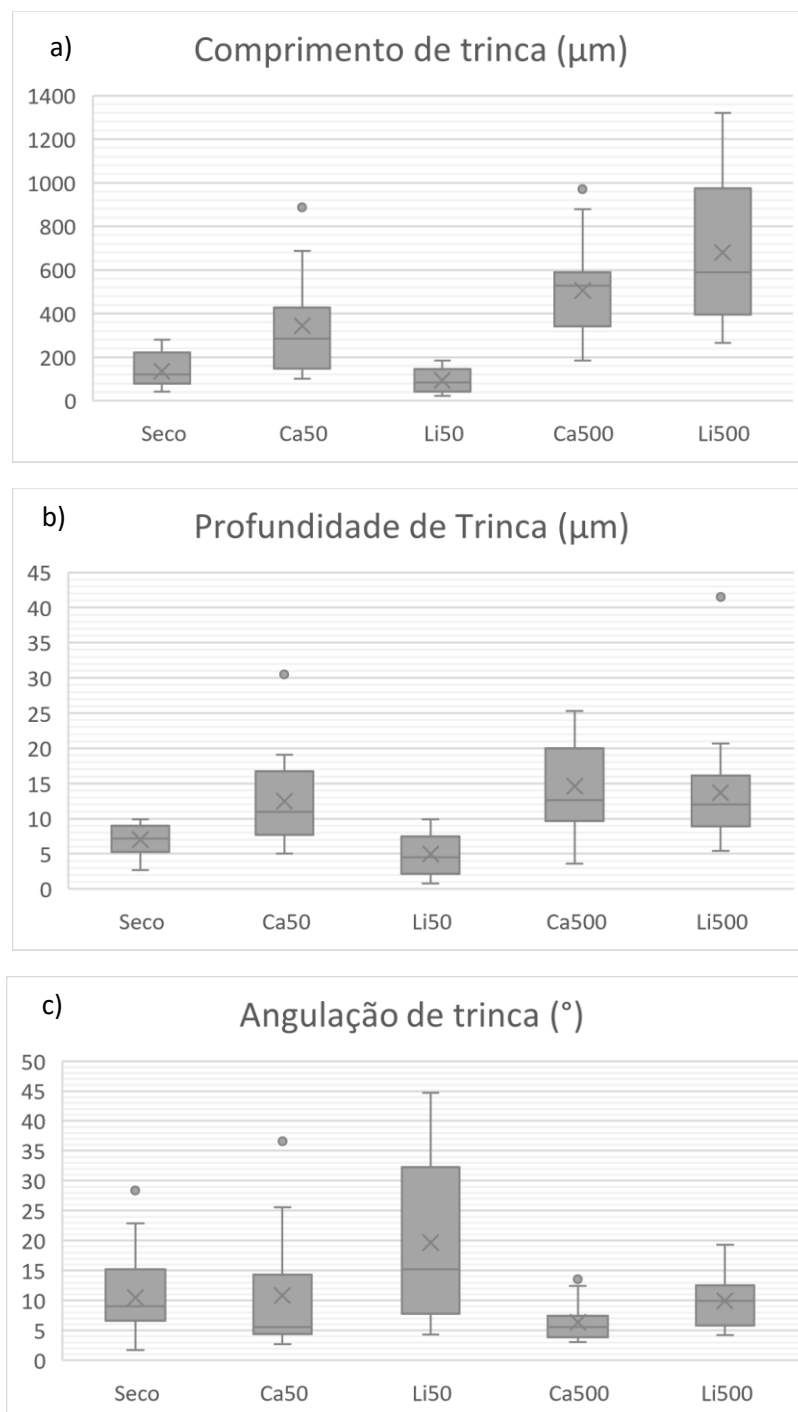


Figura 4.14 - Estatística do tamanho das trincas de fadiga da superfície dos discos de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Comprimento; (b) Profundidade; (c) Angulação.

Pela observação da Figura 4.13 e pela análise dos dados estatísticos da Figura 4.14, nas condições lubrificadas, os dados se apresentam com o mesmo padrão observado para a perda de massa. Nos resultados obtidos observa-se um efeito duplo, tanto do espessante, como da viscosidade da graxa. Ao comparar as diferentes viscosidades (50 e 500 cSt), observa-se que o aumento da viscosidade aumenta o tamanho e a profundidade da trinca, confirmando a teoria discutida no tópico 4.1. Esse efeito se dá porque graxas com viscosidade de 50 cSt têm sua entrada facilitada na trinca, por ter menor viscosidade, no entanto as graxas de viscosidade 500 cSt produzem um efeito hidráulico de crescimento do modo II de trinca mais expressivo, como apresenta a Figura 2.35 (WANG et al., 2017b), gerando trincas maiores e mais profundas e, assim, como consequência, maior perda de massa após o ensaio. No entanto, essas trincas geradas pelas graxas de maior viscosidade se apresentam com angulação menor do que as trincas geradas pela graxa de viscosidade 50 cSt. Isso se deve porque a angulação da trinca está relacionada ao coeficiente de atrito, quanto menor o coeficiente de atrito, mais rasa será a trinca. Uma vez que as graxas de menor viscosidade apresentam um maior coeficiente de atrito, as trincas geradas apresentam maior ângulo de inclinação (ZHOU et al, 2011). Para o ensaio realizado a seco, foram observadas poucas trincas, e essas se apresentaram de tamanho pequeno e de baixa profundidade, pois o principal mecanismo de desgaste nessa condição foi a abrasão. Esse resultado também é encontrado por outros autores (MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017).

Ao avaliar o efeito do espessante, separando as graxas de mesma viscosidade, observa-se que, para as graxas Ca50 e Li50, o espessante cálcio gerou trincas de maior comprimento e profundidade e menor ângulo em relação ao espessante lítio. Já para a viscosidade 500 cSt, os dois espessantes em estudo apresentaram resultados semelhantes, considerando as dispersões estatísticas. A Figura 4.15 apresenta os detalhes das trincas que foram observadas para os discos que representam o trilho para todas as condições, de forma a reforçar as informações acima.

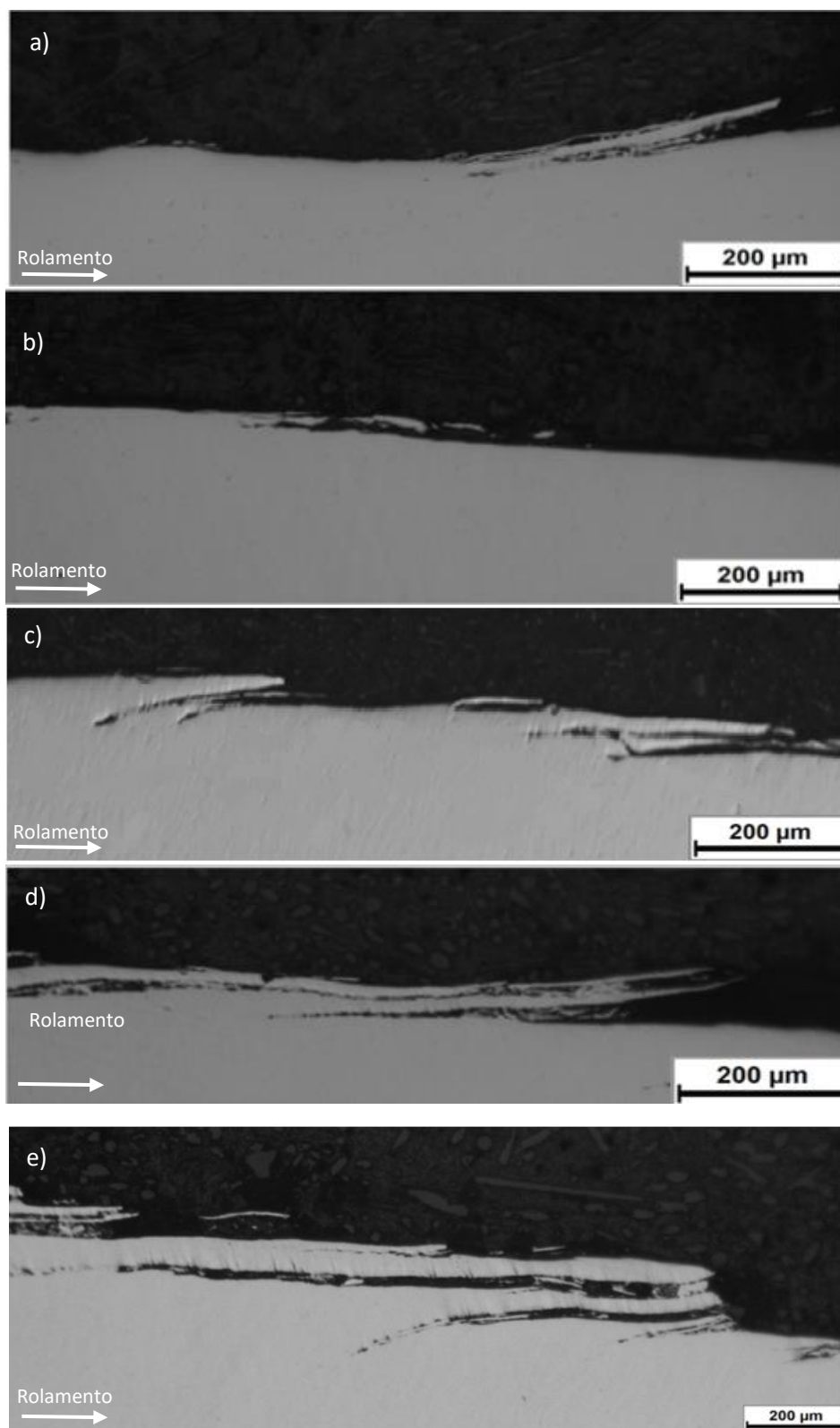


Figura 4.15 - Detalhe das trincas de FCR das amostras de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados)

com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Seco; (b) graxa Ca50; (c) graxa Li50; (d) graxa Ca500; (e) graxa Li500. 100x.

Para as amostras que simulam a roda, não se observou a existência trincas de RCF na maioria das condições testadas. Apenas para os ensaios lubrificados com as graxas Ca500 e Li500, observaram-se algumas poucas trincas, de comprimento e profundidade bem pequenos, e os dados estatísticos dessas estão apresentados na Figura 4.16. Pela análise dos dados, observa-se que os ensaios realizados com a graxa Ca500 apresentaram, no disco que simula a roda, maiores comprimento e profundidade de trinca, e essas trincas apresentaram menor ângulo, quando comparados com a graxa Li500. No entanto, para as duas condições em que o disco da roda exibiu trincas, essas se mostraram muito pequenas e em pouca quantidade. Conclui-se, então, que o principal mecanismo de desgaste atuante na roda é a abrasão, como também foi reportado por outros autores (MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017). A Figura 4.17 apresenta os detalhes das superfícies para cada condição.

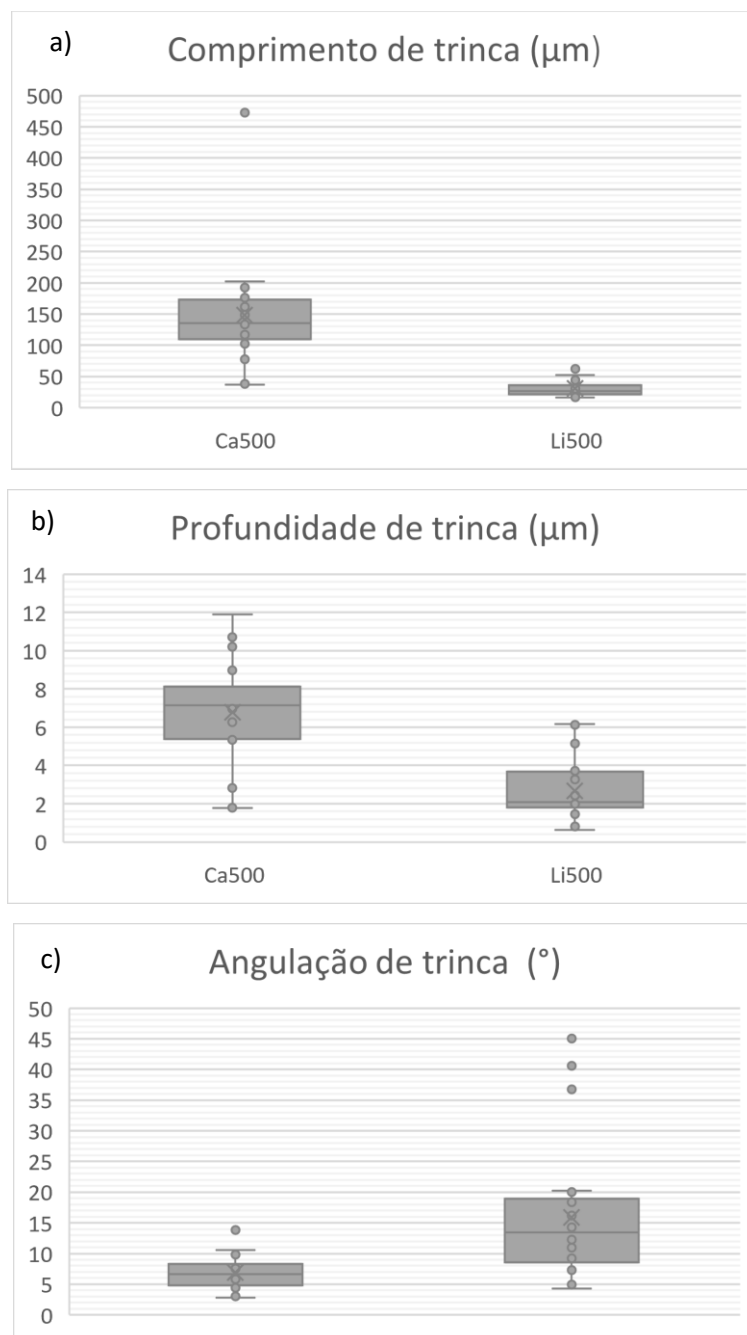


Figura 4.16 - Estatística do tamanho das trincas de fadiga da superfície dos discos de roda para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) Comprimento; (b) Profundidade; (c) Angulação.

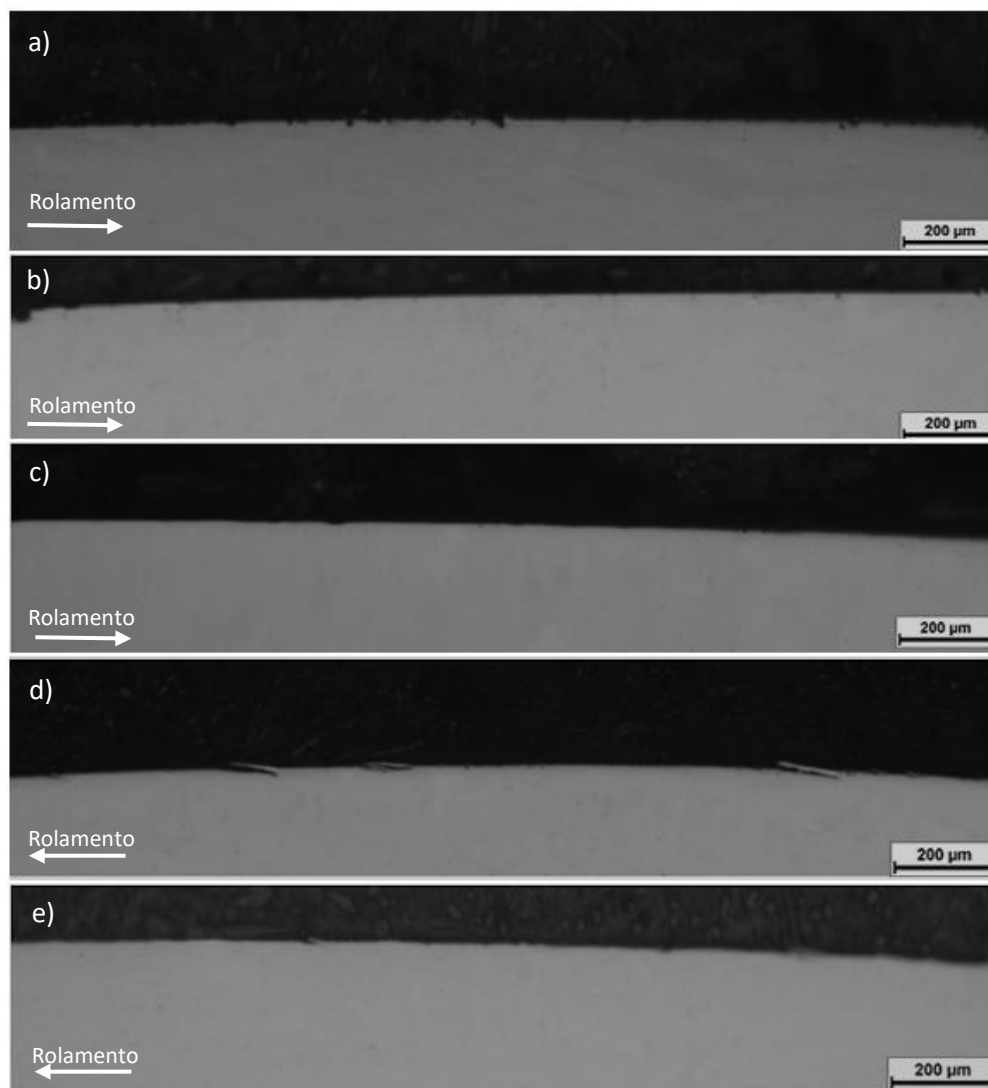


Figura 4.17 - Detalhe das superfícies das amostras de roda para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm para as condições: (a) Seco; (b) graxa Ca50; (c) graxa Li50; (d) graxa Ca500; (e) graxa Li500. 100x.

4.2 Deformação plástica subsuperficial

Para o estudo da microestrutura, foi analisada a camada deformada dos discos para todas as condições, camada em que os grãos são curvados na direção do rolamento. Essa camada é deformada pelo acúmulo de deformação plástica ao longo do ensaio pelo contato repetido e essa tem direção alinhada à força de tração (SEO et al., 2019). Esse comportamento também foi observado por outros grupos de pesquisa (FACCOLI et al., 2018; LEIRO et al., 2013; MIRANDA et al., 2022; REZENDE, 2020) . A Figura 4.18 apresenta as características da camada de deformação plástica subsuperficial dos discos de trilho para todas as condições testadas. O tamanho da camada deformada está apresentado na Figura 4.19.

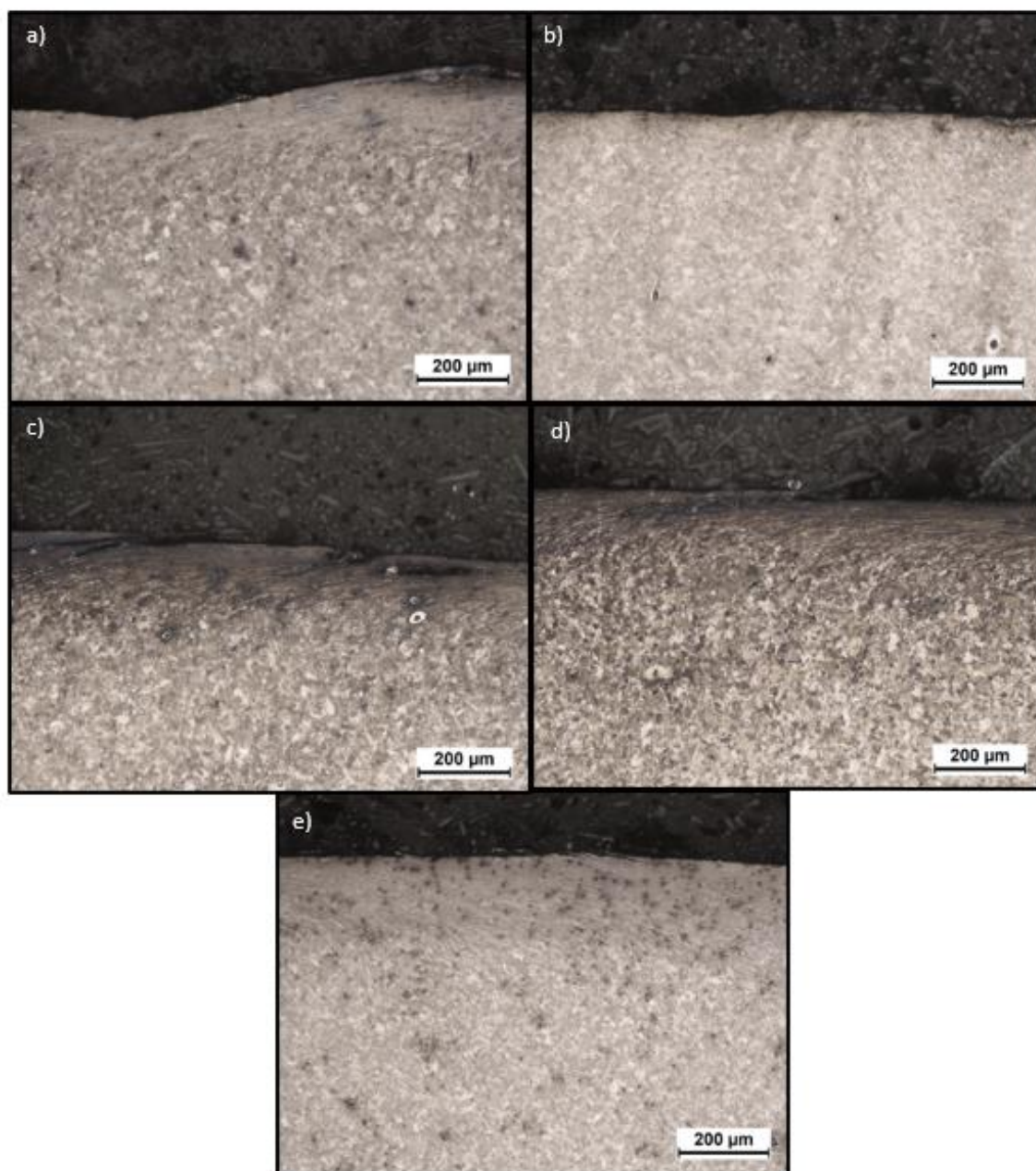


Figura 4.18 - Micrografias exibindo as camadas deformadas no corte circunferencial dos corpos de trilho para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) graxa Ca50; (b) graxa Li50; (c) graxa Ca500; (d) graxa Li500; (e) Seco.

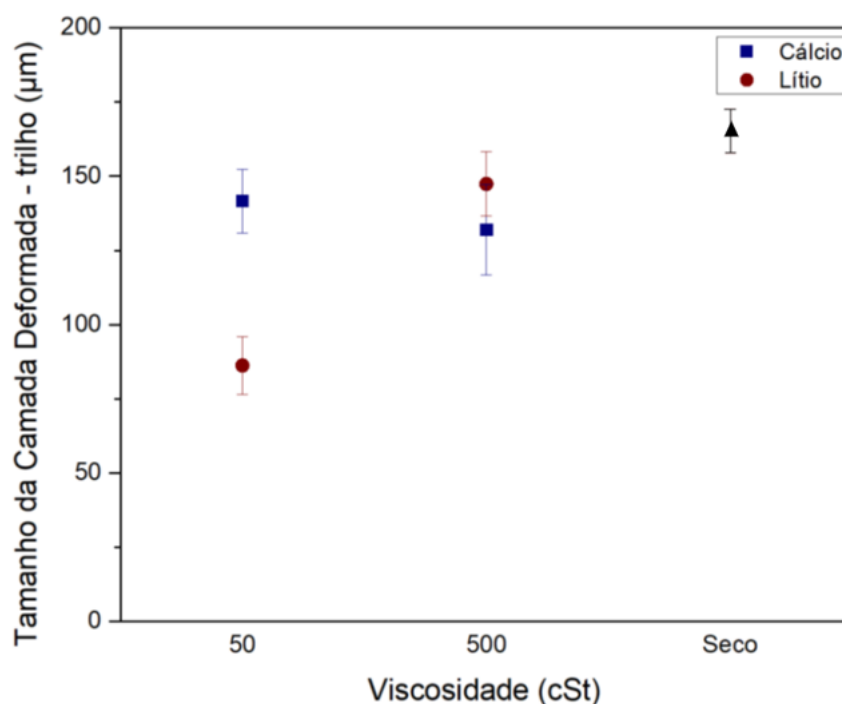


Figura 4.19 - Variação do tamanho da camada deformada das amostras do trilho com a viscosidade e com o espessante da graxa. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Pela análise das Figuras 4.18 e 4.19 conclui-se que o uso de uma das quatro graxas em estudo é eficiente para reduzir o tamanho da camada deformada, uma vez que, em todas as condições lubrificadas, o tamanho da camada deformada do trilho foi menor que nos ensaios a seco e isso se dá porque o encruamento está relacionado a tensão cisalhante. Sendo assim, como na condição a seco o atrito é maior, gera-se um maior encruamento. O mesmo resultado foi encontrado por outro grupo de pesquisa (MAYA-JOHNSON; FELIPE SANTA; TORO, 2017). Já para os ensaios lubrificados, observa-se o efeito duplo da viscosidade e dos espessantes. Observa-se que, para menor viscosidade, há uma diferença significativa entre os valores encontrados, já para a viscosidade de 500 cSt, os valores encontrados para as graxas Ca500 e Li500 são bem próximos, considerando as incertezas estatísticas. Ao analisar o efeito dos espessantes nos resultados, nota-se que, para os ensaios

realizados com as graxas espessadas com lítio, observou-se um aumento significativo do tamanho da camada deformada com o aumento da viscosidade da graxa. Uma hipótese para esse fenômeno é que o efeito hidráulico da graxa pode aumentar o encruamento, uma vez que gera uma maior tensão local. A espessura da camada subsuperficial deformada plasticamente para o teste com a graxa Li500 é 41% maior que a espessura quando o ensaio é realizado com a graxa Li50. Ao analisar a graxa espessada com cálcio, o efeito é antagônico. Percebe-se uma leve diminuição no tamanho da camada com o aumento da viscosidade da graxa, uma vez que ao utilizar a graxa Ca50 obtém-se uma espessura de camada deformada 6% maior que ao utilizar a graxa Ca500. Especula-se que isso ocorre porque o coeficiente de atrito gerado no ensaio realizado com a graxa Ca50 é maior, aumentando, assim, o tamanho da camada encruada.

Assim como ocorreu para as trincas, nos discos que simulam a roda, a deformação plástica da camada subsuperficial foi observada apenas nos ensaios realizados com as graxas Ca500 e Li500. As características da superfície e subsuperfície estão apresentadas na Figura 4.20 e a Figura 4.21 mostra o tamanho da camada deformada para essas duas condições.

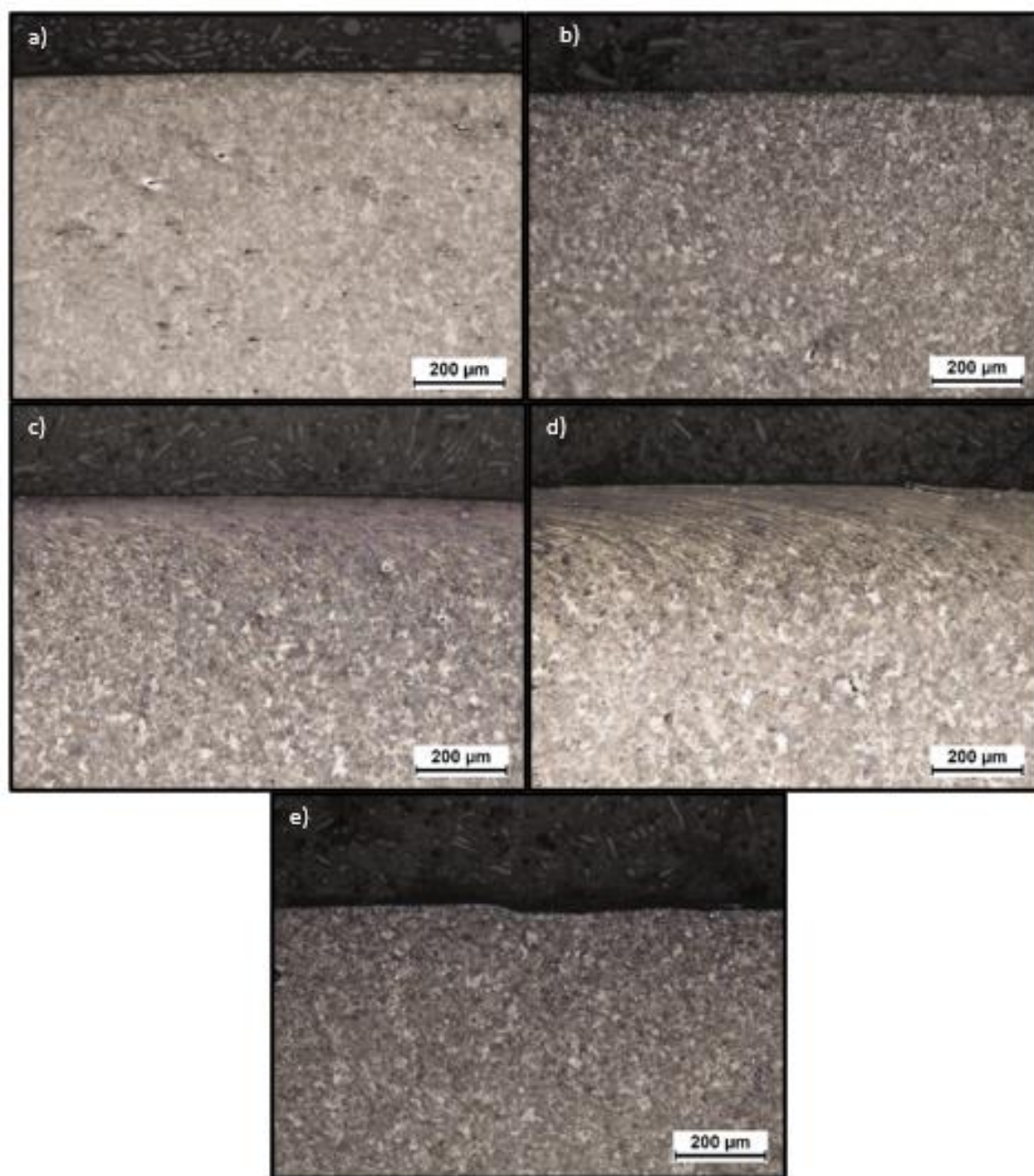


Figura 4.20 - Micrografias exibindo as subsuperfícies no corte circunferencial dos corpos de roda para ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. (a) graxa Ca50; (b) graxa Li50; (c) graxa Ca500; (d) graxa Li500; (e) Seco.

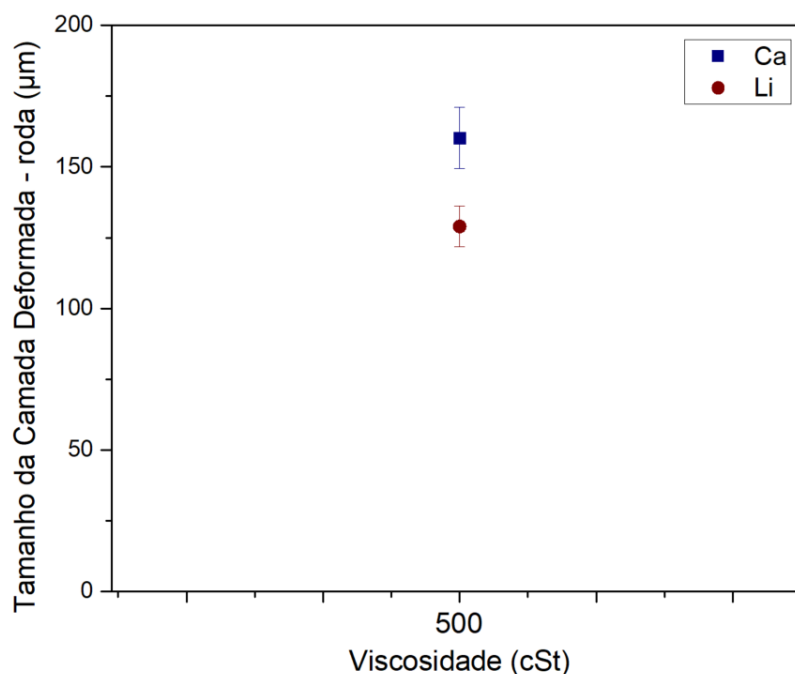


Figura 4.21 - Variação do tamanho da camada deformada das amostras da roda. Ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e viscosidade de 500 cSt; Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Observa-se, no disco da roda, o contrário do que ocorre no disco do trilho. Para as graxas de viscosidade 500 cSt, as únicas condições em que a camada deformada foi evidente, uma inversão de tendência. Nesse caso, a espessura da camada deformada plasticamente é maior para a graxa espessada com cálcio em relação à graxa espessada com lítio. Além disso, ainda se observa que os valores não são tão próximos um do outro, como foi visto para o trilho.

Como forma de avaliar o grau de encruamento da camada deformada, realizaram-se medições de dureza Vickers na seção radial. A Figura 4.22 apresenta o perfil de dureza da camada deformada plasticamente nas amostras do trilho em função da profundidade da subsuperfície. A primeira medida é realizada a 35 μm da superfície, pois é o ponto mais próximo possível de se medir com o equipamento disponível. Os valores de dureza

encontrados são próximos em todas as condições, no entanto, para a condição a seco, observa-se um maior valor de dureza. Conclui-se, então, que o uso de graxas diminuiu o encruamento da subsuperfície do material. Na tabela 4.9 está apresentada a dureza inicial dos discos e a dureza medida a 35 μm da superfície do trilho após os ensaios. Observa-se que a condição com a maior taxa de encruamento é a condição a seco, enquanto o uso da graxa Li50 gera a menor taxa de encruamento. Esse encruamento ocorre porque, durante o rolamento-deslizamento, grandes tensões são geradas. Sendo assim, a máxima dureza é promovida mais próximo à superfície de rolamento. O perfil de dureza apresentado na Figura 4.22 mostra que, em todas as condições, o aumento da distância da subsuperfície acarreta uma diminuição da dureza, até que o material esteja sem deformações e alcance a dureza inicial. Esse fenômeno é justificado pela teoria mecânica do contato de Hertz, uma vez que essa mostra que as tensões de cisalhamento diminuem com a profundidade abaixo da superfície de rolamento (HERTZ, 1881).

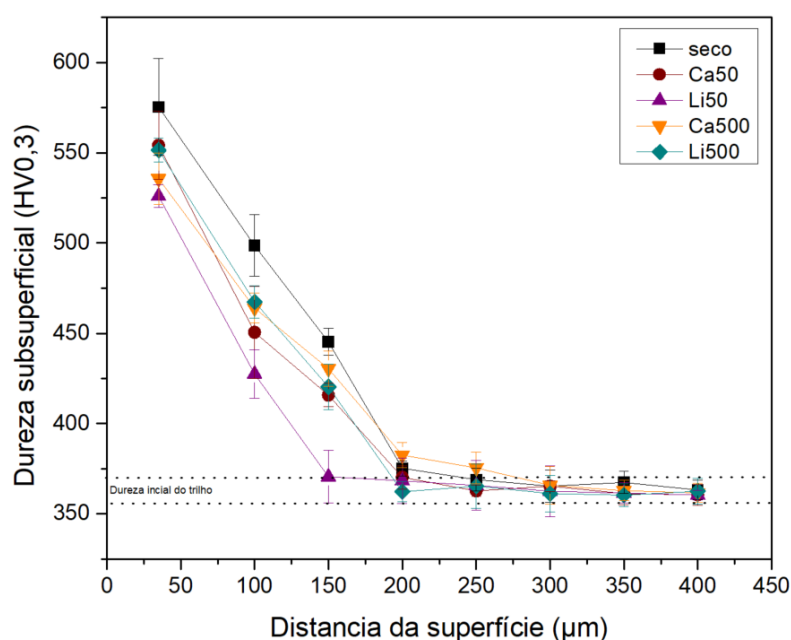


Figura 4.22 - Variação da dureza em função da distância da superfície de contato do trilho, no sentido de corte radial dos discos. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaio com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Tabela 4.9 - Relação entre as medidas de dureza do disco do trilho antes e após o ensaio. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Condição	H inicial	H final 30 μm da superfície	(Hf-Hi) /Hi (%)
Seco	362 $\pm$ 6	575 $\pm$ 26	59
Ca50	362 $\pm$ 6	554 $\pm$ 18	53
Li50	362 $\pm$ 6	526 $\pm$ 6	45
Ca500	362 $\pm$ 6	535 $\pm$ 14	48
Li500	362 $\pm$ 6	551 $\pm$ 7	52

Para os discos da roda, os dados para os ensaios realizados com as graxas Ca500 e Li500 formam o perfil de dureza apresentado na Figura 4.23. Observa-se que, para a roda, não há diferença significativa entre os perfis de dureza, se considerarmos as incertezas estatísticas. Na tabela 4.10 está apresentada a dureza inicial dos discos e a dureza medida a 35 μm da superfície da roda após os ensaios. Observa-se que, para as duas condições, a taxa de encruamento foi praticamente a mesma.

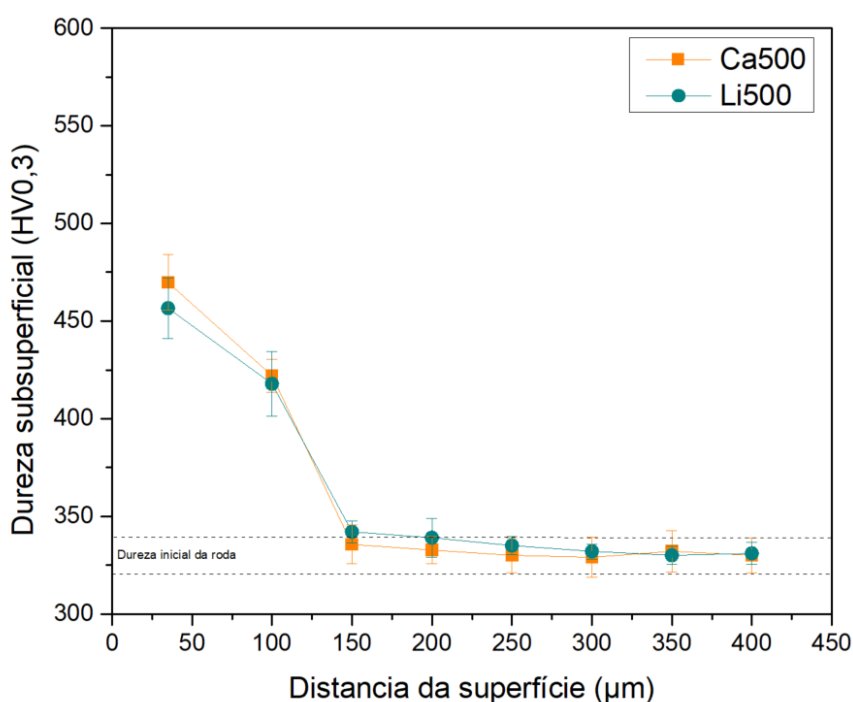


Figura 4.23 - Variação da dureza em função da distância da superfície de contato da roda, no sentido de corte radial dos discos. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Tabela 4.10 - Relação entre as medidas de dureza do disco da roda antes e após o ensaio. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm

Condição	H inicial	H final 30 μm da superfície	(Hf-Hi)/Hi (%)
Ca500	325 ± 6	470 ± 26	45
Li500	325 ± 6	457 ± 18	41

4.3 Retentividade

A retentividade é definida como o intervalo de tempo que uma quantidade de graxa permanece no contato promovendo a lubrificação (EADIE et al., 2013; TEMPLE et al., 2018). Sendo assim, é necessário avaliar a retentividade das graxas já que com esse tipo de ensaio, pode-se fazer correlações para a aplicação em campo, como determinar a distância dos aplicadores e a taxa de aplicação necessária. O tribômetro disco-contra-disco é um meio eficaz de testar a retentividade das graxas (GUTSULYAK; STANLAKE; QI, 2021). Foram realizados ensaios de retentividade para as quatro graxas em estudo e o resultado está apresentado na Figura 4.24.

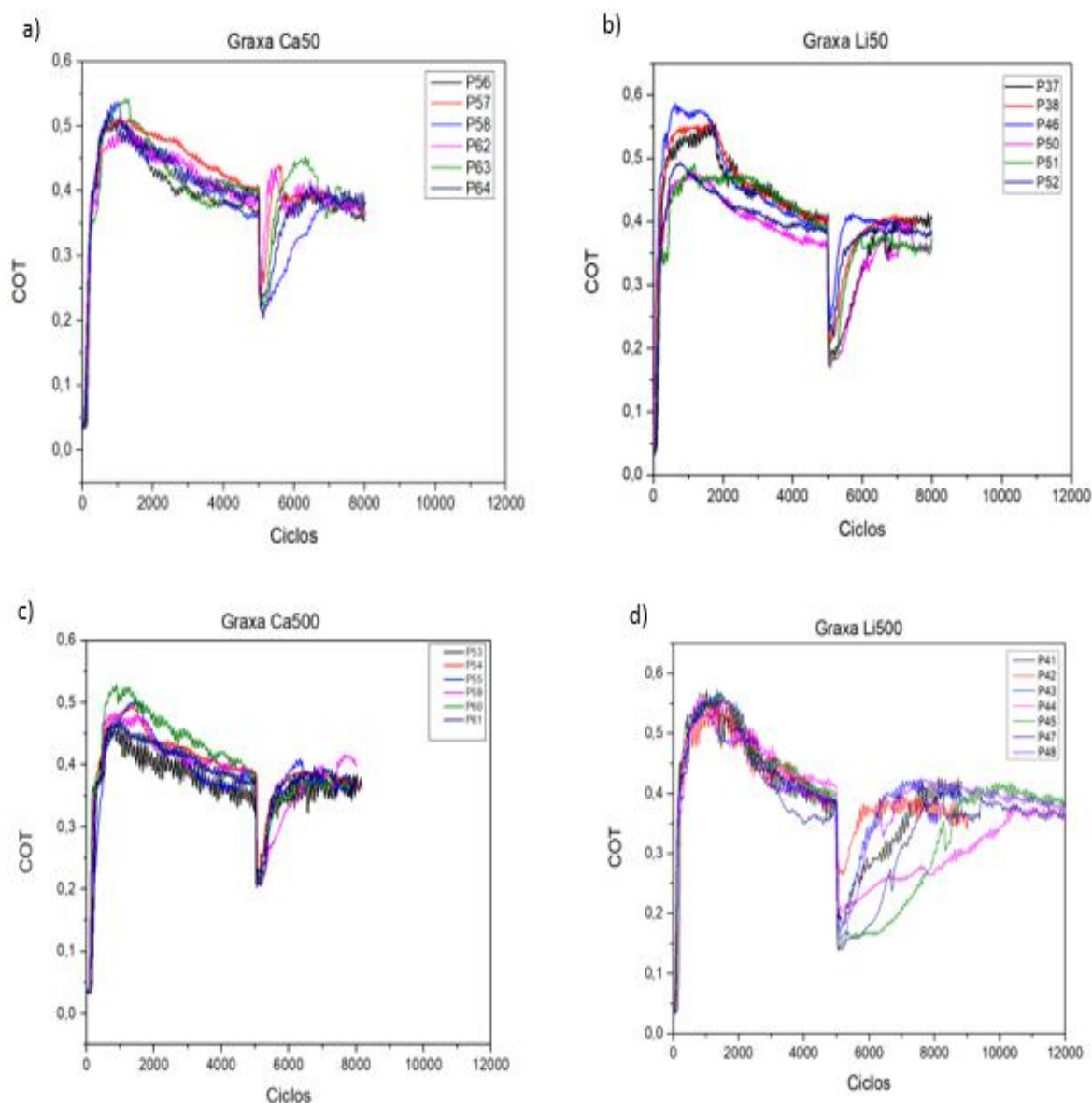


Figura 4.24 - Curvas de coeficiente de tração (COT) versus o número de ciclos para as graxas testadas. (a) Ca50; (b) Li50; (c) Ca500; (d) Li500.

Observa-se, pela figura 4.24 que o espessante tem um papel importante na replicabilidade dos ensaios de retentividade. As graxas espessadas com cálcio (Ca50 e Ca500) apresentaram uma pequena dispersão nos ensaios e nos valores de retentividade, enquanto as graxas de lítio (Li50 e Li500) apresentaram uma grande dispersão de um ensaio para o outro, esse fenômeno também foi percebido por Lewis e colaboradores e por isso, é sugerido que para ensaio de retentividade com graxas, várias repetições devem ser

realizadas. Para avaliar a retentividade, é essencial que se escolha algum critério de valor de COT, uma vez que na literatura não há uma padronização. Para alguns autores o critério adotado é o número de ciclos após a aplicação do lubrificante até o COT atingir o valor de 0,4 (LEWIS et al., 2014). Biazon e colaboradores escolheram o número de ciclos após a aplicação até que o COT atinja o valor do COT a seco (BIAZON et al., 2021). Além disso, um outro critério possível de ser utilizado é o número de ciclos até que o COT atinja o valor de 0,3. Esse valor é justificado porque as graxas são responsáveis por manter o COT em um valor menor que 0,2 (STOCK et al., 2016). Sendo assim, quando o coeficiente de tração se encontra em 0,3, a graxa não está promovendo a lubrificação efetivamente. A figura 4.25 apresenta a retentividade das graxas segundo os critérios citados acima.

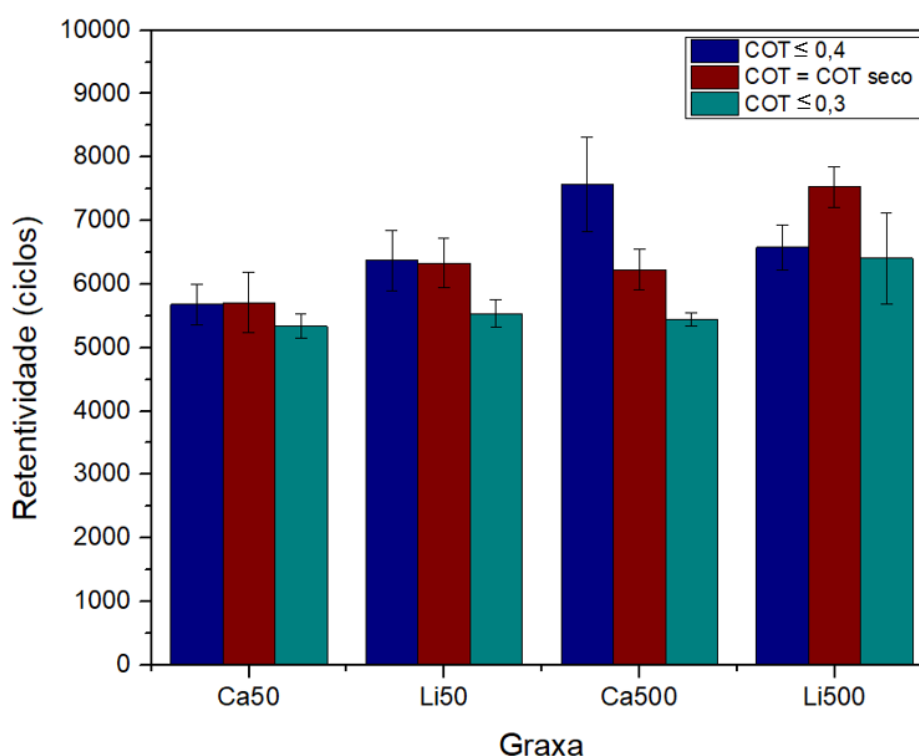


Figura 4.25 - Valores de retentividade para as graxas testadas segundo os três critérios escolhidos: $COT \leq 0,3$; $COT \leq 0,4$ e $COT = COT \text{ seco}$. Ensaio a seco com 20 mil ciclos e para os ensaios lubrificados (12 mil ciclos secos e 8 mil ciclos lubrificados) com aplicação de 0,013 g/min de graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e diferentes viscosidades (50 e 500 cSt); Ensaios com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm.

Observa-se, na Figura 4.25 que dependendo do critério escolhido, o valor de retentividade é alterado significativamente, que também é comentado por Gutsulyak e colaboradores (2021). Sendo assim, para comparação e confiabilidade dos resultados de retentividade, deve haver uma maior padronização, tanto dos ensaios (quantidade de graxa aplicada, escorregamento, pressão de contato, número de ciclos a seco antes de aplicação), quanto no tratamento dos dados. Só assim é possível confiar nos dados apresentados e poder usá-los a título de comparação. A Tabela 4.11 apresenta a comparação de valores de retentividade para trabalhos disponíveis na literatura. Observa-se, pela análise da tabela 4.11, uma falta de padrão e de disponibilização de todos os parâmetros nos ensaios da retentividade das graxas presentes na literatura. Sendo assim, a comparação com esses valores é inviável. No entanto, apesar dos critérios distintos, percebe-se que o aumento da viscosidade gera um aumento da retentividade para dois critérios e não se altera para o outro. Ou seja, a graxa mais viscosa possui maior probabilidade de gerar uma maior retentividade.

Tabela 4.11 - Comparação dos dados de retentividade neste trabalho com os disponíveis na literatura.

Referência	Tipo de ensaio	Graxa	Momento de aplicação	Retentividade (m)		Critério de Retentividade	Quantidade aplicada
Lewis et al, 2014	DCD	Comercial	Início do ensaio	85		$COT \leq 0,4$	0,05 g
Gutsulyak et al, 2020	DCD	Comercial	Início do ensaio	65 a 360		Aumento significativo no valor do COT	Não consta
Biazon et al, 2021	DCD	Formuladas	Após 4 mil ciclos	LiM50:	244	$COT = COT \text{ seco}$	0,3
				CaM50:	282		
				LiM200:	470		
				LiM200:	282		
				LiM500:	1 269		
				CaM500:	1 269		
Este trabalho	DCD	Formuladas	Após 5 mil ciclos	LiM50:	776	$COT = COT \text{ seco}$	0,013
				CaM50:	699		
				LiM500:	922		
				LiM500:	763		

*DCD = Disco-contra-disco

5 CONCLUSÕES

Neste trabalho, foram realizados ensaios de desgaste em tribômetro disco-contra-disco em aço 0,7 %C microligado com nióbio e molibdênio proveniente de uma roda ferroviária forjada, com microestrutura perlítica e dureza de 362 HV (trilho) e 325 HV (roda), nas condições de ensaio a seco com 20 mil ciclos e de ensaios lubrificados com 12 mil ciclos a seco e 8 mil ciclos com adição de 0,01 a 0,02 g/min de 4 graxas com diferentes espessantes (Ca e Li) e viscosidades (50 e 500 cSt). Os ensaios foram realizados com pressão máxima de 1,1 GPa, escorregamento de 1% e velocidade de 170 rpm. As principais conclusões foram:

- Em relação ao ensaio a seco, a aplicação das graxas reduziu a perda de massa das rodas e não se observou diferenças significativas, tanto para os diferentes espessantes (Ca e Li), como para as viscosidades utilizadas (50 e 500 cSt). Em relação aos trilhos, a perda de massa foi menor para a viscosidade de 50 cSt, independentemente do espessante, mas maior para a viscosidade de 500 cSt, principalmente com o espessante cálcio. O uso das graxas reduziu perda de massa combinada (roda + trilho) na faixa de 50 a 70 % para viscosidade de 500 cSt e de 80 a 90 % para viscosidade de 50 cSt em relação ao ensaio a seco.
- Em relação ao ensaio a seco, a aplicação das graxas reduziu a rugosidade das rodas e aumentou a rugosidade dos trilhos. Em relação às rodas, não se observou diferenças significativas na rugosidade, tanto para os diferentes espessantes (Ca e Li), como para as viscosidades utilizadas (50 e 500 cSt). Em relação aos trilhos, a rugosidade dobrou com a elevação da viscosidade de 50 para 500 cSt para os dois espessantes.
- O aumento da rugosidade e da perda de massa dos trilhos com o uso de graxas em relação ao ensaio a seco foi devido ao efeito hidráulico, ou seja, a entrada de graxa nas trincas, o que contribui para a propagação das trincas.
- O uso de lubrificantes diminuiu o coeficiente de tração de 0,4 para 0,1, aproximadamente, após a aplicação de todas as graxas utilizadas e se manteve neste valor até o final do ensaio (8 mil ciclos). Estes valores são compatíveis com os registrados na literatura, que apresentam valores entre 0,04 e 0,15.
- Nas trincas de RCF formadas no trilho, observou-se que o uso das graxas gera um aumento significativo no tamanho e na quantidade das trincas, sendo esse efeito, mais expressivo para

as graxas de maior viscosidade. Já para os discos que simulam a roda, foram observadas trincas apenas para os ensaios com as graxas de 500 cSt, com pequeno tamanho e quantidade.

- As quatro graxas em estudo foram eficazes em diminuir o tamanho da camada deformada plasticamente na superfície dos discos que simulam o trilho, uma vez que essas diminuem o coeficiente de atrito do contato. Para os discos que simulam a roda, foi observada camada deformada apenas para os ensaios realizados com as graxas de 500 cSt, sendo a graxa Li500 a que apresentou uma menor espessura de camada.

- Os ensaios de retentividade apresentam uma grande dispersão nos resultados, por isso há necessidade de um número significativo de repetições. Além disso, o valor da retentividade encontrado tem grande variação de acordo com o critério escolhido. Sendo assim, há a necessidade de um padrão de ensaio e de critério, de forma que os resultados possam ser replicados e comparados com a literatura.

- Comparando graxas de uma mesma viscosidade, as graxas com espessante de lítio apresentaram um melhor desempenho para reduzir o desgaste, para ambas as viscosidades testadas, pois apresentaram uma menor perda de massa em relação aos ensaios realizados com a graxa de cálcio. Ou seja, para as condições testadas, de regimes de lubrificação limítrofe e misto, o desempenho da graxa em desgaste é controlado pelo espessante.

Conclusão final

Dentre as graxas testadas nesse trabalho, o espessante lítio apresentou um desempenho melhor que o espessante cálcio em função de sua menor perda de massa, menor profundidade de trinca, menor tamanho da camada subsuperficial deformada plasticamente e maior retentividade. O aumento da viscosidade de 50 para 500 cSt aumentou a perda de massa em 34% para o cálcio e em 30% para o lítio, aumentou a rugosidade superficial em 66% para o cálcio e em 40% para o lítio, e aumentou o comprimento em 44% para o cálcio e em 84% para o lítio e a profundidade de trinca em 14% para o cálcio e em 59% para o lítio. No entanto, o aumento da viscosidade gerou um aumento na retentividade das graxas de 7% para o cálcio e 17% para o lítio.

Sugestões para trabalhos futuros

- Analisar as graxas de viscosidade 200 cSt, com os mesmos espessantes do presente trabalho, a fim de verificar se essas seguem o mesmo padrão dos resultados encontrados para as graxas de viscosidade 50 e 500 cSt;
- Estudar mais profundamente o pacote de aditivos das graxas, de forma a relacioná-lo ao crescimento das trincas;
- Realizar análise das graxas em Microscópio Eletrônico de Varredura (MEV) de forma a caracterizar química e fisicamente os espessantes lítio e cálcio;
- Realizar ensaios de fadiga em tração de forma a explorar o efeito da formulação das graxas na propagação de trinca de modo mais crítico;
- Realizar ensaios disco-contra-disco para as presentes graxas com outros valores de escorregamento de forma a verificar o efeito das graxas na diminuição da camada deformada;
- Estudar as graxas formuladas em comparação a graxas biodegradáveis, de forma a estabelecer vantagens e desvantagens do uso de cada uma.

Trabalhos submetidos para publicação

CARVALHO, A. C; FERNANDES, F.M; REZENDE, A.B.; FONSECA; COUSSEAU, T.; MEI, P. R. The effect of viscosity on rail/wheel wear resistance using calcium thickened greases. **Wear**, 2022. Submetido.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT. NBR 7590 **Trilho Vignole – Requisitos [S.I.]**: Associação Brasileira de Normas Técnicas. 37p. 2012.
- AAR MSRP, 2011, “Manual of Standards and Recommended Practices Section G” – Wheel and Axles, M-107/M-208.
- ASM International Handbook Committee (Eds) ASM Handbook – **Friction, Lubrication, and Wear Technology**. v. 18. Utah, ASM International. p. 357–361. 1992.
- International**. ASTM A1-00 Standard Specification for Carbon Steel Tee Rails [S.I]: ASTM International. p. 9. 2010.
- ALFREDSSON, B.; DAHLBERG, J.; OLSSON, M. The role of a single surface asperity in rolling contact fatigue. **Wear**, v. 264, n. 9–10, p. 757–762, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.11.055>.
- ALFREDSSON, B.; OLSSON, M. Inclined standing contact fatigue. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 26, n. 7, p. 589–602, 2003. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2003.00628.x>.
- ALVES, L. H. D. Mecanismos de desgaste de rodas ferroviárias. **Boletim técnico da Escola Politécnica da USP, Departamento de Engenharia Mecânica**. 12 p. 2000.
- AMORIM, G. et al. Efeito da adição De vanádio no desgaste por rolamento com deslizamento em rodas ferroviárias. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas. 99 p. 2017. <https://doi.org/10.26678/abcm.cobef2017.cof2017-0192>.
- ANTF. **National Association of Railway Carriers. General information. Brasilia, Brazil.** www.antf.org.br/informacoes-gerais/ (accessed 2021-06-16). Disponível em: <<https://www.antf.org.br/informacoes-gerais/>>. Acesso em: 20 mai. 2022
- ARIAS-CUEVAS, O. et al. Rolling–sliding laboratory tests of friction modifiers in dry and wet wheel–rail contacts. **Wear**, v. 268, n. 3–4, p. 543–551, fev. 2010. <https://doi.org/10.1016/J.WEAR.2009.09.015>.
- BAI, L. et al. Estimating railway rail service life: A rail-grid-based approach. **Transportation Research Part A: Policy and Practice**, v. 105, n. November 2016, p. 54–65, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.tra.2017.08.007>.
- BEVAN, A. et al. Development and validation of a wheel wear and rolling contact fatigue damage model. **Wear**, v. 307, n. 1–2, p. 100–111, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.08.004>.
- BHUSHAN, B. **An introduction to tribology**. [s.l: s.n.]. v. 17. 711 p. 2008.

- BIAZON, L. et al. Correlations between rail grease formulation and friction, wear and RCF of a wheel/rail tribological pair. **Tribology International**, v. 153, n. July 2020, p. 106566, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2020.106566>.
- BRINA, H. L. **Estradas de ferro**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, v.1. p.216. 1979.
- BONNETT, C. F. **Practical railway engineering**. London: Imperial College Press. 213 p. 2005.
- BOWER, A. F. The influence of crack face friction and trapped fluid on surface initiated rolling contact fatigue cracks. **Journal of Tribology**, v. 110, 1988. <https://doi.org/10.1115/1.3261717>
- CANNON, D. F.; PRADIER, H. Rail rolling contact fatigue research by the European Rail Research Institute. **Wear**, v. 191, n. 1–2, p. 1–13, 1996. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(95\)06650-0](https://doi.org/10.1016/0043-1648(95)06650-0).
- CARMO, R. C. **Procedimento para implantação de gerenciamento do atrito em uma ferrovia**. [s.l.] Dissertação de mestrado. Instituto Militar de Engenharia. 101 p. 2012. <https://doi.org/10.4135/9781452218557.n463>.
- CAVALCANTI, L. B. **Avaliação do desempenho tribológico de graxas e modificadores de atrito a base de água utilizados no contato roda-trilho em um ensaio disco sobre disco**. Dissertação de mestrado. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. 157 p. 2020.
- CHAVES, A. P. G. **Rodas ferroviárias : análise , microestrutura e propostas de melhoria**. 113 p. Dissertação de Mestrado. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. 2017.
- CHONG, W. W. F.; DE LA CRUZ, M. Elastoplastic contact of rough surfaces: A line contact model for boundary regime of lubrication. **Meccanica**, v. 49, n. 5, p. 1177–1191, 2014. <https://doi.org/10.1007/s11012-013-9861-1>.
- COUSSEAU, T. Film thickness and friction in grease lubricated contacts. Application to rolling bearing torque loss. **Departamento de engenharia mecanica e gestao industrial**, Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia. Universidade do Porto. 265 p. 2013.
- CYRIAC, F. et al. On a new method to determine the yield stress in lubricating grease on a new method to determine the yield stress in lubricating grease. **Tribology Transactions**. v 58, p. 1021-1030. 2015.
- CYRIAC, F. et al. Effect of thickener particle geometry and concentration on the grease EHL film thickness at medium speeds. **Tribology Letters**, v. 61, n. 2, p. 1–13, 2016. <https://doi.org/10.1007/s11249-015-0633-z>.
- DEARDEN, J. The wear of steel rails and tyres in railway service. **Wear**, v. 3, n. 1, p. 43–59, 1960. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(60\)90174-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(60)90174-5).
- DEKOKER, J. Rail and wheel flange lubrication. Journal and Report of Proceedings - permanent way institution. London. v.112. n. 2. p. 119-126.
- DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG. DIN 50320 - **Wear, Terms, Systems Analysis of Wear Processes, Classification Of The Field of Wear.**, p. 1–9, 1979.

DOLLEVOET, R. P. B. J. Design of an anti head check profile based on stress relief. Tese de Doutorado . **University of Twente**, Enschede, The Netherlands. 152 p. 2010 .

EADIE, D. T. et al. Wayside gauge face lubrication: How much do we really understand? **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 227, n. 3, p. 245–253, 2013. <https://doi.org/10.1177/0954409712459306>.

EADIE, D. T.; KALOUSEK, J.; CHIDDICK, K. C. The role of high positive friction (HPF) modifier in the control of short pitch corrugations and related phenomena. **Wear**, v. 253, n. 1–2, p. 185–192, 2002. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(02\)00098-4](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(02)00098-4).

EKBERG, A.; ÅKESSON, B.; KABO, E. Wheel/rail rolling contact fatigue - Probe, predict, prevent. **Wear**, v. 314, n. 1–2, p. 2–12, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.12.004>.

EKBERG, A.; KABO, E. Fatigue of railway wheels and rails under rolling contact and thermal loading-an overview. **Wear**, v. 258, n. 7–8, p. 1288–1300, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.039>.

EKBERG, A.; KABO, E.; ANDERSSON, H. An engineering model for prediction of rolling contact fatigue of railway wheels. **Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures**, v. 25, n. 10, p. 899–909, 2002. <https://doi.org/10.1046/j.1460-2695.2002.00535.x>.

ESVELD, C. **MODERN RAILWAY TRACK**. [s.l.] MRT Productions. 740 p. 2001.

FACCOLI, M. et al. Effect of desert sand on wear and rolling contact fatigue behaviour of various railway wheel steels. **Wear**, v. 396–397, n. March 2017, p. 146–161, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.05.012>.

FERRER, B. P. Avaliação em laboratório do efeito da formulação e das propriedades de graxas lubrificantes no desempenho tribológico do contato roda-trilho. Dissertação de mestrado. 203 p. **Universidade Tecnológica do Paraná**, 2020.

FONSECA, S. T. DA. Efeito de adições de vanádio, nióbio e molibdênio na estrutura e propriedades mecânicas de aços com 0,7 % C utilizados na fabricação de rodas ferroviárias. Dissertação de mestrado. 191 p. **Faculdade Engenharia Mecânica**. Universidade Estadual de Campinas 2015.

GAHR, K.-H. ZUM. **Microstructure and Wear of Materials**. **Journal of the Society of Materials Science**. 286 p. Japan, 1988.

GONÇALVES, D. et al. Friction torque in thrust roller bearings lubricated with greases, their base oils and bleed-oils. **Tribology International**, v. 107, n. December 2016, p. 306–319, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2016.11.041>.

GOW, G. Chemistry and Technology of Lubricants. **Chemistry and Technology of Lubricants**, p. 411–432, 2010. <https://doi.org/10.1023/b105569>.

GREEN, H. Industrial rheology and rheological structures. John Wiley & Sons. 311p. New York. 1949.

GUTSULYAK, D. V.; STANLAKE, L. J. E.; QI, H. Twin disc evaluation of third body materials in the wheel/rail interface. **Tribology - Materials, Surfaces and Interfaces**, v. 15, n. 2, p. 115–126, 2021. <https://doi.org/10.1080/17515831.2020.1829878>.

HARDWICK, C.; LEWIS, R.; STOCK, R. The effects of friction management materials on rail with pre existing rcf surface damage. **Wear**, v. 384–385, n. November 2016, p. 50–60, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.04.016>.

HARMON, M.; LEWIS, R. Review of top of rail friction modifier tribology. **Tribology - Materials, Surfaces and Interfaces**, v. 10, n. 3, p. 150–162, 2016. <https://doi.org/10.1080/17515831.2016.1216265>.

HE, Q. et al. Tribological properties of nanometer cerium oxide as additives in lithium grease. **Journal of Rare Earths**, v. 36, n. 2, p. 209–214, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.jre.2017.09.004>

- HOU, K.; KALOUSEK, J.; MAGEL, E. Rheological model of solid layer in rolling contact. **Wear**, v. 211, n. 1, p. 134–140, 1997. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(97\)00097-5](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(97)00097-5).
- HOUWINK, R.; DE DECKER, H. K. Elasticity, plasticity and structure of matter. Cambridge University Press. 492 p. New York 1971.
- HUTCHINGS, I. M. **Tribology: friction and wear of engineering materials**. [s.l.: s.n.]. 386 p. v. 13. 1992. [https://doi.org/10.1016/0261-3069\(92\)90241-9](https://doi.org/10.1016/0261-3069(92)90241-9).
- ISHIDA, M. et al. Effect of moderating friction of wheel/rail interface on vehicle/track dynamic behaviour. **Wear**, v. 265, n. 9–10, p. 1497–1503, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2008.02.041>.
- JAMISON, W. E. Wear of steel in combined rolling and sliding. **ASLE Transactions**, v. 25, n. 1, p. 71–78, 1982. <https://doi.org/10.1080/05698198208983067>.
- JOHNSON, D. R.; BECKER, W. T. Toughness of tempered upper and lower bainitic microstructures in a 4150 steel. **Journal of Materials Engineering and Performance**, v. 2, n. 2, p. 255–263, 1993. <https://doi.org/10.1007/BF02660294>.
- KATO, K., ADACHI, K. **Wear mechanisms**. In: BHUSHAN, B. (Ed.). Modern Tribology Handbook: principles of tribology. [S.l.]: CRC Press, 2001. v. 1 Cap. 7
- KELLER, D. V. Adhesion between solid metals. **Wear**, v. 6, n. 5, p. 353–365, 1963. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(63\)90203-5](https://doi.org/10.1016/0043-1648(63)90203-5).
- LEIRO, A. et al. Wear of nano-structured carbide-free bainitic steels under dry rolling-sliding conditions. **Wear**, v. 298–299, n. 1, p. 42–47, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2012.11.064>
- LEWIS, R. et al. Investigation of the influence of rail hardness on the wear of rail and wheel materials under dry conditions (ICRI wear mapping project). **Wear**, v. 430–431, n. May, p. 383–392, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2019.05.030>.
- LEWIS, R.; OLOFSSON, U. Mapping rail wear regimes and transitions. **Wear**, v. 257, n. 7–8, p. 721–729, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2004.03.019>.
- LEWIS, S. R. et al. Assessment of railway curve lubricant performance using a twin-disc tester. **Wear**, v. 314, n. 1–2, p. 205–212, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2013.11.033>.
- LEWIS, R. et al. Towards a standard approach for the wear testing of wheel and rail materials. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 231, n. 7, p. 760–774, 2017. <https://doi.org/10.1177/0954409717700531>.

- LIU, C. PENG et al. An EBSD Investigation on the evolution of the surface microstructure of D2 wheel steel during rolling contact fatigue. **Tribology Letters**, v. 68, n. 1, p. 1–11, 2020. <https://doi.org/10.1007/s11249-020-1277-1>.
- LU, X.; COTTER, J.; EADIE, D. T. Laboratory study of the tribological properties of friction modifier thin films for friction control at the wheel/rail interface. **Wear**, v. 259, n. 7–12, p. 1262–1269, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2005.01.018>.
- LUGT, P. M. **Grease Lubrication**. [s.l.: s.n.]. John Wiley & Sons. 459 p. 2013
- MA, L. et al. Study on wear and rolling contact fatigue behaviors of wheel/rail materials under different slip ratio conditions. **Wear**, v. 366–367, p. 13–26, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.04.028>
- MANG, T.; DRESEL, W. **Lubricants and Lubrication**. [s.l.: s.n.]. v. 40. 894 p. 2007. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.04.028>.
- MAYA-JOHNSON, S.; FELIPE SANTA, J.; TORO, A. Dry and lubricated wear of rail steel under rolling contact fatigue - Wear mechanisms and crack growth. **Wear**, v. 380–381, p. 240–250, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.03.025>.
- MIRANDA, R. S. et al. Fatigue and wear behavior of pearlitic and bainitic microstructures with the same chemical composition and hardness using twin-disc tests. **Wear**, v. 494–495, n. January, p. 204253, 2022. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2022.204253>.
- MORGADO, P. L. et al. Models for predicting friction coefficient and parameters with influence in elastohydrodynamic lubrication. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology**, v. 223, n. 7, p. 949–958, 2009. <https://doi.org/10.1243/13506501JET599>.
- NISHIKAWA, L. P. Soldagem de trilhos ferroviários perlíticos: origem das microestruturas. Dissertação de mestrado. Escola Politécnica. Universidade de São Paulo. 88p. 2018.
- NORTON, R. L. **Projeto de Maquinás**. 4 ed. 1055 p. Bookman. 2013
- PAIVA, C. E.L. **Superestrutura ferroviária**. 2. ed. Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 1999.
- PEIXOTO, D. F. C. Estudo do contacto roda / carril : análise de tensões e fadiga. Dissertação de mestrado; Faculdade de Engenharia. Universidade do Porto. 87 p. 2008.

- PINTO, J. T. DE M. et al. Road-rail intermodal freight transport as a strategy for climate change mitigation. **Environmental Development**, v. 25, p. 100–110, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.envdev.2017.07.005>.
- PU, W. et al. Rolling-sliding contact fatigue of surfaces with sinusoidal roughness. **International Journal of Fatigue**, v. 90, p. 57–68, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2016.04.007>.
- RADU, C. The most common causes of bearing failure and the importance of bearing lubrication . **RBK Technical Review**. 2010.
- RAHNEJAT, H. **Tribology and dynamics of engine and powertrain: fundamentals, applications and future trends**. Woodhead Publishing. 1059 p. 2010. <https://doi.org/10.1533/9781845699932>.
- REDDY, V. et al. Modelling and analysis of rail maintenance cost. **International Journal of Production Economics**, v. 105, n. 2, p. 475–482, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.ijpe.2006.03.008>.
- REIFF, R., CREGGOR, D. **Systems approach to best practice for wheel and rail friction control**, Proceedings International Heavy Haul Association Specialist Technical Session, Moscow, Russia, 14–17 June. 1999.
- REIS, T. et al. Progression of plastic strain on heavy-haul railway rail under random pure rolling and its influence on crack initiation. **Advances in Engineering Software**, v. 124, n. January, p. 10–21, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.advengsoft.2018.07.003>.
- REZENDE, A. B. et al. Effect of vanadium addition on the surface roughness and fatigue crack propagation in a railroad wheel using twin disc wear test. **Defect and Diffusion Forum**, v. 391, p. 66–73, 2019.
- REZENDE, A. B. **Comparação da resistência ao desgaste entre as microestruturas perlíticas e bainíticas obtidas de uma mesma roda ferroviária**. Tese de Doutorado. 177 p. Faculdade de Engenharia Mecânica Universidade Estadual de Campinas, 2020.
- REZENDE, A. B. et al. Wear behavior of bainitic and pearlitic microstructures from microalloyed railway wheel steel. **Wear**, v. 456–457, p. 203377, set. 2020. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203377>.
- ROBLES HERNÁNDEZ, F. C. et al. Mechanical properties and wear performance of premium rail steels. **Wear**, v. 263, n. 1- 6 SPEC. ISS., p. 766–772, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2006.12.021>.
- SCHNEIDER, C. A.; RASBAND, W. S.; ELICEIRI, K. W. NIH Image to ImageJ: 25 years of image analysis. **Nature Methods** 2012 9:7, v. 9, n. 7, p. 671–675, 28 jun. 2012. <https://doi.org/10.1038/nmeth.2089>.
- SCHRAMM, G.,. Técnica e economia da via permanente. Trad. E. Volkmann. Emma. 297 p. Porto Alegre, 1977.
- SILVA, A. L. V. C.; MEI, P. R. Aços e Ligas especiais. 4ª edição. Editora Blucher. 576 p. 2021.

SCHNEIDER, C. A.; RASBAND, W. S.; ELICEIRI, K. W. NIH Image to ImageJ: 25 years of image analysis. **Nature Methods** **2012** **9:7**, v. 9, n. 7, p. 671–675, jun. 2012. <https://doi.org/10.1038/nmeth.2089>.

SELIG, E. T.; WATERS, J. M. Track geotechnonology and substructure management. **Thomas Telford Publishing**. 446 p. 1994. <https://doi.org/10.1680/tgasm.20139>.

SEMPREBONE, P. DA S. Desgastes em trilhos ferroviários - Um estudo teórico. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. Universidade Estadual de Campinas. 153 p. 2007.

SEO, J.-W. et al. Rolling contact fatigue and wear of two different rail steels under rolling–sliding contact. **International Journal of Fatigue**, v. 83, p. 184–194, fev. 2016a. <https://doi.org/10.1080/10402004.2019.1588446>.

SEO, J. W. et al. Rolling contact fatigue and wear of two different rail steels under rolling-sliding contact. **International Journal of Fatigue**, v. 83, p. 184–194, 2016b. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2015.10.012>.

SEO, J. WON et al. Effects of Wheel Materials on Wear and Fatigue Damage Behaviors of Wheels/Rails. **Tribology Transactions**, v. 62, n. 4, p. 635–649, 2019. <https://doi.org/10.1016/J.IJFATIGUE.2015.10.012>.

SILVA, B. G. G. **Análise de desgaste empregando um tribômetro roda de borracha desenvolvido na UTFPR-CP**. Trabalho de conclusão de curso de graduação. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. 55 p. 2016a.

SILVA, M. A. T. A. S. Análise das tensões no patim do trilho na via férrea carregada. Dissertação de mestrado. Faculdade de Engenharia Civil, Arquitetura e Urbanismo. Universidade Estadual de Campinas. 123 p. 2016b.

SILVEIRA, M. R. Transporte ferroviário no Brasil : da reestruturação da década de 1990 às Parcerias Público-Privadas. **Geosul**, v. 20, p. 29–42, 2005.

STACHOWIACK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering Tribology**. 4 ed. Butterworth-Heinemann. 883 p. 2001.

STOCK, R. et al. Material concepts for top of rail friction management – Classification, characterisation and application. **Wear**, v. 366–367, p. 225–232, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.05.028>.

SUH, N. P. The delamination theory of wear. **Wear**, v. 25, n. 1, p. 111–124, 1973. [https://doi.org/10.1016/0043-1648\(73\)90125-7](https://doi.org/10.1016/0043-1648(73)90125-7).

TARAFDER, S.; SIVAPRASAD, S.; RANGANATH, V. R. Comparative assessment of fatigue and fracture behaviour of cast and forged railway wheels. **Fatigue and Fracture of Engineering**

Materials and Structures, v. 30, n. 9, p. 863–876, 2007. <https://doi.org/10.1111/j.1460-2695.2007.01158.x>.

TEMPLE, P. D. et al. Optimisation of grease application to railway tracks. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit**, v. 232, n. 5, p. 1514–1527, 2018. <https://doi.org/10.1177/0954409717734681>.

THELEN, G.; LOVETTE, M. Wheel Interface. v. 191, n. 1996, p. 113–120, 2001.

TISCHER, V. Transporte Ferroviário Para Mobilidade Urbana Sustentável: Um Panorama Mundial. **Revista Internacional de Ciências**, v. 8, n. 1, p. 62–81, 2018. <https://doi.org/10.12957/ric.2018.31636>

TOMEOKA, M. et al. Friction control between wheel and rail by means of on-board lubrication. **Wear**, v. 253, n. 1–2, p. 124–129, 2002. [https://doi.org/10.1016/S0043-1648\(02\)00091-1](https://doi.org/10.1016/S0043-1648(02)00091-1).

TOURNAY, H. M. A Root Cause for thermal mechanical fatigue resulting in high impact wheels. **16 International Wheelset Congress**, p. 1–8, 2010.

UEDA, M. et al. **Development of long-life rails for overseas freight railways**. Nippon Steel & Sumitomo Metal Technical Report, v.105, p. 63-71, 2013.

UDDIN, Md Gyas et al. **Wayside lubricator placement model for heavy haul lines in Australia**. In: Conference on Railway Engineering (CORE 2010). 2010

VÁSQUEZ-CHACÓN, I. A. et al. Influence of surface roughness and contact temperature on the performance of a railway lubricant grease. **Materials Letters**, v. 285, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.matlet.2020.129040>.

VIDON, F. O. **Fundamentos do gerenciamento de atrito**. Trabalho final de especialização em engenharia de transporte ferroviário de carga. Instituto Militar de Engenharia. 143 p. 2012.

VIDON, F. O.; SOARES, L. S.; SANTORO, R. C. C. O impacto da Gestão do Atrito na Manutenção da Via Permanente - Uma avaliação do emprego em ferrovias mundiais. Apresentado em: Encontro de ferrovia, Vitória - Espírito Santo. 2013.

VILLAS, R. L. et al. Desenvolvimento do aço microligado para rodas ferroviárias. **Publicatio UEPG: Ciências Exatas e da Terra, Agrárias e Engenharias**, v. 17, n. 2, p. 131, 2012.

WANG, W. et al. Laboratory performance analysis of high percentage artificial RAP binder with WMA additives. **Construction and Building Materials**, v. 147, p. 58–65, 2017a. <https://doi.org/10.1016/j.conbuildmat.2017.04.142>.

WANG, W. J. et al. Influence of friction modifiers on improving adhesion and surface damage of wheel/rail under low adhesion conditions. **Tribology International**, v. 75, p. 16–23, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.triboint.2014.03.008>.

WANG, W. J. et al. Wear and damage transitions of wheel and rail materials under various contact conditions. **Wear**, v. 362–363, p. 146–152, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.05.021>.

WANG, W. J. et al. Influence of Different Application of Lubricants on Wear and Pre-existing Rolling Contact Fatigue Cracks of Rail Materials. **Tribology Letters**, v. 65, n. 2, p. 1–15, 2017b. <https://doi.org/10.1007/s11249-017-0841-9>.

WU, L. et al. Effects of curve radius and rail profile on energy saving in heavy haul achieved by application of top of rail friction modifier. **Wear**, v. 366–367, p. 279–286, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.07.003>.

ZAPATA, D.; JARAMILLO, J.; TORO, A. Rolling contact and adhesive wear of bainitic and pearlitic steels in low load regime. **Wear**, v. 271, n. 1–2, p. 393–399, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2010.10.009>.

ZENG, D. et al. Investigation on rolling contact fatigue of railway wheel steel with surface defect. **Wear**, v. 446–447, n. January, p. 203207, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2020.203207>

ZHOU, J. W. et al. A plasticity criterion for mixed mode fracture initiation with crack surface frictional characteristics under compression. **The Open Mechanics Journal**, v. 5, p. 1–6, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.05.001>.

ZHOU, Y. et al. Slippage effect on rolling contact wear and damage behavior of pearlitic steels. **Wear**, v. 362–363, p. 78–86, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2016.05.001>

ZHU, M. et al. Effects of tempering on the microstructure and properties of a high-strength bainite rail steel with good toughness. **Metals**, v. 8, n. 7, 2018a. 142. <https://doi.org/10.3390/met8070484>.

ZHU, W. T. et al. Wear and damage transitions of two kinds of wheel materials in the rolling-sliding contact. **Wear**, v. 398–399, n. October 2017, p. 79–89, 2018b. <https://doi.org/10.1016/j.wear.2017.11.023>.