

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO
TRIBOLÓGICO DE BIOLUBRIFICANTES

por

Germano Lasch

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Julho de 2023

DESENVOLVIMENTO DE METODOLOGIA PARA AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO
TRIBOLÓGICO DE BIOLUBRIFICANTES

por

Germano Lasch

Bacharel em Engenharia Mecânica

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Processos de Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Aprovada por:

Prof. Dr. Carlos Miguel da Costa Gomes Fernandes.....UP

Prof. Dr. Cesar Liberato Petzhold.....PPGQ / UFRGS

Prof. Dr. Ney Francisco Ferreira.....PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Liu Yesukai de Barros.....DEMEC / UFRGS

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 31 de Julho de 2023

RESUMO

A lubrificação adequada contribui para a redução do atrito, o aumento da eficiência energética e o melhor desempenho dos sistemas mecânicos. Entretanto, para que a lubrificação seja eficiente, é importante se conhecer as características tribológicas dos lubrificantes. Para a determinação do comportamento tribológico realista de um determinado sistema, são necessários testes de campo. Os testes devem ser realizados no próprio sistema em serviço. No entanto, tais testes são caros, de longo prazo, complexos e os resultados muitas vezes são difíceis de interpretar, pois é muito difícil discernir a influência de variáveis individuais. Por esses motivos, na maioria dos casos, é preferível realizar testes de laboratório. A literatura e os órgãos normalizadores responsáveis estabelecem alguns testes e normas para a caracterização de desempenho de lubrificantes utilizando diferentes equipamentos. A presente dissertação visa desenvolver metodologias para realizar uma avaliação de desempenho tribológica em lubrificantes de origem vegetal, utilizando um tribômetro com a configuração pino-sobre-disco (PoD). Os experimentos utilizando o tribômetro pino-sobre-disco foram realizados no LATRIB (Laboratório de Tribologia da UFRGS) utilizando pinos e discos de aço SAE 52100. Também foi realizado o levantamento das curvas de Stribeck dos biolubrificantes utilizando um tribômetro do tipo bloco-sobre-anel (BoR) do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra. Além disso, também foi obtida a curva de Stribeck de um dos biolubrificantes, utilizando um equipamento BoR em desenvolvimento no LATRIB, com o objetivo de comparar o resultado com o equipamento de mesma configuração de Coimbra. Pode-se concluir que, a metodologia utilizando velocidade constante e variação crescente da força normal, aplicada no tribômetro PoD, foi capaz de avaliar a capacidade de carga e resistência ao *scuffing* dos lubrificantes. Para melhorar a exatidão dos resultados do tribômetro PoD, foi desenvolvido um dispositivo com células de carga (DCC) o que devido a leitura direta produziu uma redução de 12,6% nas incertezas. Para as demais metodologias, utilizando o DCC instalado no tribômetro PoD do LATRIB, apenas os testes com a força normal constante produziram resultados satisfatórios. O levantamento da curva de Stribeck no tribômetro PoD utilizando o DCC não produziu resultados satisfatórios devido, principalmente, à vibração produzida pelo atrito no sistema. Já os resultados obtidos no equipamento BoR em

desenvolvimento no LATRIB se mostraram muito promissores quando comparados com o BoR de Coimbra.

Palavras-chave: Atrito; Lubrificação; Biolubrificante; Desempenho tribológico.

ABSTRACT

Proper lubrication contributes to reducing friction, increasing energy efficiency, and enhancing the performance of mechanical systems. However, in order for lubrication to be effective, it is important to understand the tribological characteristics of lubricants. Field tests are necessary to determine the realistic tribological behavior of a specific system. These tests should be conducted on the actual system in service. However, such tests are expensive, long-term, complex, and the results are often difficult to interpret due to the influence of individual variables. For these reasons, laboratory tests are preferred in most cases. The literature and responsible standardization organizations establish tests and norms for characterizing the performance of lubricants using different equipment. This dissertation aims to develop methodologies for evaluating the tribological performance of plant-based lubricants using a pin-on-disc (PoD) tribometer. The experiments using the PoD tribometer were conducted at LATRIB (Tribology Laboratory at UFRGS) using SAE 52100 steel pins and discs. Stribeck curves of the biolubricants were also obtained using a block-on-ring (BoR) tribometer at the Mechanical Engineering Department of the University of Coimbra. Additionally, the Stribeck curve of one of the biolubricants was obtained using a BoR equipment under development at LATRIB, with the aim of comparing the results with the Coimbra equipment of the same configuration. It can be concluded that the methodology using constant velocity and increasing normal force applied on the PoD tribometer was able to evaluate the load-carrying capacity and scuffing resistance of the lubricants. These results, along with the Stribeck curves of the biolubricants obtained on the Coimbra BoR tribometer, were used in a case study. To improve the accuracy of PoD tribometer results, a load cell device (DCC) was developed, which, due to direct reading, reduced uncertainties by 12.6%. For other methodologies using the DCC installed in the LATRIB PoD tribometer, only tests with constant normal force produced satisfactory results. The measurement of the Stribeck curve on the PoD tribometer using the DCC was not possible, mainly due to the vibration produced by friction in the system. However, the results obtained on the BoR equipment under development at LATRIB showed great promise when compared to the Coimbra BoR.

Keywords: Friction; Lubrication; Biolubricants; Tribological performance.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	4
2.1 Objetivo geral.....	4
2.2 Objetivos específicos	4
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3.1 Tribologia.....	5
3.1.1 Breve histórico	5
3.2 Lubrificação	6
3.2.1 Regime de lubrificação hidrodinâmico	9
3.2.1.1 Regime de lubrificação elastohidrodinâmico.....	11
3.2.2 Regime de lubrificação limítrofe	12
3.2.3 Regime de lubrificação mista.....	14
3.2.4 Natureza dos lubrificantes.....	15
3.2.5 Aditivos e alterações químicas de base.....	16
3.2.5.1 Transesterificação	18
3.2.5.2 Aminólise.....	19
3.3 Mecanismos de falha.....	20
3.3.1 Abrasão	20
3.3.2 Adesão.....	21
3.3.2.1 Scuffing.....	23
3.3.3 Desgaste triboquímico	24
3.3.4 Fadiga superficial.....	25
3.4 Ensaios de capacidade de carga de um lubrificante (resistência ao <i>scuffing</i>).....	26
3.4.1 Ensaio Timken	27
3.4.2 Ensaio <i>Four-balls</i>	28
3.4.3 Ensaio Falex.....	29
3.4.4 Trabalhos realizados com outros equipamentos	30
3.5 Incertezas de medição	35
4. MATERIAIS E MÉTODOS	36

4.1	Tribômetro pino-sobre-disco (PoD).....	36
4.2	Tribômetro bloco-sobre-anel (BoR).....	37
4.3	Materiais.....	39
4.3.1	Lubrificantes	39
4.3.2	Materiais do pino-sobre-disco.....	40
4.3.3	Materiais do bloco-sobre-anel.....	41
4.4	Dispositivo de células de carga (DCC)	42
4.4.1	Determinação das incertezas de medição	43
4.5	Metodologias aplicadas no tribômetro pino-sobre-disco	44
4.5.1	Metodologia A	44
4.5.2	Metodologia B	45
4.5.3	Metodologia C	45
4.5.4	Metodologia D	46
4.5.5	Metodologia E.....	46
4.6	Metodologia aplicada no ensaio bloco-sobre-anel.....	48
4.7	Avaliação do volume de desgaste dos pinos	49
5.	RESULTADOS e discussões.....	51
5.1	Resultados das incertezas de medição.....	51
5.2	Caracterização dos lubrificantes e resultados das metodologias aplicadas.....	52
5.2.1	Caracterização dos lubrificantes	52
5.2.2	Resultado metodologia A.....	53
5.2.3	Resultado metodologia B	57
5.2.4	Resultado metodologia C	59
5.2.5	Resultado metodologia D.....	62
5.2.6	Resultados dos tribômetros bloco-sobre-anel	65
5.2.6.1	Resultado metodologia E	67
6.	CONCLUSÕES	71
6.1	Sugestões para trabalhos futuros.....	72
	REFERÊNCIAS.....	73

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1	Pintura mural egípcia de 1880 a.C. na tumba de Djehutihotep retratando o transporte de uma estátua [Adaptado: Fall et al., 2014].	5
Figura 3.2	Esboços dos experimentos envolvendo atrito de da Vinci [Adaptado: Hutchings, 2016].	6
Figura 3.3	Curva de atrito <i>versus</i> revoluções por minuto para diferentes cargas, proposta por Stribeck [Adaptado: Stribeck, 1902].	8
Figura 3.4	Curva de Stribeck em função do número de Hersey (abscissas), com identificação dos diferentes regimes de lubrificação [Adaptado: Hamrock et al., 2004].	9
Figura 3.5	Princípio da lubrificação hidrodinâmica: (a) perfil da pressão hidrodinâmica produzida e (b) superfícies não paralelas com movimento relativo [Adaptado: Straffelini, 2015].	10
Figura 3.6	Exemplos de geometria de contato não conformes entre: (a) duas esferas, (b) esfera e plano, (c) cilindros paralelos e (d) cilindros com eixos perpendiculares [Adaptado: Stachowiak e Batchelor, 2005].	11
Figura 3.7	Esquema de funcionamento da lubrificação mista.	14
Figura 3.8	Esquema do processo de transesterificação de um óleo de mamona [Adaptado: Stradolini, 2022].	18
Figura 3.9	Esquema do processo de aminólise de um óleo de mamona [Adaptado: Stradolini, 2022].	19
Figura 3.10	Mecanismos de desgaste abrasivo: (a) micro corte, (b) fratura, (c) fadiga por micro sulcamento e (d) arrancamento de grão [Adaptado: Stachowiak e Batchelor, 2005].	21
Figura 3.11	Esquema simplificado da perda de material pelo desgaste abrasivo.	22
Figura 3.12	Exemplo do aspecto superficial de um componente que sofreu desgaste por <i>scuffing</i> : (a) dente de engrenagem e (b) eixo do comando de válvulas [Adaptado: Lyu et al., 2021].	23
Figura 3.13	Esquema do processo de desgaste tribo-oxidativo pela perda da camada de óxido [Adaptado: Straffelini, 2015].	25

Figura 3.14	Esquema do processo de desgaste por fadiga de contato em superfícies de deslizamento, considerando as etapas de (a) início e (b) propagação de trincas superficiais, (c) início de trincas secundárias e também (d) a propagação destas até a superfície, gerando perda de material [Adaptado: Stachowiak e Batchelor, 2005].	26
Figura 3.15	Esquema simplificado do contato e funcionamento do ensaio Timken [Adaptado: Mang, 2014].	27
Figura 3.16	Esquema simplificado do contato e funcionamento do ensaio <i>four-balls</i> [Adaptado: Mang, 2014].	28
Figura 3.17	Esquema simplificado do contato e funcionamento do ensaio Falex [Adaptado: Mang, 2014].	29
Figura 3.18	Esquema do equipamento utilizado por Brandão et al., 2012 [Adaptado: Brandão et al., 2012].	31
Figura 3.19	Esquema do equipamento <i>barrel-on-disc</i> utilizado por Bayat e Lehtovaara, 2021 [Adaptado: Bayat e Lehtovaara, 2021].	32
Figura 3.20	Metodologia de avaliação do <i>scuffing</i> aplicada por Wojciechowski em seus estudos: (a) esquema do equipamento, (b) procedimento aplicado exemplificando as etapas de carga crescente e (c) distinção das fases de acordo com a alteração no perfil do coeficiente de atrito [Adaptado: Wojciechowski et al., 2016].	33
Figura 4.1	Tribômetro pino-sobre-disco do LATRIB: (a) esquema e (b) fotografia do equipamento [Adaptado: Pavlak et al., 2017].	36
Figura 4.2	Tribômetro bloco-sobre-anel de Coimbra: (a) imagem real do equipamento e (a) esquema simplificado do mesmo.	38
Figura 4.3	Tribômetro bloco-sobre-anel desenvolvido pelo LATRIB.	39
Figura 4.4	Amostras empregadas nos ensaios pino-sobre-disco: (a) pino e disco e (b) esquema do posicionamento relativo.	41
Figura 4.5	Esquema do posicionamento relativo dos corpos de prova nos ensaios em tribômetro bloco-sobre-anel.	42
Figura 4.6	Dispositivo de células de carga, em (a) uma representação do dispositivo e do seu funcionamento, em (b) e (c) o dispositivo depois de elaborado e (d) o dispositivo montado no tribômetro PoD.	43

Figura 4.7	Equipamento de MQL, em (a) cilindro e estrutura geral e em (b) configuração com o bocal direcionado no contato do pino com o disco.	46
Figura 4.8	Configuração para os ensaios utilizando a lubrificação por gotejamento.	47
Figura 4.9	Marca de desgaste na superfície do pino observada no estereomicroscópio.....	50
Figura 5.1	Perfil de atrito em função do tempo (à esquerda) e duração do teste (à direita) para: (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.	54
Figura 5.2	Exemplos de materiais de contato (pinos à esquerda e disco à direita) mostrando (a,b) <i>scuffing</i> (adesão) e (c,d) abrasão.	55
Figura 5.3	Comparação entre os dados coeficientes de atrito obtidos pelos dados gravados utilizando os sensores e aquisição próprios do tribômetro PoD (torque no eixo) com os dados obtidos utilizando o novo dispositivo de células de carga (DCC) do lubrificante OMA.	57
Figura 5.4	Perfis resultantes dos dados obtidos utilizando o DCC. Força normal e força de atrito à esquerda e coeficiente de atrito à direita, para os biolubrificantes (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.	58
Figura 5.5	Marcas de desgaste produzidas nos pinos (à esquerda) e discos (à direita) nos três biolubrificante testados: (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.....	59
Figura 5.6	Perfil da força normal e da força de atrito obtido durante a primeira repetição do DCC com o biolubrificante OM (OM 01).	60
Figura 5.7	Comparação entre os dados coeficientes de atrito obtidos pelos dados gravados utilizando os sensores e aquisição próprios do tribômetro PoD (torque no eixo) com os dados obtidos utilizando o novo sistema de células de carga na repetição 01 do lubrificante OMA.	60
Figura 5.8	Perfis dos coeficientes de atrito obtidos na primeira (a esquerda) e segunda (a direita) repetições utilizando cada um dos três lubrificantes testados: (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.	61
Figura 5.9	Marcas de desgaste dos pinos nos ensaios na primeira e segunda repetições (esquerda e direita respectivamente) com os biolubrificantes (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.....	62

Figura 5.10	Perfis do coeficiente de atrito das duas repetições (primeira a esquerda e segunda a direita) dos ensaios utilizando o sistema de lubrificação por MQL dos óleos: (a, b) ME-1, (c, d) E-2046 de palma e (e, f) do óleo de rícino para usinagem.....	63
Figura 5.11	Pinos utilizados nos ensaios com MQL nas primeiras repetições (linha superior) e nas segundas repetições (linha de baixo) para os óleos (a, d) ME-1, (b, e) E-2046 e (c, f) óleo de rícino.	64
Figura 5.12	Curvas de Stribeck dos três lubrificantes à base de mamona obtidas utilizando o tribômetro bloco-sobre-anel de Coimbra, valores das viscosidades a direita.....	65
Figura 5.13	Esquema de obtenção (à esquerda) e marcas de desgaste nos roletes (à direita), após os testes para levantamento das respectivas curvas de Stribeck.	66
Figura 5.14	Curvas de Stribeck obtidas utilizando o tribômetro BoR do LATRIB na avaliação do biolubrificante OM, mostrando em (a) o resultado das duas repetições realizadas e (b) uma comparação das médias das repetições com o resultado do tribômetro BoR de Coimbra.	67
Figura 5.15	Coeficientes de atrito resultantes da aplicação da metodologia E. (a) gráfico do coeficiente de atrito \times velocidade de deslizamento de todas as repetições e (b) com os valores médios do coeficiente de atrito desconsiderando as repetições OMA_01 e OMT_02.	68
Figura 5.16	Pinos referentes às repetições que houve pico da força de atrito, (a) OMA_01 e (b) OMT_02b.....	69
Figura 5.17	Curvas de Stribeck dos ensaios utilizando o tribômetro pino-sobre-disco (PoD) e o tribômetro bloco-sobre-anel (BoR).	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1	Resumo dos trabalhos apresentados.....	34
Tabela 4.1	Resumo dos parâmetros utilizados em cada metodologia de ensaio aplicada no tribômetro pino-sobre-disco.	48
Tabela 4.2	Parâmetros utilizados nos ensaios com os tribômetro bloco-sobre-anel (BoR)...	49
Tabela 5.1	Incertezas percentuais para os resultados do coeficiente de atrito (em % da medição nominal), valores destacados em amarelo e a direita dos valores destacados correspondem a um coeficiente de atrito maior ou igual a 2.....	52
Tabela 5.2	Propriedades físicas e reológicas dos biolubrificante.	53
Tabela 5.3	Coeficiente de atrito e marcas de desgaste (D1-altura e D2-largura) dos pinos para os diferentes biolubrificante.	56
Tabela 5.4	Valores de atrito médio para os 600 segundos finais dos ensaios utilizando o sistema de lubrificação por MQL na metodologia D.	64

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

PROMECC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
EHD	Regime de Lubrificação Elastohidrodinâmico
LATTRIB	Laboratório de Tribologia
SINPOL	Laboratório de Síntese de Polímeros
LABCOM	Laboratório de Combustíveis
EP	Extrema Pressão
OM	Óleo de Mamona
OMT	Óleo de Mamona Transesterificado
OMA	Óleo de Mamona Aminolisado
AC	Ângulo de Contato
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
MTM	Máquina de Tração (<i>mini-traction machine</i>)
SRR	Relação de Deslizamento e Rolamento (<i>slide to roll ratio</i>)
TF	Tempo até a Falha
PoD	Tribômetro Pino-Sobre-Disco (<i>pin-on-disc</i>)
BoR	Tribômetro Bloco-Sobre-Anel (<i>block-on-ring</i>)
DCC	Dispositivo de Células de Carga
MQL	Mínima Quantidade de Lubrificante
APS	<i>Advanced Peltier System</i>
SI	Sistema Internacional
rpm	Rotações por Minuto

LISTA DE SÍMBOLOS

H_S	Número de Hersey [-]
η	Viscosidade absoluta [Pa·s]
ω	Velocidade angular do disco [rad/s]
p	Pressão de contato exercida [Pa]
μ	Coefficiente de atrito [-]
F_a	Força de atrito [N]
F_N	Força normal [N]
A_t	Área de contato real [m ²]
τ	Tensão de cisalhamento efetiva do material [Pa]
p_y	Tensão de fluxo plástico do material [Pa]
$f(t)$	Função de distribuição de probabilidade [%]
t	Tempo [s]
β	Parâmetro de forma [-]
α	Parâmetro de escala [-]
$F(t)$	Função de distribuição acumulada [%]
$R(t)$	Função de confiabilidade [%]
T	Torque frenante [N·m]
R	Raio deslizante (ou raio efetivo) [m]
ρ	Massa específica [kg/m ³]
ν	Viscosidade cinemática [m ² /s]
R_q	Rugosidade média quadrática [μm]
D_1	Medida da marca de desgaste no pino no sentido de deslizamento [mm]
D_2	Medida da marca de desgaste no pino perpendicular ao deslizamento [mm]
W_p	Desgaste volumétrica [mm ³]
D	Diâmetro da marca de desgaste nos pinos [mm]
r_p	Raio de curvatura [mm]
FM	Faixa de grandeza medida [-]
$U(G)$	Incerteza de medição instrumental [unidades da grandeza medida G]
$u(s)$	Incerteza associada a célula de carga [unidades da grandeza medida G]

$u(sag)$	Incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controle de dados [unidades de grandeza medida G]
f	Função $(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$ [-]
x_n	Grandezas de entrada consideradas [-]
$u(x_i)$ e $u(x_j)$	Incertezas associadas as grandezas de entrada [-]
$r(x_i, x_j)$	Coefficiente de correlação entre as grandezas de entrada x_i e x_j [-]
$U(\mu)$	Incerteza de medição do coeficiente de atrito [-]

1. INTRODUÇÃO

A lubrificação desempenha um papel crucial na redução do atrito e do desgaste em sistemas com movimento relativo, resultando em melhorias significativas no desempenho e na vida útil de componentes mecânicos [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015]. Durante a operação, os lubrificantes formam uma película protetora entre as superfícies em contato, reduzindo o atrito e proporcionando uma barreira de proteção contra o desgaste [Stachowiak e Batchelor, 2005]. A eficácia da lubrificação é influenciada por diversos fatores, como as propriedades do lubrificante, as condições operacionais e os regimes de lubrificação. Os regimes de lubrificação comumente encontrados são o regime hidrodinâmico, o regime misto e o regime limítrofe [Hamrock et al., 2004].

No entanto, em certas condições podem ocorrer falhas de lubrificação, que resultam em danos e aderências nas superfícies de contato [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015]. Esses danos ocorrem devido a uma série de tipos de desgaste, onde o *scuffing* é a forma mais catastrófica. Falhas de lubrificação, que acarretam o *scuffing*, representam um desafio significativo na operação de componentes mecânicos sujeitos principalmente a altas cargas e baixas velocidades [Wojciechowski e Mathia, 2015]. O *scuffing* é um fenômeno complexo que envolve a formação de aderências e danos na superfície de contato devido à falta de lubrificação adequada [ASTM G40-22a, 2022, Wojciechowski et al., 2016]. Essas falhas podem levar a um desgaste prematuro, perda de eficiência e até mesmo a danos irreversíveis nos componentes [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Compreender os mecanismos de falha associados ao *scuffing* e desenvolver estratégias eficazes de prevenção e mitigação é fundamental para melhorar a confiabilidade e a vida útil dos sistemas mecânicos submetidos a condições tribológicas desafiadoras [Straffelini, 2015, Stachowiak e Batchelor, 2005].

Para evitar essas falhas e garantir um desempenho tribológico adequado, é essencial conhecer e prever o comportamento dos lubrificantes. Portanto, metodologias de testes são amplamente utilizadas para avaliar o desempenho tribológico dos lubrificantes em diferentes cenários e regimes de lubrificação, fornecendo informações valiosas para o desenvolvimento de formulações mais eficientes e a seleção adequada de lubrificantes para aplicações específicas [Mang, 2014].

Uma forma tradicional de se caracterizar o comportamento tribológico dos lubrificantes é através da curva de Stribeck. Ela ilustra a variação do coeficiente de atrito (μ) em função da velocidade relativa, pressão de contato e propriedades do lubrificante [Brandão et al., 2012, Maier et al., 2022] e tem sido amplamente utilizada como referência por pesquisadores para descrever o comportamento tribológico dos lubrificantes [Maru et al., 2014, Quinchia et al., 2014]. Dessa forma, é possível perceber a importância de um equipamento capaz de levantar a curva de Stribeck, em estudos que envolvam a avaliação das mudanças de comportamento do atrito em contatos lubrificadas, em função de alterações na composição/estrutura química dos lubrificantes, assim como alterações em condições de operação como carga e velocidades relativas [Lu et al., 2006].

A literatura e os órgãos normalizadores responsáveis também estabelecem uma variedade de outros testes padronizados, como o *four-balls* e o Timken, a fim de avaliar as propriedades de desgaste, atrito e tempo de vida dos lubrificantes [Mang, 2014]. Esses ensaios, são projetados para simular algumas condições operacionais reais e fornecer dados quantitativos sobre o desempenho dos lubrificantes em diferentes cenários e regimes, como o desgaste e o coeficiente de atrito [Straffelini, 2015]. Outra propriedade importante avaliada nesses ensaios é a capacidade de carga que o lubrificante é capaz de suportar mantendo a suas funções [Mang, 2014,]. Os referidos ensaios padronizados são amplamente empregados tanto na indústria quanto na pesquisa acadêmica, permitindo a comparação do desempenho de diferentes lubrificantes e facilitando o desenvolvimento de formulações mais eficientes e a seleção adequada de lubrificantes para aplicações específicas [Mang, 2014, Straffelini, 2015].

Nesse contexto, o desenvolvimento de diferentes metodologias de teste, tais como o levantamento da curva de Stribeck e a determinação da resistência ao *scuffing*, são de extrema importância para avaliar o desempenho tribológico dos lubrificantes e evitar falhas de lubrificação [Stachowiak e Batchelor, 2005, Mortier et al., 2010, Mang, 2014]. Assim, com o intuito de melhorar o entendimento sobre a performance de lubrificantes em diferentes condições, o presente trabalho se propõe a desenvolver diferentes metodologias de teste para avaliar a resistência ao *scuffing* e obter a curva de Stribeck, aplicadas no tribômetro pino-sobre-disco desenvolvido por Neis, 2012, do Laboratório de Tribologia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (LATRIB), assim como em um novo equipamento (tribômetro bloco-sobre-anel) sendo desenvolvido pelo mesmo laboratório. Como parte do estudo, avaliou-se três

biolubrificantes derivados da mamona fornecidos pelo Laboratório de Síntese de Polímeros da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

2. OBJETIVOS

2.1 Objetivo geral

Desenvolver e validar metodologia para levantamento da curva de Stribeck em um tribômetro bloco-sobre-anel, bem como propor um novo método de avaliação de desempenho de lubrificantes a partir do tribômetro pino-sobre-disco do LATRIB.

2.2 Objetivos específicos

Os objetivos específicos do presente estudo são:

- Desenvolver e aplicar diferentes metodologias de teste para avaliar o comportamento tribológico de biolubrificantes;
- Melhorar a sensibilidade e precisão de leitura do equipamento pino-sobre-disco do LATRIB em ensaios de baixo atrito;
- Compreender a relação das propriedades físico-químicas dos lubrificantes avaliados no comportamento e desempenho tribológico.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Tribologia

3.1.1 Breve histórico

A tribologia é o estudo da interação entre superfícies em movimento relativo e os fenômenos associados ao atrito, desgaste e lubrificação. Ela desempenha um papel crucial em várias áreas da engenharia, incluindo a indústria automotiva, aeroespacial e de manufatura [Blau, 2008].

O interesse pela tribologia remonta a tempos antigos, quando os seres humanos começaram a desenvolver ferramentas e máquinas. A Figura 3.1 mostra uma pintura encontrada na tumba de Djehutihotep, que retrata diversos trabalhadores puxando uma estátua em uma espécie de trenó. Uma característica muito interessante desta pintura é que ela mostra uma pessoa de pé na frente da estátua, derramando um lubrificante líquido de um jarro no chão imediatamente à frente do trenó [Ayrinhac, 2016].

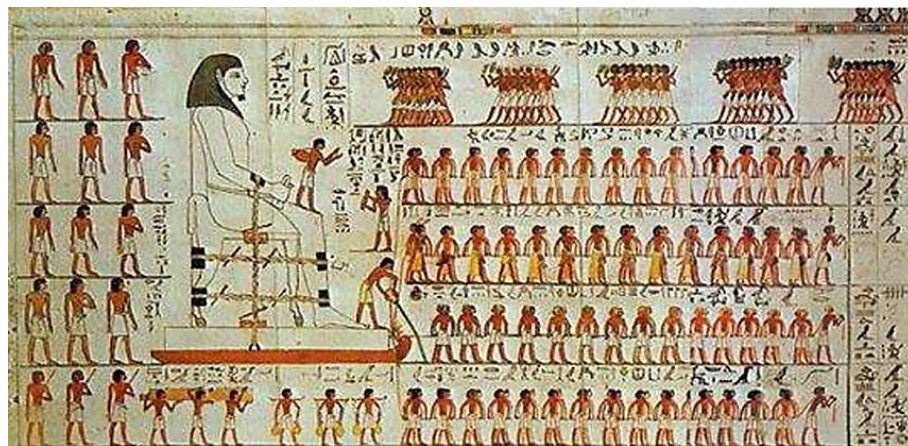


Figura 3.1 Pintura mural egípcia de 1880 a.C. na tumba de Djehutihotep retratando o transporte de uma estátua [Adaptado: Fall et al., 2014].

Leonardo da Vinci, no século XV, foi um dos primeiros a estudar o fenômeno do atrito e fez várias observações importantes a respeito. Ele observou que o atrito era proporcional ao peso do objeto e à rugosidade da superfície, e que poderia ser reduzido pelo uso de lubrificantes [Hutchings, 2016]. A Figura 3.2 traz os esboços dos seus experimentos. No século XVIII outros

cientistas fizeram suas contribuições. Amontons confirmou a proporcionalidade à carga aplicada (normal) e a independência do atrito à sua área aparente [Jaber et al., 2021]. John Theophilus Desaguliers observou a força atrativa, a adesão, entre esferas do mesmo material (chumbo), quando estas eram colocadas em contato direto [Haisma e Spierings, 2002]. Coulomb evidenciou as diferenças entre o atrito estático e o dinâmico e a independência deste com a velocidade de escorregamento [He et al., 2008].

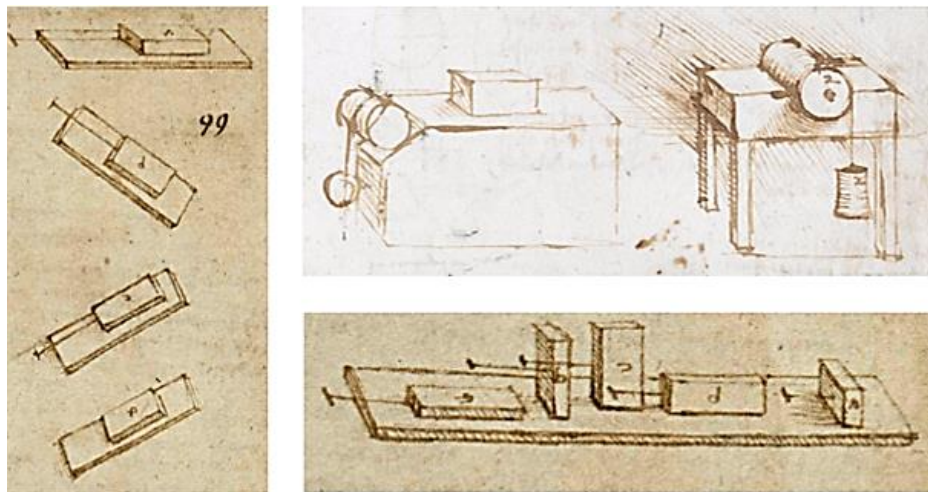


Figura 3.2 Esboços dos experimentos envolvendo atrito de da Vinci [Adaptado: Hutchings, 2016].

No entanto, a disciplina formal da tribologia como a conhecemos hoje só começou a se desenvolver no século XX. A demanda crescente por máquinas e tecnologias mais eficientes levou a uma maior compreensão dos processos de atrito e desgaste. O termo "tribologia" é derivado da palavra grega "*tribos*", que significa atrito [Jost, 1990]. Ele foi cunhado no conhecido Relatório Jost, "Lubrificação (Tribologia), Educação e Pesquisa: Um Relatório sobre a Situação Atual e as Necessidades da Indústria", em 1966, feito pelo Comitê do Departamento de Comércio e Indústria Britânico, liderado por Peter Jost [Wang e Chung, 2013, Hamrock et al., 2004].

3.2 Lubrificação

A lubrificação é um processo essencial na mecânica, responsável por reduzir o atrito e o desgaste entre superfícies sólidas em contato através do uso de fluidos viscosos, como óleos

e graxas [Gegner, 2016]. Além disso, alguns lubrificantes também são empregados para prevenir a corrosão de superfícies, auxiliar na extração de calor e ainda vedar sistemas mecânicos [Gegner, 2016].

Um marco para a melhor compreensão da hidrodinâmica na lubrificação ocorreu no final do século XIX com Beauchamp Tower. Tower observou que, em sua bancada para testes de mancais de deslizamento, o óleo sempre vazava por um orifício localizado abaixo da região de aplicação da carga, o que gerava problemas em seus testes [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Intrigado em saber o motivo do vazamento, Tower instalou um manômetro e realizou medições de pressão, constatando que o óleo estava pressurizado por um mecanismo ainda desconhecido. Essa pressão ele chamou de pressão hidrodinâmica e que a mesma era a responsável pela separação entre as superfícies do eixo e do mancal, por meio de uma força hidráulica [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Quase simultaneamente, Osborne Reynolds e outros teóricos, estavam trabalhando em uma teoria hidrodinâmica da lubrificação [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Utilizando os dados detalhados obtidos por Tower, Reynolds desenvolveu a teoria da lubrificação hidrodinâmica. Reynolds descreveu de maneira analítica, o que passou a ser chamado de “equação de Reynolds”, comprovando que um líquido viscoso pode fisicamente separar duas superfícies deslizantes por pressão hidrodinâmica, resultando em baixo atrito e teoricamente nenhum desgaste [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Já no início do século XX, Richard Stribeck, professor de engenharia de máquinas, realizou estudos fundamentais sobre regimes de lubrificação de mancais [Maier et al., 2022]. A Figura 3.3 mostra um de seus resultados originais publicados na época, onde Stribeck estudou a variação do atrito entre duas superfícies lubrificadas por líquido em função da velocidade para diferentes cargas. Ele desenvolveu o que posteriormente passou a ser a chamada “curva de Stribeck”, que descreve diferentes regimes de lubrificação, como o limítrofe, misto, hidrodinâmico e elastohidrodinâmico (contatos não conformes) [Blau, 2008, Woydt e Wäsche, 2010, Lu et al., 2006].

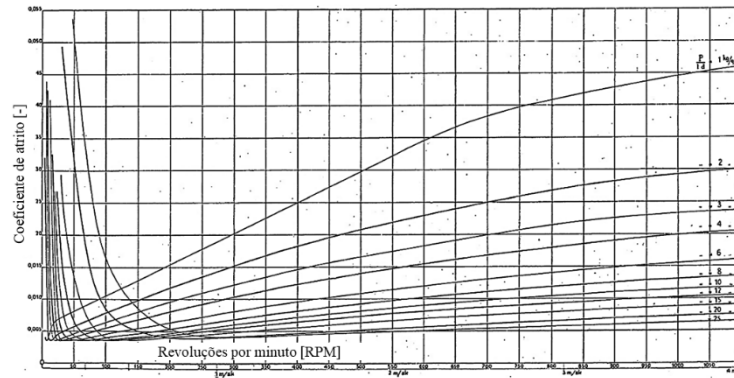


Figura 3.3 Curva de atrito *versus* revoluções por minuto para diferentes cargas, proposta por Stribeck [Adaptado: Stribeck, 1902].

Essa curva tem sido amplamente utilizada no projeto de rolamentos e na avaliação de lubrificantes [Blau, 2008]. Além disso, Stribeck confirmou os princípios da teoria do contato de Hertz [Dowson e Hamrock, 1981], demonstrando a relação entre atrito e velocidade em superfícies lubrificadas por líquido, identificando a transição entre a lubrificação de filme completo e as interações de asperezas sólidas [Woydt e Wäsche, 2010].

Após a incorporação do número de Hersey como parâmetro do eixo das abscissas, as várias curvas antes necessárias no trabalho original de Stribeck (como a curva mostrada na Figura 3.3), foram unificadas abrangendo as principais características dos mancais [Hamrock et al., 2004]. O número de Hersey (H_S) é mostrado na Equação 3.1, onde o atrito é uma função do produto da viscosidade absoluta (η) com a velocidade de rotação (ω), dividido pela pressão exercida (p) [Woydt e Wäsche, 2010, Hamrock et al., 2004]. Uma versão atual da curva de Stribeck pode ser vista na Figura 3.4, onde é possível ver o comportamento do coeficiente de atrito em função do número de Hersey (seja em função de uma alteração de velocidade ou de pressão). É possível verificar ainda por meio do referido gráfico, as fronteiras entre os regimes de lubrificação.

$$H_S = \frac{\eta \cdot \omega}{p} \quad (3.1)$$

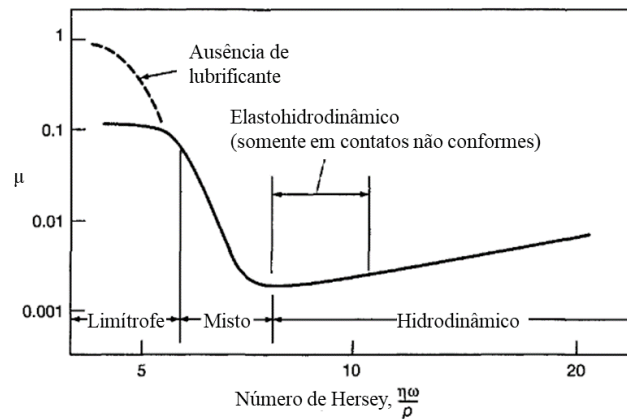


Figura 3.4 Curva de Stribeck em função do número de Hersey (abscissas), com identificação dos diferentes regimes de lubrificação [Adaptado: Hamrock et al., 2004].

3.2.1 Regime de lubrificação hidrodinâmico

A teoria de Reynolds descreve o mecanismo da lubrificação hidrodinâmica por meio da formação de uma película de líquido viscoso entre as superfícies móveis, que evita o contato direto e reduz o atrito [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Essa lubrificação é expressa matematicamente pela "equação de Reynolds", derivada a partir das equações de continuidade e momento de Navier-Stokes [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Por outro lado, para que ocorra uma lubrificação com filme fluido, o lubrificante entre as interfaces deve estar sob pressão e ser capaz de exercer uma força de impulso que mantenha a completa separação entre as superfícies [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015]. Essa força pode ser de natureza hidrostática ou hidrodinâmica [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015]. Na lubrificação hidrostática, o lubrificante é fornecido e mantido sob pressão por uma bomba externa [Straffelini, 2015]. Mesmo na ausência de movimento relativo entre as superfícies, a separação entre elas pode ocorrer desde que, o lubrificante seja alimentado na área de contato [Straffelini, 2015]. Esse tipo de lubrificação é utilizado em casos especiais, como em rolamentos com lubrificantes gasosos, como o ar, quando é necessário obter valores muito baixos do coeficiente de atrito estático [Straffelini, 2015].

Já na lubrificação hidrodinâmica, o lubrificante é capaz de exercer uma força de impulso, uma pressão, suficiente para separar as interfaces, somente quando há um movimento relativo com velocidade suficiente entre as superfícies em contato [Straffelini, 2015]. Essa pressão positiva no componente lubrificado (mancal de deslizamento, por exemplo) se

desenvolve devido a convergência das superfícies do componente, do movimento relativo e da viscosidade do fluido que separa as interfaces [Hamrock et al., 2004]. A Figura 3.5 ilustra esse princípio de geração da pressão hidrodinâmica entre duas superfícies não paralelas, onde à medida que a superfície inferior se movimenta, ela arrasta o lubrificante junto com o seu movimento em direção a convergência com a superfície superior (em ângulo de cunha). Dessa forma, uma região pressurizada é criada, caso contrário, haveria mais lubrificante entrando na cunha do que saindo dela. Assim, no início da cunha, a pressão crescente restringe o fluxo de entrada, e na saída, há uma diminuição na pressão que impulsiona o fluxo de saída [Hamrock et al., 2004].

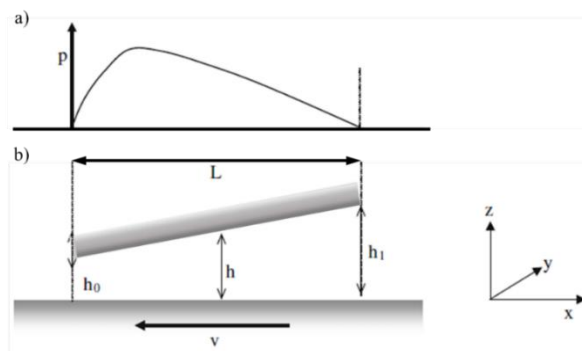


Figura 3.5 Princípio da lubrificação hidrodinâmica: (a) perfil da pressão hidrodinâmica produzida e (b) superfícies não paralelas com movimento relativo [Adaptado: Straffellini, 2015].

Foi descoberto por Reynolds, e por muitos pesquisadores posteriores, que devido ao mínimo ou nenhum contato entre as interfaces obtidos na lubrificação hidrodinâmica, essa condição proporciona um baixo atrito e uma alta resistência ao desgaste, sendo considerada a “forma ideal de lubrificação” [Hamrock et al., 2004]. Nesse regime, a maior parte do efeito lubrificante é governado pelas propriedades físicas do óleo, principalmente da viscosidade, e as características de atrito surgem puramente do cisalhamento do lubrificante viscoso (atrito viscoso) [Hamrock et al., 2004]. No entanto, existem algumas peculiaridades da lubrificação de um óleo que não podem ser explicadas em termos de viscosidade, presentes nos regimes envolvendo pressões de contato muito elevadas, fornecimento de lubrificante insuficiente ou baixas velocidades relativas [Stachowiak e Batchelor, 2005].

3.2.1.1 Regime de lubrificação elastohidrodinâmico

A lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) desempenha um papel fundamental na redução do desgaste e do atrito em contatos não conformes de elementos de máquinas lubrificadas por filme fluido [Hamrock et al., 2004]. Enquanto superfícies conformes se encaixam perfeitamente, permitindo uma distribuição de carga por uma área relativamente grande, muitos elementos de máquinas possuem superfícies não conformes, resultando em uma área de lubrificação significativamente menor [Hamrock et al., 2004]. A Figura 3.6 exemplifica as principais formas de superfícies não conformes encontradas em componentes mecânicos, sendo: contato entre esferas (Figura 3.6-a), produzindo uma área de contato real com formato circular; contato entre uma esfera e um plano (Figura 3.6-b), resultando em uma área de contato circular; contato entre cilindros com os eixos paralelos (Figura 3.6-c), formando uma área de contato retangular; Figura 3.6-d contato entre cilindros com eixos perpendiculares (Figura 3.6-d), gerando também uma área circular.

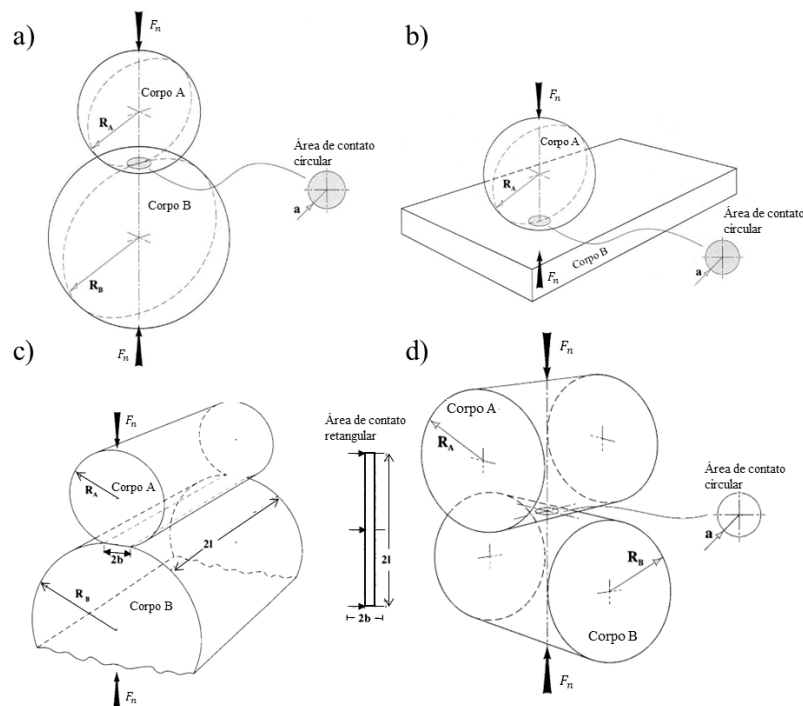


Figura 3.6 Exemplos de geometria de contato não conformes entre: (a) duas esferas, (b) esfera e plano, (c) cilindros paralelos e (d) cilindros com eixos perpendiculares [Adaptado: Stachowiak e Batchelor, 2005].

A lubrificação EHD é caracterizada pela interação física entre os corpos em contato e o lubrificante líquido, em que a deformação elástica dos corpos e as alterações de viscosidade com a pressão (piezoviscosidade) desempenham papéis importantes [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Os filmes lubrificantes formados pela lubrificação EHD são extremamente finos, geralmente na faixa de 0,1 a 1 μm , e conseguem separar as superfícies em interação, reduzindo consideravelmente o desgaste e o atrito [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Essa lubrificação é limitada a óleos devido à dependência entre pressão e viscosidade [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Embora seja mais comum em contatos não conformes, a lubrificação EHD também pode ocorrer em certas circunstâncias em contatos conformes altamente carregados, como mancais de deslizamento de apoio, que possuem uma componente significativa de deformação por contato e flexão [Stachowiak e Batchelor, 2005].

3.2.2 Regime de lubrificação limítrofe

A lubrificação limítrofe é um fenômeno complexo que ocorre em várias aplicações práticas quando as condições de operação não são favoráveis para a lubrificação hidrodinâmica [Straffelini, 2015, Stachowiak e Batchelor, 2005]. Nesse regime, o lubrificante não consegue fornecer um suporte adequado devido a altas cargas e/ou baixas velocidades, resultando em um filme lubrificante com espessura inferior às rugosidades das superfícies [Straffelini, 2015, Mobley, 2001]. Isso leva ao contato próximo das asperezas das superfícies, podendo ocorrer contatos plásticos locais, especialmente em metais [Straffelini, 2015, Mobley, 2001].

Nessas condições, forma-se na superfície a ser lubrificada uma camada limite, por meio de processos de absorção física, adsorção química ou reação química, que desempenham um papel fundamental [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015, Hamrock et al., 2004]. Essa camada atua como uma barreira de aderência, impedindo o contato direto metal-metal das asperezas e reduzindo o coeficiente de atrito. Pode-se ilustrar o princípio de operação considerando o coeficiente de atrito (μ), que é definido pela relação entre a força de atrito (F_a) [N] e a força normal aplicada (F_N) [N], como mostrado na Equação 3.2:

$$\mu = \frac{F_a}{F_N} \quad (3.2)$$

E uma vez que neste regime de lubrificação ocorre o contato entre as asperezas da superfície, o contato “seco” é estabelecido entre elas, e a área de contato “verdadeira” é a soma das áreas de contato individuais das asperezas [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Supondo que a adesão seja a principal componente da força de atrito, então esta pode ser expressa como a Equação 3.3 e a força normal pode ser expressa em termos da área de contato, Equação 3.4:

$$F_a = A_t \cdot \tau \quad (3.3)$$

$$F_N = A_t \cdot p_y \quad (3.4)$$

Onde:

- F_a – Força de atrito [N]
- F_N - Força normal [N]
- A_t - Área de contato real [m²]
- τ – Tensão de cisalhamento efetiva do material [Pa]
- p_y – Tensão de fluxo plástico do material (relacionada com a dureza da indentação) [Pa]

substituindo F_a e F_N na equação 3.2 e realizando as devidas simplificações, obtem-se a Equação 3.5:

$$\mu = \frac{\tau}{p_y} \quad (3.5)$$

Assim, pela Equação 3.5 percebe-se o princípio por trás da lubrificação limítrofe. A fim de se obter um coeficiente de atrito baixo devemos ter um material com baixa resistência ao cisalhamento e alta dureza (relacionado à p_y), sendo esses requisitos claramente incompatíveis. Dessa forma, o lubrificante assume o papel de formar uma camada, um filme, com baixa resistência ao cisalhamento entre as superfícies deslizantes [Stachowiak e Batchelor, 2005].

3.2.3 Regime de lubrificação mista

Muitos componentes com contatos deslizantes de importância prática operam em um regime que não é exclusivamente governado pela lubrificação hidrodinâmica ou pela lubrificação limítrofe [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Ao contrário, a lubrificação mista envolve a atuação simultânea desses dois mecanismos de lubrificação, que desempenham papéis essenciais na redução do atrito e do desgaste no contato [Stachowiak e Batchelor, 2005, Hamrock et al., 2004]. Em outras palavras, a lubrificação mista ocorre quando tanto um filme hidrodinâmico quanto a camada limite de lubrificante adsorvido são responsáveis por suportar a carga normal aplicada [Straffelini, 2015, Stachowiak e Batchelor, 2005, Hamrock et al., 2004]. No regime de lubrificação mista, as asperezas da superfície têm, em média, a mesma altura que a espessura do filme lubrificante. Isso pode levar a colisões entre as asperezas mais altas durante o deslizamento, resultando em deformações plásticas locais por cisalhamento [Straffelini, 2015, Stachowiak e Batchelor, 2005]. Essas deformações podem resultar em desgaste, avarias ou serem as precursoras de falhas por fadiga de contato [Straffelini, 2015, Stachowiak e Batchelor, 2005]. Quando estes picos das asperezas estão alinhados (sob contato) é a camada limite de lubrificante adsorvido a responsável por atenuar o atrito. A Figura 3.7 esquematiza o funcionamento do regime misto, onde podemos ver a formação de filme hidrodinâmico entre os picos das asperezas.

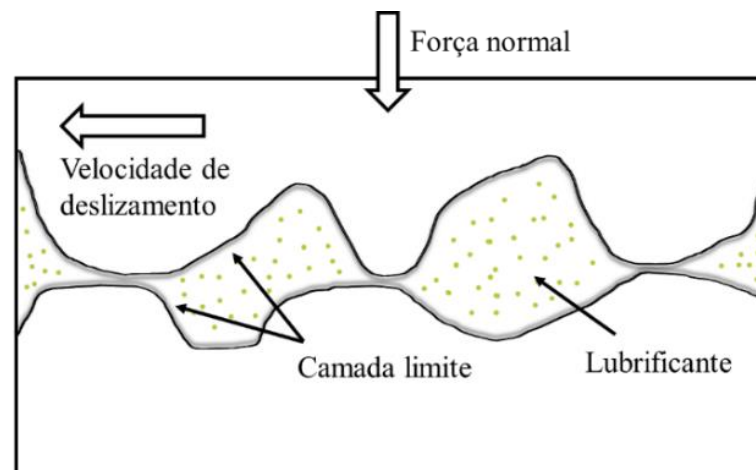


Figura 3.7 Esquema de funcionamento da lubrificação mista.

3.2.4 Natureza dos lubrificantes

Os lubrificantes são geralmente classificados quanto ao seu estado físico e quanto a sua origem. Considerando o estado físico, os lubrificantes podem ser sólidos, líquidos, pastosos ou gasosos [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Os lubrificantes líquidos são compostos por óleo básico e aditivos e são utilizados principalmente em aplicações que exigem alta velocidade. Apresentam baixa viscosidade e, como resultado, baixa perda energética por atrito [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Já as graxas ou lubrificantes pastosos são substâncias pastosas compostas por óleo básico, aditivos e espessantes. Os espessantes são particulados sólidos que têm a função de aumentar a viscosidade dos óleos [Hamrock et al., 2004]. Os lubrificantes sólidos são materiais sólidos com capacidade inerente de lubrificar, como o dissulfeto de molibdênio (MoS_2), o grafite e o politetrafluoretileno [Straffelini, 2015]. Por fim, os lubrificantes gasosos são usados em casos especiais, em lugares onde não são possíveis as aplicações dos lubrificantes convencionais. Exemplos de lubrificantes gasosos incluem: o ar, nitrogênio e os gases halogenados [Hamrock et al., 2004].

Os óleos podem ter duas origens diferentes, biológica (animal e vegetal) e não biológica (mineral e sintéticos), o que proporciona uma vasta variedade de compostos hidrocarbonetos [Hamrock et al., 2004, Stachowiak e Batchelor, 2005]. Além disso, costumam ser compostos tipicamente por 95% de óleo base e 5% de aditivos [Stachowiak e Batchelor, 2005]. As propriedades físicas de um óleo dependem de sua base lubrificante, sendo essa na maioria dos casos, quimicamente inerte [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Os lubrificantes minerais são predominantemente derivados do processo de refino do petróleo e desempenham um papel central nas aplicações industriais devido à sua ampla disponibilidade, menor custo com relação aos demais e desempenho confiável [Straffelini, 2015]. Por outro lado, apresentam os efeitos negativos de oxidarem, degradarem com a temperatura, apresentarem riscos de inflamabilidade [Stachowiak e Batchelor, 2005] além de vários estudos documentarem os efeitos nocivos dos lubrificantes à base de petróleo na saúde humana. A inalação crônica ou a exposição dérmica a lubrificantes à base de petróleo podem ter efeitos inflamatórios no sistema respiratório e no local de contato, além de serem carcinogênicos [McNutt e He, 2016].

Os considerados lubrificantes sintéticos são formulados a partir de compostos sintéticos obtidos por meio de síntese petroquímica, como poliglicóis, ésteres e polialfaolefinas

[Straffelini, 2015]. Esses lubrificantes sintéticos apresentam propriedades excepcionais em relação aos lubrificantes minerais, como uma ampla faixa de temperatura de operação, maior estabilidade térmica e menor volatilidade, tornando-os cada vez mais populares em diversas áreas de aplicação. Porém, apresentam um custo mais elevado [Stachowiak e Batchelor, 2005, Hamrock et al., 2004].

Os lubrificantes biológicos, também chamados de lubrificantes de origem natural ou ainda de biolubrificantes, como os lubrificantes graxos, são obtidos a partir de fontes vegetais ou animais, incluindo óleo de soja, óleo de mamona, óleo de palma e óleo de carneiro [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Esses lubrificantes naturais oferecem características únicas, como propriedades biodegradáveis, melhor compatibilidade ambiental assim como baixo ou nenhum risco de contaminação, e são frequentemente aplicados em setores específicos que valorizam essas qualidades [Stachowiak e Batchelor, 2005, Zulkifli et al., 2016, McNutt e He, 2016]. Além disso, os biolubrificantes possuem um comportamento anfifílico. Essa propriedade faz com que eles possuam na mesma molécula regiões polares e apolares, o que favorece a formação de um filme lubrificante fortemente aderido à superfície, aliado a uma boa lubricidade [Quinchia et al., 2014, Stachowiak e Batchelor, 2005, Wang e Chung, 2013, Shi et al., 2021]. Isso os tornam extremamente atrativos, principalmente para regimes limítrofes ou com baixo fornecimento de óleo [Quinchia et al., 2014]. Embora os biolubrificantes ofereçam benefícios significativos para o meio ambiente e saúde em comparação aos lubrificantes à base de óleo mineral, eles também possuem uma desvantagem importante: baixa estabilidade térmica e oxidativa, ou seja, baixa resistência à degradação. Sua baixa resistência à degradação está relacionada a consideráveis variações na viscosidade com a temperatura, bem como a processos indesejáveis de oxidação [McNutt e He, 2016, Fox e Stachowiak, 2007, Adhvaryu et al., 2004]. Essas propriedades podem ser melhoradas com o uso de aditivos e também através de modificações químicas [Stachowiak e Batchelor, 2005].

3.2.5 Aditivos e alterações químicas de base

Substâncias químicas adicionadas intencionalmente a um óleo com o objetivo de melhorar suas propriedades são chamadas de aditivos [Stachowiak e Batchelor, 2005]. A presença de aditivos no óleo lubrificante desempenha um papel crucial no controle dos

mecanismos de lubrificação e performance do mesmo [Stachowiak e Batchelor, 2005, Mobley, 2001].

Esses aditivos são amplamente utilizados para modificar as propriedades químicas dos lubrificantes, a fim de atender às demandas específicas de diversas aplicações. Eles desempenham um papel fundamental na melhoria do desempenho tribológico, principalmente por meio do aumento da viscosidade, da adsorção nas superfícies de contato e da formação de camadas amorfas e filmes sacrificiais (agindo de forma semelhante a um lubrificante sólido). Essas modificações são essenciais para prevenir o contato direto entre as superfícies e garantir o bom funcionamento e a confiabilidade das máquinas [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Os aditivos mais comumente utilizados em lubrificantes abrangem uma variedade de classes funcionais que desempenham papéis específicos na otimização do desempenho do lubrificante [Hamrock et al., 2004]. Dentre esses aditivos, destacam-se os antioxidantes, antidesgaste, detergentes, dispersantes, agentes de extrema pressão e modificadores de viscosidade [Hamrock et al., 2004, Stachowiak e Batchelor, 2005].

Os antioxidantes são aditivos que desempenham um papel fundamental na prevenção da oxidação do óleo, prolongando sua vida útil e preservando suas propriedades lubrificantes, o que é especialmente importante em aplicações com elevada temperatura [Hamrock et al., 2004]. Aditivos antidesgaste são responsáveis pela formação de uma camada protetora nas superfícies metálicas, reduzindo o desgaste e aumentando a vida útil dos componentes em contato [Straffelini, 2015]. Os aditivos detergentes têm como função principal manter as superfícies metálicas limpas, prevenindo a formação de depósitos e a corrosão [Hamrock et al., 2004]. Dispersantes têm a finalidade de manter contaminantes em suspensão no óleo, evitando a formação de depósitos e garantindo a fluidez do lubrificante [Hamrock et al., 2004]. Agentes de extrema pressão (EP) são empregados em aplicações sujeitas a altas cargas e pressões, onde as condições de lubrificação podem ser insuficientes. Eles formam uma camada protetora nas superfícies metálicas, reduzindo o desgaste e o atrito [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Os aditivos modificadores de viscosidade têm a finalidade de ajustar a viscosidade do lubrificante, garantindo seu desempenho eficiente em uma ampla faixa de temperaturas e condições de operação [Wang e Chung, 2013].

Outra abordagem para aprimorar as propriedades dos lubrificantes é por meio de modificações químicas na composição básica, a fim de atender às necessidades específicas de diferentes aplicações [Murru et al., 2021]. Essas alterações podem incluir a síntese de novos

compostos químicos e a modificação de compostos existentes para criar lubrificantes com propriedades específicas [Rios et al., 2020]. No contexto dos lubrificantes de base vegetal, várias técnicas de alterações químicas podem ser aplicadas [McNutt e He, 2016]. Alguns exemplos dessas técnicas incluem a transesterificação/esterificação, aminólise, epoxidação e formação de estólios [Edla et al., 2022, McNutt e He, 2016, Massoud et al., 2020]. Essas transformações químicas permitem a modificação das características dos lubrificantes de base vegetal, visando melhorar principalmente a sua estabilidade térmica e a resistência à oxidação [Campanella et al., 2010, McNutt e He, 2016].

3.2.5.1 Transesterificação

A transesterificação de triglicerídeos é um processo amplamente empregado na produção de lubrificantes de fonte vegetal e animal. Durante a transesterificação, exemplificada na Figura 3.8 com um triglicerídeo à base de óleo de mamona, ocorre uma reação química entre os triglicerídeos e um álcool de cadeia curta, geralmente metanol ou etanol, na presença de um catalisador ácido ou básico [McNutt e He, 2016]. Esse processo resulta na quebra das ligações entre os ácidos graxos (cadeias de carbono em preto na Figura 3.8) e o glicerol (“cabeça da molécula” em vermelho na Figura 3.8) presentes nos triglicerídeos, gerando uma mistura de ésteres monoalquílicos e gliceróis, dos quais os gliceróis são posteriormente removidos [Murru et al., 2021]. A modificação estrutural dos triglicerídeos de origem vegetal tem um impacto direto nas propriedades do lubrificante obtido.

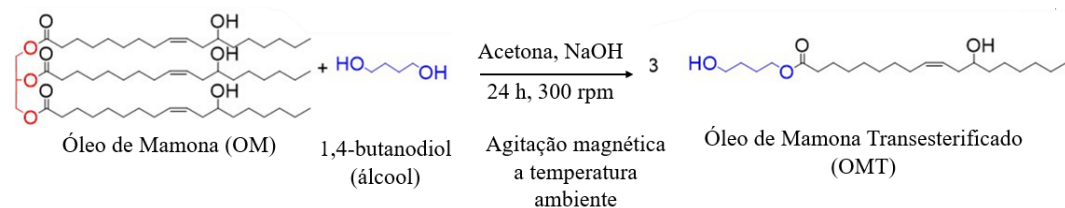


Figura 3.8 Esquema do processo de transesterificação de um óleo de mamona [Adaptado: Stradolini, 2022].

A transesterificação promove uma redução da viscosidade do biolubrificante, conferindo-lhe maior fluidez em comparação com os triglicerídeos originais [Murru et al., 2021]. Ademais, esse processo pode ocasionar uma modificação da polaridade dos ésteres

formados, o que pode influenciar significativamente sua capacidade de solubilidade e interação com as superfícies metálicas [Huang et al., 2015]. A massa molecular do lubrificante também pode ser alterada em virtude das condições de transesterificação, resultando, geralmente, em melhorias na estabilidade térmica e na capacidade de lubrificação [McNutt e He, 2016].

3.2.5.2 Aminólise

A aminólise de triglicerídeos de origem vegetal é um processo utilizado na produção de biolubrificantes que visa a modificação das propriedades químicas e físicas desses compostos. Durante o processo de aminólise, ocorre a reação entre os triglicerídeos e aminas, resultando na substituição dos grupos éster (oxigênios em vermelho com os carbonos e oxigênios em ligação dupla, Figura 3.9) por grupos amida (em verde na Figura 3.9), formando ésteres aminolisados [Pramanik et al., 2013]. Essa reação química é geralmente realizada em condições controladas de temperatura e pressão, com a presença de um catalisador adequado [Pramanik et al., 2013]. A Figura 3.9 esquematiza a alteração molecular para um triglicerídeo à base de mamona.

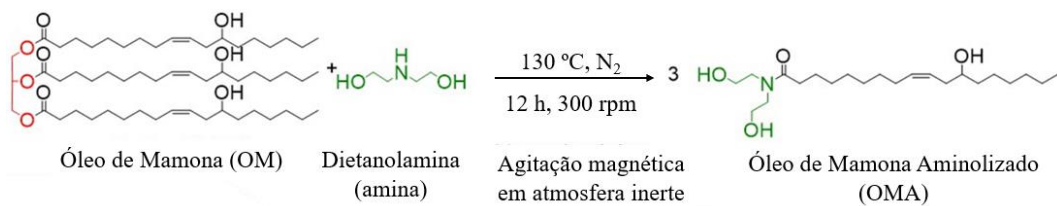


Figura 3.9 Esquema do processo de aminólise de um óleo de mamona [Adaptado: Stradolini, 2022].

A aminólise dos triglicerídeos de origem vegetal tem um impacto significativo nas propriedades do lubrificante produzido. Em relação à viscosidade, o processo de aminólise pode tanto aumentar como reduzir a viscosidade do lubrificante em comparação aos triglicerídeos originais [Mang, 2014, Mortier et al., 2010]. Quanto à polaridade, a aminólise resulta em um aumento na polaridade do lubrificante devido à presença dos grupos amida. Essa maior polaridade pode melhorar a afinidade do biolubrificante com as superfícies metálicas, resultando em uma melhor aderência e redução do desgaste dos componentes [Stachowiak e Batchelor, 2005, Shi et al., 2021]. Além disso, a aminólise também pode influenciar a massa molecular do lubrificante produzido. Dependendo das condições de reação, é possível obter

biolubrificantes com massa molecular mais alta ou mais baixa em comparação aos triglicerídeos originais. A modificação na massa molecular pode impactar diretamente a estabilidade térmica e a capacidade de lubrificação do biolubrificante [Liu et al., 2023].

3.3 Mecanismos de falha

O desgaste pode ser definido como um dano a uma superfície em contato e movimento relativo com outra, com irreversível e progressiva perda de material, que resulta na formação de fragmentos (*debris*) que acabam saindo do sistema tribológico [ASTM G40-22a, 2022, Straffelini, 2015].

As características do movimento relativo entre dois corpos em contato definem os processos de desgaste [Straffelini, 2015]. Apesar do alto número de processos de desgaste encontrados na prática, a investigação do dano por desgaste é facilitada pela observação de que cada processo de desgaste é determinado pela ação de um mecanismo de desgaste predominante, e existem apenas quatro mecanismos de desgaste principais: abrasão, adesão, triboquímico e fadiga de contato [Straffelini, 2015].

3.3.1 Abrasão

O desgaste abrasivo é um fenômeno amplamente estudado e observado quando um objeto sólido entra em contato e desliza contra partículas ou protuberâncias de um material com dureza igual ou superior [ASTM G40-22a, 2022, Stachowiak e Batchelor, 2005]. Embora seja comumente associado a aplicações industriais, como o desgaste das pás de máquinas de movimentação de terra, é importante ressaltar que sua extensão é maior do que se imagina, podendo ocorrer em qualquer material na presença de partículas duras [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Um exemplo disso é o desgaste abrasivo em cortadores e trituradores de cana-de-açúcar devido à presença de sílica nas fibras vegetais [Stachowiak e Batchelor, 2005].

A compreensão dos mecanismos envolvidos no desgaste abrasivo é essencial para o desenvolvimento de estratégias de prevenção e controle [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Estudos microscópicos revelaram que o processo de corte/micro corte mostrado na Figura 3.10-a, é apenas um dos vários mecanismos indiretos envolvidos [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Além do corte, existem ainda a microfratura (Figura 3.10-b), o arrancamento de grãos

individuais (Figura 3.10-d) e a fadiga acelerada por deformações repetidas, também chamada de micro sulcamento (Figura 3.10-c) [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Cada um destes mecanismos de abrasão possui características específicas e podem atuar de forma conjunta, resultando em diferentes formas de desgaste abrasivo [Stachowiak e Batchelor, 2005].

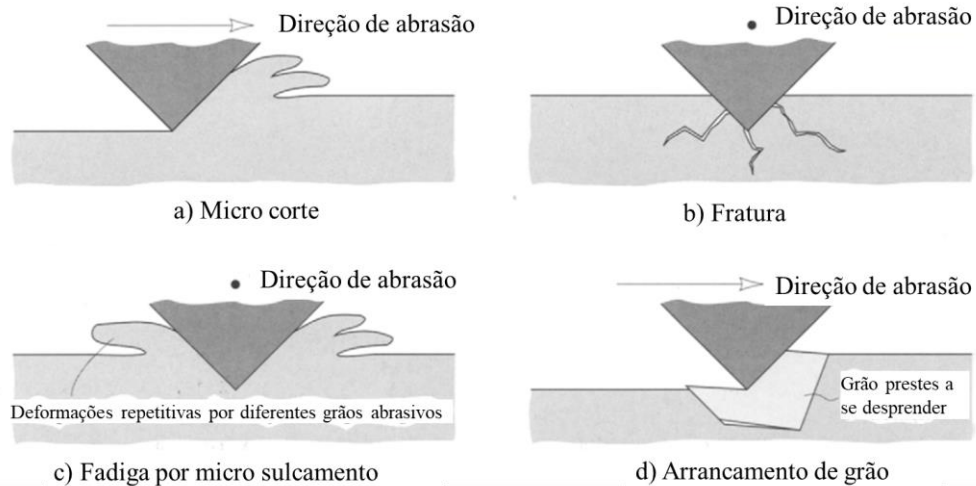


Figura 3.10 Mecanismos de desgaste abrasivo: (a) micro corte, (b) fratura, (c) fadiga por micro sulcamento e (d) arrancamento de grão [Adaptado: Stachowiak e Batchelor, 2005].

3.3.2 Adesão

A adesão é definida pela norma ASTM G-40 como um desgaste devido a ligações localizadas entre duas superfícies sólidas, levando a transferência de material entre as duas superfícies ou a perda desse material de ambas as partes (fragmentos soltos, *debris*) [ASTM G40-22a, 2022, Straffelini, 2015]. A Figura 3.11 apresenta um esquema de como ocorre o desgaste por adesão com a continuidade do movimento relativo mesmo após a união localizada entre as superfícies, gerando uma perda de material em forma de fragmentos aderidos a uma das superfícies e também em fragmentos soltos. O desgaste por adesão é um fenômeno de grande relevância na área da tribologia, caracterizado por altas taxas de desgaste e um coeficiente de atrito instável [Stachowiak e Batchelor, 2005].

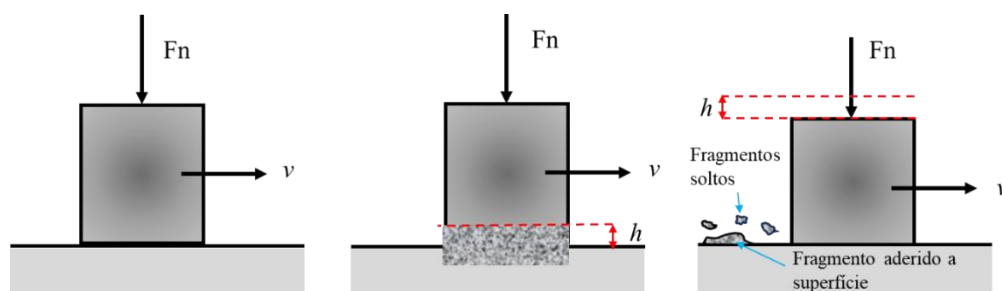


Figura 3.11 Esquema simplificado da perda de material pelo desgaste abrasivo.

A adesão entre sólidos é influenciada por diversos fatores e pode ser explicado pela transferência de elétrons entre as superfícies em contato [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Dessa forma, principalmente para os metais que apresentam uma grande liberdade em seus elétrons, grandes forças adesivas são esperadas, principalmente no contato entre materiais semelhantes, como por exemplo, entre duas superfícies de aço. Porém muitas outras combinações de materiais diferentes também podem apresentar uma forte adesão [Stachowiak e Batchelor, 2005].

No caso de materiais dúcteis, durante o deslizamento, ocorrem junções plásticas nas asperezas em contato, levando à formação de adesão nessas junções [Straffelini, 2015]. Em alguns casos, essas junções podem ser mais resistentes do que o próprio material de base. Como consequência, uma fratura entre essas junções e a superfície de base pode ocorrer, resultando na formação de fragmentos de material soltos (*debris*) [Straffelini, 2015], como exemplificado na Figura 3.11.

A redução do coeficiente de desgaste por adesão está relacionada à diminuição da compatibilidade tribológica dos materiais em contato e também ao aumento da dureza dos mesmos [Straffelini, 2015]. Assim, a presença de contaminantes superficiais, como camadas de óxido, a utilização de lubrificantes ou a troca de pelo menos um dos materiais do par tribológico inibe a adesão entre as superfícies [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015]. É importante ressaltar que o desgaste por adesão não está limitado apenas ao corpo com menor dureza [Straffelini, 2015]. Em sistemas tribológicos, o desgaste é resultado da soma dos volumes de desgaste dos dois corpos em contato, sendo que corpos com dureza comparável contribuem para o volume total de desgaste [Straffelini, 2015]. Uma forma de adesão particularmente severa e potencialmente catastrófica para os componentes mecânicos é o *scuffing* [Wojciechowski et al., 2015].

3.3.2.1 Scuffing

O *scuffing* é uma forma de desgaste por adesão que ocorre em tribossistemas com lubrificação inadequada e é caracterizada por alterações localizadas, macroscopicamente observáveis na textura da superfície [ASTM G40-22a, 2022, Stachowiak e Batchelor, 2005]. A Figura 3.12 apresenta um exemplo do aspecto superficial deste tipo de desgaste.

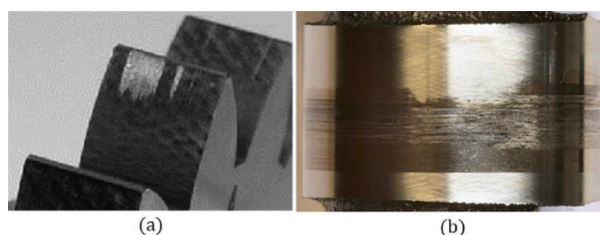


Figura 3.12 Exemplo do aspecto superficial de um componente que sofreu desgaste por *scuffing*: (a) dente de engrenagem e (b) eixo do comando de válvulas [Adaptado: Lyu et al., 2021].

A ocorrência desse mecanismo de falha está relacionada com as colisões entre as asperezas das interfaces em movimento relativo. Como consequência, vários contatos não-lubrificadas entre as asperezas são estabelecidos, produzindo também um aumento local da temperatura [Straffelini, 2015]. Tudo isso pode iniciar um efeito em cadeia, com a dessorção progressiva do lubrificante e, por fim, à falha de pelo menos um dos componentes [Straffelini, 2015].

Todo esse processo tem início e desenvolvimento rápidos, sendo essa uma das características desse mecanismo de falha: o aumento abrupto e acentuado no atrito, sem diminuição gradual da espessura do filme lubrificante ou pré-indicador do colapso do mesmo [Stachowiak e Batchelor, 2005]. A rapidez que ocorre a falha e a destruição das superfícies originais dificultam muito qualquer investigação sobre as causas originais do *scuffing*. Na verdade, em alguns casos de falha em engrenagens por *scuffing* severo, o óleo pode queimar e os dentes de aço podem sofrer modificações metalúrgicas, bem como deformação plástica [Stachowiak e Batchelor, 2005].

No entanto, a questão crucial de como o *scuffing* é iniciado ainda permanece incerta [Bowman e Stachowiak, 1996]. Vários modelos teóricos para previsão do início do *scuffing* foram propostos, envolvendo a temperatura, carga aplicada, dessorção (remoção da camada adsorvida) da camada de lubrificante, as deformações plásticas localizadas das asperezas, intensidade do atrito e energia de superfície [Bowman e Stachowiak, 1996, Straffelini, 2015, Wojciechowski et al., 2015]. Porém, todos esses fatores influenciam direta ou indiretamente e podem variar consideravelmente [Wojciechowski et al., 2015], de forma que, até o momento nenhum modelo é capaz de prever com precisão a ocorrência do *scuffing* ou de fornecer uma estimativa de, por exemplo, quanto de carga um determinado sistema tribológico é capaz de suportar [Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015].

3.3.3 Desgaste triboquímico

A causa fundamental dessa forma de desgaste é uma reação química entre o material desgastado e um meio corrosivo ou oxidativo, que pode ser um reagente químico, lubrificante reativo ou até mesmo o ar [Stachowiak e Batchelor, 2005]. O desgaste corrosivo é um termo geral que se refere a qualquer forma de desgaste dependente de um processo químico ou corrosivo, enquanto o desgaste oxidativo refere-se ao desgaste causado pelo oxigênio atmosférico [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Ambas essas formas de desgaste compartilham a característica surpreendente de que uma taxa de desgaste rápida geralmente é acompanhada por um coeficiente de atrito diminuído. Essa divergência entre atrito e desgaste é um indicador muito útil desse processo de desgaste [Stachowiak e Batchelor, 2005].

Podemos entender e visualizar melhor essa divergência no comportamento entre baixo atrito e alto desgaste considerando uma camada de óxido, por exemplo, onde a mesma atua como um filme de lubrificante sólido entre as interfaces. Porém, quando a mesma é removida devido à interação mecânica das superfícies, há uma considerável perda de material (o próprio filme óxido e possivelmente algum material de base) [Straffelini, 2015]. Esse mecanismo de desgaste pode ser visualizado na Figura 3.13.

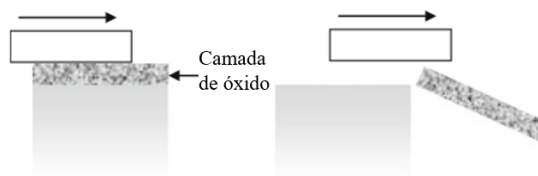


Figura 3.13 Esquema do processo de desgaste tribo-oxidativo pela perda da camada de óxido [Adaptado: Straffelini, 2015].

3.3.4 Fadiga superficial

O desgaste por fadiga é a deterioração de uma superfície sólida causada pela fratura resultante da fadiga do material, em decorrência da nucleação e propagação de fissuras sob cargas cíclicas [ASTM G40-22a, 2022, Stachowiak e Batchelor, 2005, Straffelini, 2015]. Esse tipo de desgaste ocorre principalmente em contatos de superfícies de rolamento não conformes [Straffelini, 2015], como em mancais de rolamento de rolos [Straffelini, 2015], ou em contatos deslizantes, como por exemplo em próteses dentárias [Ren et al., 2011] e de articulações [Ryu et al., 2017]. Embora as superfícies desgastadas apresentem deformações plásticas em pequena escala, o desgaste por fadiga de contato é distinto dos outros mecanismos de desgaste progressivo [Stachowiak e Batchelor, 2005]. Os materiais envolvidos sofrem altas tensões locais durante o deslizamento ou rolamento, resultando na geração de partículas de desgaste através de fissuras propagadas pela fadiga [Stachowiak e Batchelor, 2005].

O desgaste por fadiga de contato é influenciado por vários fatores, incluindo tensões de contato, regime de lubrificação, deslizamento, propriedades dos materiais e tensões residuais [Straffelini, 2015]. A nucleação de fissuras ocorre em áreas com alta concentração de tensões, como inclusões não metálicas e falhas pré-existentes [Straffelini, 2015]. O mecanismo de desgaste por fadiga iniciado por trinca superficial é ilustrado esquematicamente na Figura 3.14, onde uma trinca primária se origina na superfície em algum ponto fraco na estrutura do material (Figura 3.14-a) e se propaga para baixo ao longo de planos frágeis, como planos de deslizamento ou contornos de grão (Figura 3.14-b). Uma trinca secundária pode se desenvolver a partir da trinca primária ou, alternativamente, a trinca primária pode se conectar a outra trinca subsuperficial já existente (Figura 3.14-c). Quando a trinca em desenvolvimento alcança a superfície novamente, uma partícula de desgaste é liberada (Figura 3.14-d) [Stachowiak e Batchelor, 2005].

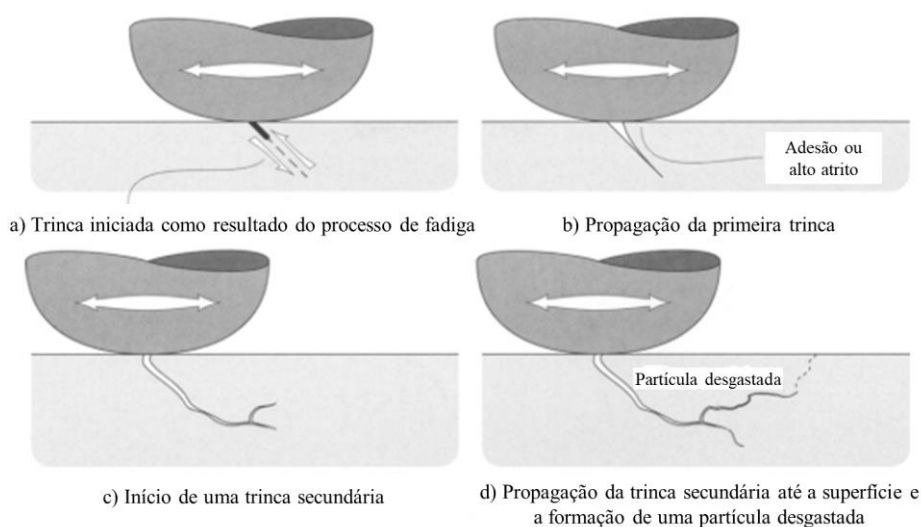


Figura 3.14 Esquema do processo de desgaste por fadiga de contato em superfícies de deslizamento, considerando as etapas de (a) início e (b) propagação de trincas superficiais, (c) início de trincas secundárias e também (d) a propagação destas até a superfície, gerando perda de material [Adaptado: Stachowiak e Batchelor, 2005].

3.4 Ensaios de capacidade de carga de um lubrificante (resistência ao *scuffing*)

O coeficiente de atrito e as respostas de desgaste dependem do sistema tribológico, exigindo testes de campo complexos e caros. Como alternativa, os testes de laboratório em configurações simplificadas são preferidos, permitindo melhor controle dos parâmetros e interpretação dos resultados. Esses testes simplificados possibilitam comparações de desempenho entre diferentes materiais e lubrificantes, com confiabilidade estatística e menor custo [Straffelini, 2015].

Uma característica importante de um lubrificante é a sua capacidade de carga. A norma ASTM D2782 de 2020 define a capacidade de carga como a carga ou pressão máxima que pode ser suportada pelo lubrificante (quando usado em um sistema específico sob condições específicas) sem falha das superfícies de contato deslizante, evidenciada por marcas superficiais ou *scuffing* [ASTM D2782-20, 2020]. Vários métodos de teste foram desenvolvidos com o intuito de melhor avaliar as propriedades dos lubrificantes, incluindo a capacidade de carga.

3.4.1 Ensaio Timken

O ensaio Timken é amplamente utilizado na indústria de lubrificantes, e surgiu com o equipamento desenvolvido na década de 1930 pelo fabricante de rolamentos Timken [Mang, 2014]. Um esquema simplificado do funcionamento do equipamento é mostrado na Figura 3.15. O ensaio utiliza uma geometria não-conforme de bloco-sobre-anel, consistindo de um bloco retangular estacionário e um anel em rotação, chamado de “cup” [Wei e Scott, 1995, Mang, 2014]. A velocidade de rotação é de 800 rpm e a área de contato é continuamente lubrificada. O bloco é forçado por baixo com um mecanismo que aplica uma força constante por 10 minutos. Caso ocorra falha por *scuffing* (percebida pelo barulho e vibração e, confirmada posteriormente com inspeção visual) durante este tempo o ensaio é finalizado [ASTM D2782-20, 2020]. Se ao final dos 10 minutos nenhuma falha por *scuffing* for relatada o ensaio é refeito, com um incremento de aproximadamente 45 N na carga, utilizando um novo anel [ASTM D2782-20, 2020]. Esse procedimento de aumento da carga é repetido até a falha ocorrer em uma repetição, definindo a carga desta repetição como a carga máxima que o lubrificante suporta [Wei e Scott, 1995, Mang, 2014]. Tanto o equipamento quanto o procedimento do ensaio Timken é normatizado pela ASTM (*American Society for Testing and Materials*) para ensaios com lubrificantes líquidos [ASTM D2782-20, 2020], bem como para graxas [ASTM D2509-20a, 2020].



Figura 3.15 Esquema simplificado do contato e funcionamento do ensaio Timken

[Adaptado: Mang, 2014].

Além de ser usado para caracterizar as propriedades dos óleos base, o ensaio Timken também pode ser usado para estudar o desempenho de aditivos. Um exemplo dessa aplicação é o trabalho de Fang et al., 1993, onde os autores compararam o desempenho de três aditivos

diferentes, oleofina sulfurizada, dibutil fosfito e um complexo de tiofosfato-amina, quanto a sua capacidade de carga. Após executarem o teste conforme a norma ASTM D2782, os autores concluíram que os óleos que continham a oleofina sulfurizada apresentaram uma maior capacidade de carga e que uma combinação da mesma com dibutil fosfito promove uma melhora ainda maior [Fang et al., 1993].

3.4.2 Ensaio *Four-balls*

Em termos de publicações, o teste utilizando a geometria de quatro esferas (comumente chamado de *four-balls*) é a configuração mais comum para testes com lubrificantes [Mang, 2014]. A Figura 3.16 apresenta um esquema simplificado da geometria de contato do ensaio, que consiste em uma esfera rotativa pressionada contra três esferas estacionárias, que estão dentro de um recipiente contendo o lubrificante, resultando em três pontos de contato [Aguilar-Rosas et al., 2023, Mang, 2014, Straffelini, 2015].

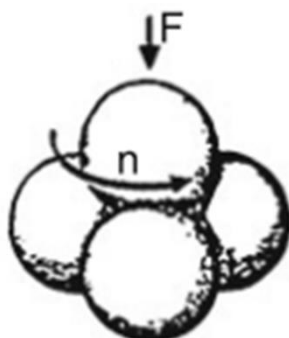


Figura 3.16 Esquema simplificado do contato e funcionamento do ensaio *four-balls*
[Adaptado: Mang, 2014].

Essa configuração de teste é amplamente utilizado pela indústria para avaliar as propriedades lubrificantes, seguindo diferentes procedimentos normatizados, como as normas da ASTM D5183, D2783 e D4172, a norma IP 239 e as normas ISO/DIN 51350-2 e 51350-3 [Aguilar-Rosas et al., 2023]. Dependendo de cada procedimento padrão, os parâmetros do teste (como carga, temperatura, velocidade, material das esferas, etc.) e os métodos específicos podem diferir entre si [Aguilar-Rosas et al., 2023]. Ao final do ensaio são avaliadas as marcas nas esferas, assim como a carga final suportada (caso o filme lubrificante tenha sido rompido e

tenha ocorrido a adesão da esferas) [Mang, 2014]. Figueroa et al., 2014 realizaram um caso prático, onde foi avaliado o atrito e desgaste do óleo de *Jatropha curcas* comparando com o óleo mineral SAE-15W40 e diferentes misturas de ambos. Os autores concluíram que o biolubrificante testado em sua forma pura foi capaz de reduzir o atrito, porém não apresentou um desempenho tão satisfatório na redução do desgaste. Já as formulações de mistura apresentaram melhores resultados em ambos os parâmetros, com destaque para as misturas com 5 e 10% de jatrofa (restante de óleo SAE-15W40) [Figueroa et al., 2014].

3.4.3 Ensaio Falex

O equipamento de teste foi desenvolvido em 1927 e é utilizado para estudar as propriedades de desgaste ou capacidade de carga de lubrificantes de filme sólido ou óleos lubrificantes [Mang, 2014]. O ensaio Falex, também chamado de teste de pino-sobre-V, consiste em um eixo rotativo, sendo esse o pino, e dois espécimes de teste estacionários em formato de V. Um esquema simplificado que mostra a geometria de contato do ensaio pode ser visto na Figura 3.17.

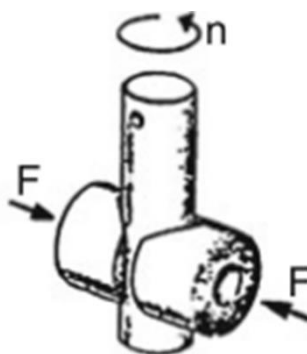


Figura 3.17 Esquema simplificado do contato e funcionamento do ensaio Falex [Adaptado: Mang, 2014].

O ângulo de abertura do bloco V é de 96° , o diâmetro do pino é de 6,35 mm e o comprimento de contato é de 12 mm. Os blocos em formato de V são pressionados contra o pino por meio de um mecanismo de carga, resultando em quatro linhas de contato entre o pino e os blocos [Mang, 2014]. Os procedimentos deste equipamento são descritos nas normas ASTM D2670-20, 2020, ASTM D2625-20, 2020 e ASTM D3233-19, 2019. A força aplicada

pode ser mantida constante em 3400 N ou variada, com um máximo de 13300 N. O tempo do teste é constante (15 minutos) nos procedimentos com a aplicação de carga constante. Já nos procedimentos com a variação de carga, o tempo de ensaio depende da carga máxima que o lubrificante suporta sem ocorrer alguma falha. A velocidade é mantida constante em 290 rpm (0,096 m/s) para todos os procedimentos. O ensaio é encerrado: (1) ao final do tempo pré-programado; (2) carga máxima é atingida, sem ocorrência da falha e (3) na ocorrência de falha, que é definida como um sobretorque [ASTM D2625-20, 2020]. Ao final do ensaio, são avaliados o desgaste, a carga máxima suportada e o tempo até a falha [ASTM D2670-20, 2020, ASTM D2625-20, 2020, ASTM D3233-19, 2019].

Um exemplo de aplicação do teste Falex é o estudo de Antonicelli et al., 2023, onde os autores buscaram avaliar a eficiência de lubrificantes de usinagem de origem natural no desgaste de ferramenta. Para tal, foram comparadas diferentes emulsões (porcentagens de lubrificante variando de 1 a 9%) de dois diferentes lubrificantes, um comercial a base de óleo mineral e aditivado com um óleo de origem natural (os autores não informaram qual tipo de óleo devido à patente) também aditivado. Antonicelli et al., 2023 concluíram que para o mesmo teor de óleo na emulsão, o lubrificante de origem natural foi capaz de suportar condições de contato mais severas do que o lubrificante à base mineral, sendo o torque necessário para manter o eixo girando sempre menor ao usar a emulsão de lubrificante natural. Este resultado, obtido no teste Falex, foi posteriormente confirmado pelos autores em testes reais de aplicação de usinagem [Antonicelli et al., 2023].

3.4.4 Trabalhos realizados com outros equipamentos

Além dos ensaios normatizados comentados, também existem outros equipamentos utilizados na avaliação da capacidade de carga e resistência ao *scuffing* dos lubrificantes, como máquinas de tração (*mini-traction machine*, para teste de *slide-to-roll ratio* - SRR) e tribômetros que utilizam diversas geometrias de contato, como por exemplo: esfera-sobre-disco, pino-sobre-disco e bloco-sobre-anel.

Brandão et al., 2012 compararam o atrito e espessura de filme de 5 óleos comerciais de engrenagens (1 mineral e 4 sintéticos). Os autores utilizaram uma máquina de tração (*mini-traction machine* - MTM) configurada em um contato de esfera sobre um disco. Dessa forma os autores puderam controlar a relação de deslizamento e rolamento (*slide-to-roll ratio* - SRR).

Para os autores a alteração do parâmetro SRR não apresentou grandes diferenças nos regimes limítrofes e misto. Além disso, para todas as relações de SRR, um aumento na força normal em regime misto gerou uma diminuição no coeficiente de atrito, ao mesmo tempo que o inverso aconteceu em regime elastohidrodinâmico. Por fim, o coeficiente de atrito apresentou resultados distintos nos regimes limítrofe e completo (elastohidrodinâmico). Dessa forma, os autores concluíram que o atrito em regime completo é influenciado majoritariamente pelas propriedades do óleo base, ou seja a viscosidade, enquanto que no regime limítrofe a ação dos aditivos foi determinante [Brandão et al., 2012].

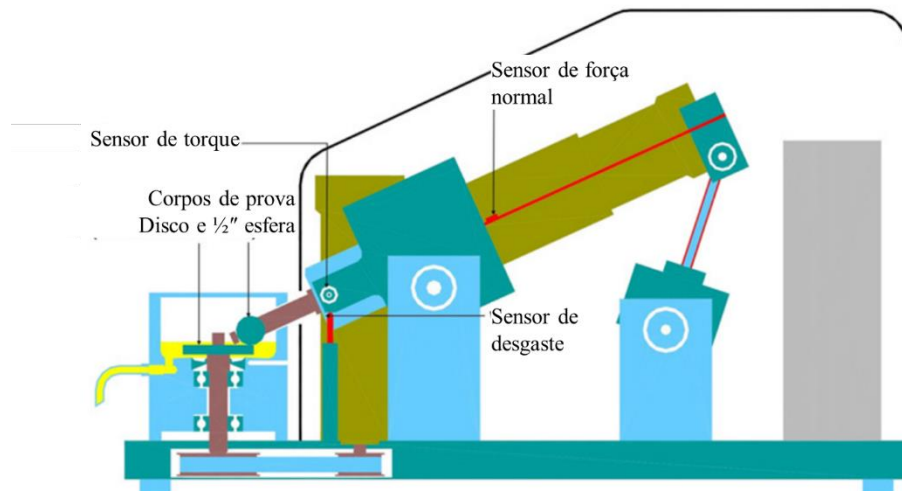


Figura 3.18 Esquema do equipamento utilizado por Brandão et al., 2012 [Adaptado: Brandão et al., 2012].

Bayat e Lehtovaara, 2021, utilizaram uma máquina de tração (*mini-traction machine – MTM*) configurada com uma geometria definida pelo autor como de barril-sobre-disco (*barrel-on-disc*), com o objetivo de aplicar uma contra rotação (*barrel* e disco rotacionando em sentidos opostos) na avaliação de resistência ao *scuffing*. A Figura 3.19 apresenta um esquema do equipamento utilizado pelos autores. Para isso, avaliaram o desempenho de 4 lubrificantes diferentes, dois sintéticos para engrenagens e 2 minerais, um para engrenagens e outro para motor (ciclo Otto), em 3 estágios de força de contato (20, 50 e 75 N) enquanto a velocidade de deslizamento foi avaliada em uma faixa de 600 até 6000 mm/s. Segundo os autores, os ensaios com o par tribológico rotacionando em sentidos opostos foram capazes de evitar que outras formas de desgaste ocorressem antes da manifestação do *scuffing* (objeto da pesquisa), devido à relação de rolamento/deslizamento.

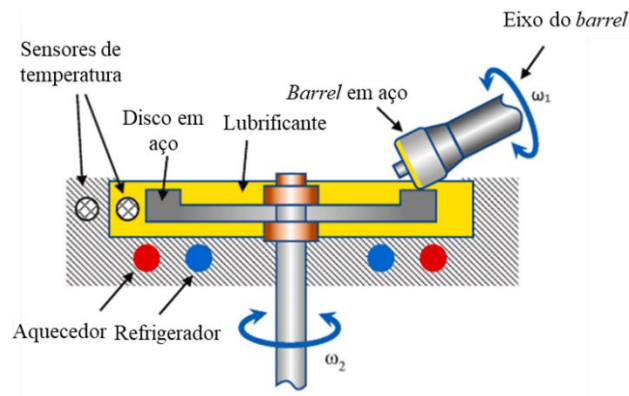


Figura 3.19 Esquema do equipamento *barrel-on-disc* utilizado por Bayat e Lehtovaara, 2021 [Adaptado: Bayat e Lehtovaara, 2021].

Além disso, Bayat e Lehtovaara, 2021 também diferenciaram a ocorrência de *scuffing* de *micro-scuffing*, definindo o primeiro como uma falha definitiva na lubrificação e o segundo como uma falha temporária (aumento no atrito), seguido de uma recuperação. Os autores atribuíram essa recuperação a alterações na pressão devido a mudanças na área de contato. À medida que a força normal foi aumentada, a espessura do filme lubrificante diminuiu. De acordo com os autores, o filme lubrificante só foi capaz de se recuperar de um *micro-scuffing*, sem deixar que evoluísse para uma falha completa, em condições de velocidades de deslizamento baixas. No caso de altas cargas, o aumento da velocidade acaba trazendo as superfícies desprotegidas na zona de contato, causando a falha [Bayat e Lehtovaara, 2021]. Por fim, ainda segundo os autores, os lubrificantes sintéticos apresentaram uma resistência ao *scuffing* superior aos óleos minerais.

Wojciechowski e colegas, realizaram uma série de estudos sobre a falha por *scuffing* mantendo uma metodologia semelhante entre todos, mostrada na Figura 3.20. A configuração dos ensaios foi a de bloco-sobre-anel (Figura 3.20-a), onde os autores realizaram gradativos aumentos de 250 N na força normal aplicada, mantendo esta constante por 2 minutos (Figura 3.20-b).

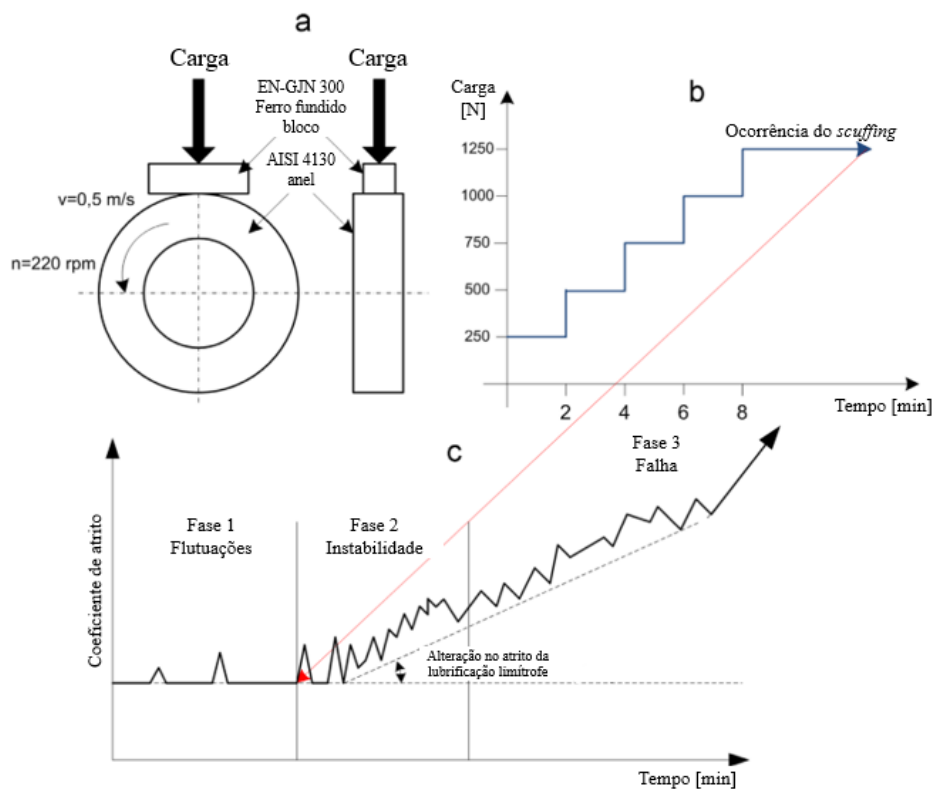


Figura 3.20 Metodologia de avaliação do *scuffing* aplicada por Wojciechowski em seus estudos: (a) esquema do equipamento, (b) procedimento aplicado exemplificando as etapas de carga crescente e (c) distinção das fases de acordo com a alteração no perfil do coeficiente de atrito [Adaptado: Wojciechowski et al., 2016].

Assim, os autores separaram seus ensaios em “fases” como mostrado na Figura 3.20-c, onde esse aumento gradativo de força foi mantido até os autores notarem flutuações e aumento no coeficiente de atrito, sendo essa a “fase 1”. A partir do início de instabilidades no coeficiente de atrito, a força normal foi mantida constante (como mostrado pela seta vermelha partindo da Figura 3.20-b para a Figura 3.20-c), os autores chamaram esse período instável do atrito de “fase 2”. O início real da falha foi considerado como “fase 3”. É importante destacar que a partir do momento que o ensaio dos autores atingiu a fase 2, ou seja o atrito tornou-se instável, a continuação do teste sempre levaria a falha, então nesse estágio a avaliação do tempo de duração até a falha foi importante [Wojciechowski et al., 2016].

Todos os ensaios dos autores foram executados com contatos lubrificadas, sendo que na maioria dos estudos foi utilizado óleo de engrenagem com aditivo de extrema pressão (EP) [Wojciechowski et al., 2016, Wojciechowski e Mathia, 2015, Wojciechowski et al., 2017b,

Wojciechowski et al., 2017a]. A exceção foi um único estudo, no qual foram utilizados 5 óleos sintéticos sem aditivos e 3 com aditivos EP [Wojciechowski et al., 2015]. Os pares tribológicos foram variados entre aços carbono e ligados, além de ferros fundidos.

Wojciechowski e colegas concluíram que quanto melhor a molhabilidade de uma superfície metálica por lubrificante, melhor será a sua resistência ao *scuffing* [Wojciechowski et al., 2016]. Segundo os autores, essa propriedade, a molhabilidade, pode ser controlada de acordo com o processo de fabricação da superfície metálica, pois tem uma relação direta com a rugosidade. Para os autores, dentro dos parâmetros de rugosidade, o volume “vazio” dos vales se mostrou um parâmetro importante no regime limítrofe. Segundo Wojciechowski et al., 2016, em seus ensaios, esse volume vazio nos vales das rugosidades agiu como um reservatório para o fornecimento de óleo e para comportar os *debris* oriundos do desgaste. Dessa forma, uma vez que esses volumes foram preenchidos pelos *debris*, estes foram forçados a entrar na zona de contato, iniciando o *scuffing* [Wojciechowski e Mathia, 2015].

A Tabela 3.1 apresenta um resumo dos equipamentos e objetivos dos trabalhos apresentados. Assim, o presente trabalho busca desenvolver metodologias que consigam avaliar o desempenho de biolubrificantes, através de diferentes procedimentos, aplicados em um tribômetro do tipo pino-sobre-disco. Para isso, as metodologias utilizam parâmetros semelhantes aos dos estudos da Tabela 3.1, onde a força normal foi crescente, quando a capacidade de carga do lubrificante foi o objetivo do estudo, e a mesma força normal foi mantida constante, para os estudos que avaliaram somente o atrito e o desgaste.

Tabela 3.1 Resumo dos trabalhos apresentados.

Autores	Equipamento/ Ensaio	Objetivo
Fang et al., 1993	Timken	Avaliar a capacidade de carga de diferentes aditivos de lubrificação
Figueroa et al., 2014	<i>Four-balls</i>	Comparar o atrito e o desgaste entre óleo de jatrofa e o óleo mineral SAE-15W40
Antonicelli et al., 2023	Falex	Avaliar o atrito e o desgaste entre emulsões de óleo vegetal e óleo mineral na usinagem
Brandão et al., 2012	MTM	Comparar o atrito e a espessura de filme óleos comerciais de engrenagem
Bayat e Lehtovaara, 2021	MTM	Estudar os efeitos da aplicação de uma contra rotação no par tribológico nos mecanismos de falha
Wojciechowski e Mathia, 2015 Wojciechowski et al., 2016 Wojciechowski et al., 2017 ^a Wojciechowski et al., 2017 ^b	BoR	Estudar a capacidade de carga utilizando metodologia com gradativos aumentos de força normal

3.5 Incertezas de medição

As incertezas de medição desempenham um papel fundamental no contexto da pesquisa acadêmica e científica [Kline e McClintock, 1953, Warmink et al., 2010]. Elas refletem as variações inerentes que podem surgir durante o processo de medição. Essas variações podem ter várias origens, como diferenças nos equipamentos utilizados, condições ambientais não controladas e imprecisões nas calibrações [Warmink et al., 2010, Imai, 2013]. Compreender e analisar as incertezas é crucial para atribuir significado estatístico e confiabilidade aos resultados obtidos [Kline e McClintock, 1953]. Isso envolve avaliar e quantificar as diferentes fontes de erro que podem influenciar os resultados das medições [Warmink et al., 2010]. Em última análise, a consideração cuidadosa das incertezas de medição contribui para garantir a integridade e a validade dos resultados da pesquisa [Warmink et al., 2010, Imai, 2013].

Uma ferramenta importante na avaliação das incertezas de medição é a equação de Kline e McClintock, 1953, Equação 3.6,

$$U^2(f) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) r(x_i, x_j) \quad (3.6)$$

onde f é uma função $f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$, $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, são as grandezas de entrada consideradas, $u(x_i)$ e $u(x_j)$ são as incertezas associadas as grandezas de entrada e $r(x_i, x_j)$ é o coeficiente de correlação entre as grandezas de entrada x_i e x_j . Essa equação permite determinar o erro máximo de medição e sua propagação ao longo das etapas do experimento. A equação considera os erros individuais de cada etapa, bem como suas correlações, fornecendo uma abordagem abrangente para estimar a incerteza global do experimento. A aplicação da equação de Kline e McClintock, 1953 contribui para uma avaliação mais precisa e completa das incertezas, aprimorando a confiabilidade dos resultados e a interpretação correta das conclusões.

4. MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo serão apresentadas as diferentes metodologias adotadas nas análises e ensaios do estudo. O objetivo deste capítulo é fornecer uma explicação clara dos procedimentos e condições experimentais, bem como dos parâmetros utilizados nos ensaios.

4.1 Tribômetro pino-sobre-disco (PoD)

O equipamento utilizado para os ensaios de resistência ao *scuffing* bem como para algumas das outras metodologias (metodologias B, C e D, que serão explicadas mais adiante), foi o tribômetro multifuncional desenvolvido por Neis, 2012. Este equipamento opera na configuração pino-sobre-disco, onde um pino é pressionado contra um disco rotativo com uma força controlada e com um determinado raio de deslizamento (distância radial do centro do disco até centro do pino), de acordo com ASTM G99-17, 2017. A Figura 4.1 apresenta um esquema e foto do referido tribômetro utilizado.

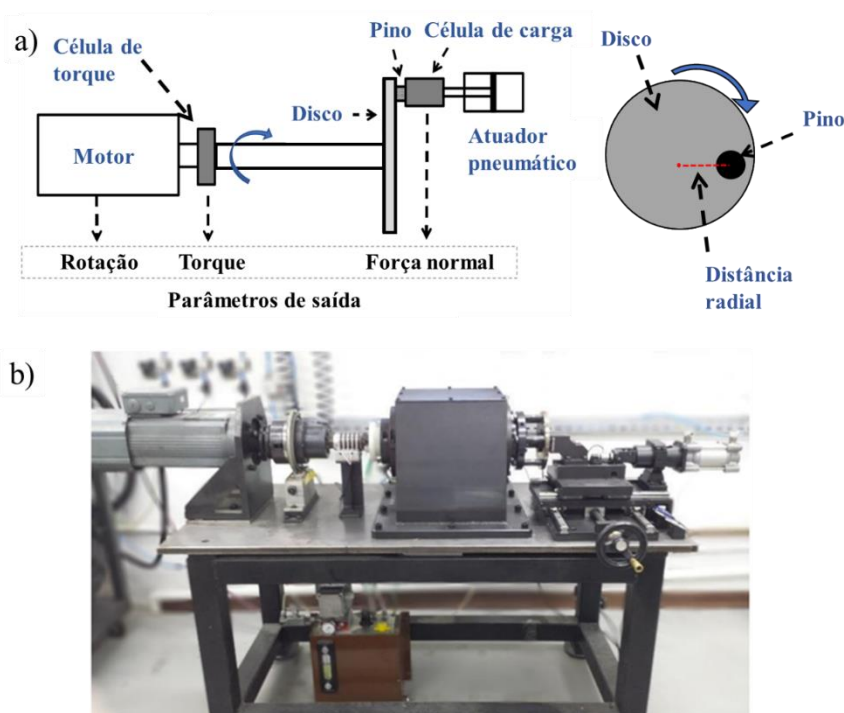


Figura 4.1 Tribômetro pino-sobre-disco do LATRIB: (a) esquema e (b) fotografia do equipamento [Adaptado: Pavlak et al., 2017].

No tribômetro, o coeficiente de atrito (μ) é estimado de maneira indireta, utilizando as medições dos sensores de carga (força normal) e torque. Assim, a força de atrito é o quociente entre o torque frenante que atua no eixo do tribômetro (obtido com a célula de torque), pelo raio de deslizamento e da força normal aplicada (lida pela célula de carga). A Equação 4.1 mostra como é definido o coeficiente de atrito.

$$\mu = \frac{T}{F_N \cdot R} \quad (4.1)$$

Onde:

- T - Torque frenante [N.m]
- F_N - Força normal exercida pelo pino sobre o disco [N]
- R - Raio de deslizamento (ou raio efetivo) [m]

As incertezas de medição do tribômetro PoD foram calculadas por Neis, 2012 e posteriormente os cálculos foram atualizados por Pavlak et al., 2017 conforme as atualizações do equipamento. Dessa forma, para a pior condição, 1 Nm de torque frenante e uma força normal de 40 N, a incerteza percentual do coeficiente de atrito é igual a 23,6% Pavlak et al., 2017.

4.2 Tribômetro bloco-sobre-anel (BoR)

O equipamento utilizado para o levantamento das curvas de Stribeck dos óleos foi o tribômetro desenvolvido por pesquisadores do departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra. Nesse equipamento um rolete (bloco) é pressionado com uma força normal determinada contra a superfície externa de um anel em movimento rotativo. A força normal é aplicada através de um mecanismo com molas e sua leitura é feita através de uma célula de carga. A força de atrito do rolete sobre o anel é obtida com uma célula de carga. Uma placa de aquisição ligada a ambas as células de carga realiza a leitura dos dados. Na Figura 4.2 é possível ver uma imagem real do tribômetro assim como um esquema simplificado do mesmo.

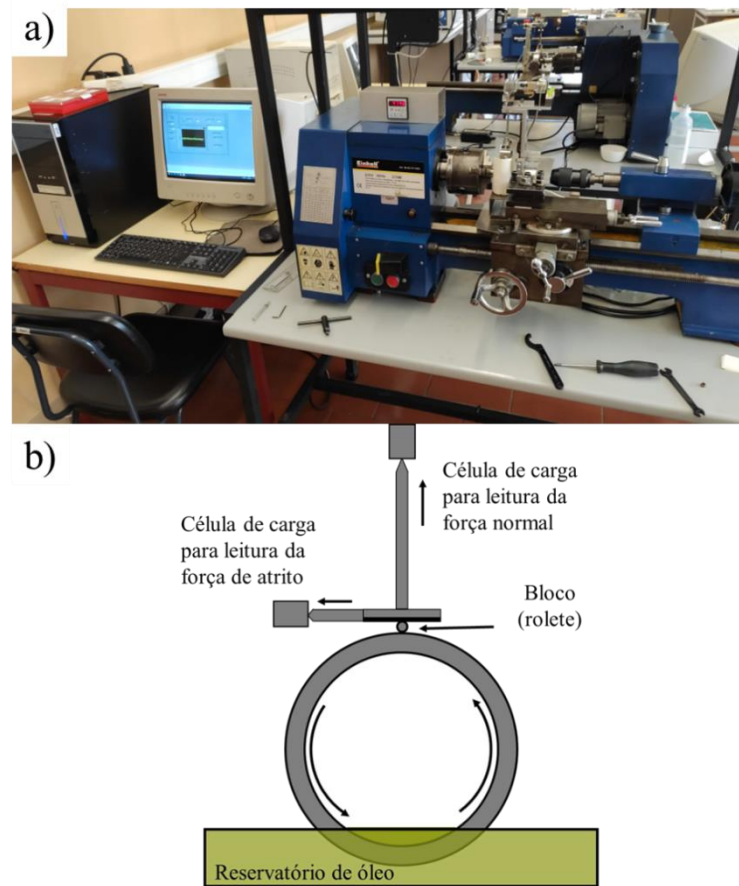


Figura 4.2 Tribômetro bloco-sobre-anel de Coimbra: (a) imagem real do equipamento e (a) esquema simplificado do mesmo.

Também está sendo desenvolvido pelo Laboratório de Tribologia da UFRGS (LATRIB) um equipamento com características baseadas no equipamento de Coimbra, conforme mostra a Figura 4.3. O mesmo foi utilizado em alguns experimentos para comparação com o equipamento de Coimbra.

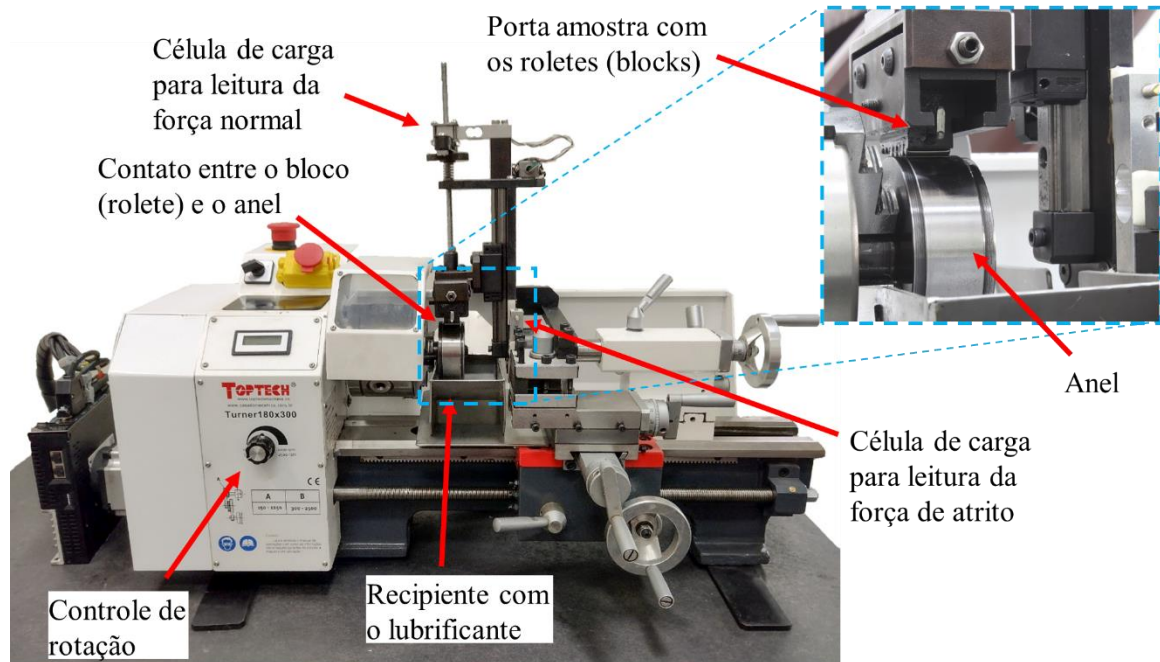


Figura 4.3 Tribômetro bloco-sobre-anel desenvolvido pelo LATRIB.

4.3 Materiais

4.3.1 Lubrificantes

Os lubrificantes utilizados na maioria dos experimentos foram desenvolvidos e fornecidos pelo SINPOL (Laboratório de Síntese de Polímeros – Universidade Federal do Rio Grande do Sul). Destes, foram utilizados três lubrificantes, sendo um deles um óleo base de mamona (OM), e os demais duas versões com alterações químicas nas suas cadeias moleculares. Uma das versões passou pelo processo de transesterificação (OMT), enquanto a outra foi obtida através do processo de aminólise (OMA).

Os demais lubrificantes utilizados, unicamente nos ensaios com o sistema de mínima quantidade de lubrificação (MQL) da metodologia C, são óleos comerciais, sendo dois deles também biolubrificantes. O E2046 é um lubrificante a base de palma desenvolvido e fornecido pela empresa Bioplus®. Outro biolubrificante utilizado nos ensaios de MQL foi uma amostra de um óleo a base de mamona (diferente dos demais) desenvolvido para ser utilizado como lubrificante em operações de usinagem. Ambos os biolubrificantes foram comparados com um lubrificante comercial para usinagem, o ME-1.

Os lubrificantes desenvolvidos pelo SINPOL foram posteriormente caracterizados reologicamente no Laboratório de Combustíveis (LABCOM) da UFRGS. As viscosidades dinâmicas foram determinadas utilizando um reômetro ARES, modelo G2, da TA *Instruments*® equipado com um sistema de aquecimento *Advanced Peltier System (APS)*. A geometria de cone-placa de 40 mm, com um ângulo de 2°, foi empregada sob uma taxa de cisalhamento de 0,1 s⁻¹ durante 300 s, seguindo o método de rampa de fluxo. As viscosidades dinâmicas foram mensuradas à 40 e 100°C de acordo com a norma SAE J300. Além disso, também foi realizada a determinação da viscosidade a temperatura ambiente (27°C).

As densidades foram determinadas de maneira direta, por meio da mensuração da massa de 1 mL de cada lubrificante, utilizando uma balança eletrônica (precisão de ±0.1 mg) da marca Marte, do modelo AY220. Em seguida as viscosidades cinemáticas (ν) foram calculadas em unidades do Sistema Internacional (SI) [m²/s], de acordo com a Equação 4.2, pela relação entre a viscosidade dinâmica (η) [Pa·s] e a massa específica do fluido (ρ) [kg/m³]. Os índices de viscosidade foram então calculados de acordo com a norma ASTM D2270-10.

$$\nu = \frac{\eta}{\rho} \quad (4.2)$$

4.3.2 Materiais do pino-sobre-disco

Os corpos de prova dos ensaios pino-sobre-disco foram feitos com aço rolamento SAE 52100 e são mostrados na Figura 4.4. Os discos possuem diâmetro de 55 mm com uma espessura de 18,2 mm e foram confeccionados de maneira a ser possível utilizar ambos os seus lados. Os pinos possuem diâmetro de 12 mm e comprimento de 25 mm. A superfície de contato dos pinos do tribômetro foram fabricadas com um raio de curvatura de 200 mm. Essa escolha foi motivada por algumas razões. Em primeiro lugar, a curvatura contribuiu para minimizar os efeitos decorrentes de possíveis erros de perpendicularidade entre o pino e o disco, assegurando um contato mais eficiente entre as amostras. Além disso, mitigar o aumento localizado da pressão nas bordas do contato, evitando a concentração de tensões e melhorando a distribuição uniforme das cargas.

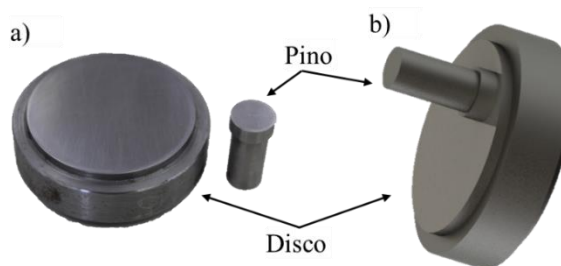


Figura 4.4 Amostras empregadas nos ensaios pino-sobre-disco: (a) pino e disco e (b) esquema do posicionamento relativo.

Antes de cada ensaio, para garantir uma melhor padronização das superfícies, os pinos e discos foram lixados em uma lixa rotativa de bancada por 60 segundos. As rugosidades de cada corpo de prova foram medidas três vezes, com espaçamentos de 120° (circunferencialmente), com um comprimento de medição de 5 *cut-offs* de 0,8 mm, utilizando um perfilômetro de contato modelo Mitutoyo SJ-201. Assim as rugosidades médias quadráticas (R_q) médias destes corpos de prova nos ensaios foram de $0,23 \pm 0,01 \mu\text{m}$. Os pinos e discos utilizados em conjunto com o dispositivo da seção 4.4, nas metodologias B, C e D passaram por um processo de têmpera, com o intuito de evitar/difícultar a ocorrência de adesão.

4.3.3 Materiais do bloco-sobre-anel

Os corpos de prova utilizados nestes equipamentos, um desenvolvido em Coimbra e outro desenvolvido pelo LATRIB, são provenientes de mancais de rolamento de agulhas (roletes). Dessa forma, o bloco é uma das agulhas (roletes) enquanto o anel é o anel externo do mancal de rolamento. O anel utilizado no tribômetro de Coimbra possui diâmetro de 60 mm e os roletes um diâmetro de 4 mm com um comprimento de 15,4 mm. O anel utilizado no equipamento no LATRIB possui diâmetro de 65 mm enquanto as dimensões dos roletes são de 4 mm de diâmetro e 15,8 mm de comprimento. A rugosidade R_q do anel do tribômetro do LATRIB foi mensurada em quatro locais separados por 90° circunferencialmente, com um comprimento de medição de 5 *cut-offs* de 0,8 mm, sendo que seu valor médio foi de $0,145 \pm 0,01 \mu\text{m}$. Como os corpos de prova são provenientes de componentes mecânicos comerciais, que passam por um controle e devem atender critérios de qualidade, as rugosidades superficiais dos demais corpos de prova, de ambos os laboratórios, foram consideradas padronizadas e o valor

mensurado como de referência. A Figura 4.5 traz uma representação dos corpos de prova utilizados nesses ensaios e de sua posição relativa.

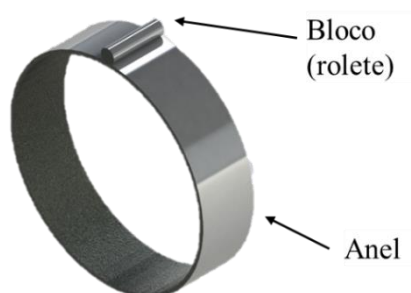


Figura 4.5 Esquema do posicionamento relativo dos corpos de prova nos ensaios em tribômetro bloco-sobre-anel.

4.4 Dispositivo de células de carga (DCC)

Com o intuito de melhorar a resolução dos ensaios e a sensibilidade de leitura dos dados de atrito do tribômetro pino-sobre-disco do LATRIB, foi desenvolvido um dispositivo auxiliar, utilizando transdutores de força. Através desse dispositivo, mostrado na Figura 4.6, a leitura do atrito passa a ser feita de maneira direta (força tangencial dividida pela normal) e não mais pela reação (torque) no eixo do tribômetro. Assim, evita-se a leitura do torque do eixo vazio (sem carga) devido ao atrito dos mancais de rolamento do eixo do tribômetro e a posterior necessidade de descontar o mesmo dos resultados. A aquisição dos dados foi realizada através de uma placa de aquisição modelo Lynx ADS1800 com uma taxa de aquisição de 100 Hz, todas as células de carga utilizadas neste dispositivo possuem sensibilidade de 2 mV/V. Este dispositivo, sensores e sistema de aquisição foram utilizados nas metodologias B, C e D, que serão descritas mais para frente no trabalho.

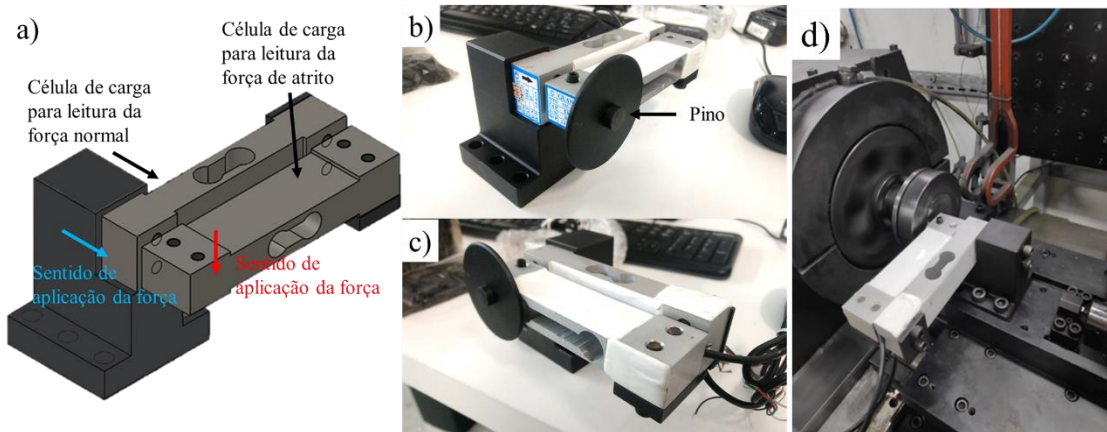


Figura 4.6 Dispositivo de células de carga, em (a) uma representação do dispositivo e do seu funcionamento, em (b) e (c) o dispositivo depois de elaborado e (d) o dispositivo montado no tribômetro PoD.

4.4.1 Determinação das incertezas de medição

A incerteza de medição leva em consideração os equipamentos utilizados, sendo eles: duas células de carga modelo SPL, uma com capacidade de 500 N, utilizada para medir a força normal, e outra para medir a força de atrito, a qual foi variada entre modelos com capacidade de 400, 100 e 50 N dependendo da metodologia aplicada (será detalhado mais adiante), mas para os cálculos de incertezas de medição do atrito, foi considerado apenas a célula de carga com capacidade de 100 N. Para aquisição de dados foi utilizada uma placa de aquisição modelo ADS 1800 do fabricante Lynx®. Dos dados fornecidos pelos fabricantes, as células de carga possuem uma incerteza de 0,5% do fundo de escala, enquanto a placa de aquisição possui uma resolução de 24 bits, assim sua incerteza é igual à $FM/2^{23}$, onde FM é a faixa de grandeza medida e o número 2^{23} faz referência a sua resolução, tendo 1 bit reservado para o sinal da tensão de entrada.

Considerando as incertezas das células de carga e do sistema de aquisição e controle de dados, a incerteza de medição instrumental associada a medição das forças normal e de atrito pode ser expressa pela Equação 4.3.

$$U(G) = \sqrt{u^2 + u^2(sag)} \quad (4.3)$$

onde $U(G)$ é a incerteza de medição instrumental [unidades da grandeza medida G], $u(s)$ é a incerteza associada a célula de carga [unidades da grandeza medida G] e $u(sag)$ é a incerteza associada à capacidade de resolução do sistema de aquisição e controles de dados [unidades da grandeza medida G].

A partir das especificações técnicas dos instrumentos utilizados, da Equação 4.3 e considerando o fundo de escala de cada célula de carga, é possível calcular a incerteza de medição instrumental da força normal e da força de atrito, que valem, respectivamente, $\pm 2,5$ N e $\pm 2,0$ N.

Para o cálculo da incerteza do coeficiente de atrito utiliza-se a Equação 3.6, de Kline e McClintock, 1953, que leva em consideração as incertezas independentes, primeiro termo da equação, e as incertezas dependentes, segundo termo da equação.

4.5 Metodologias aplicadas no tribômetro pino-sobre-disco

Foram empregadas uma série de metodologias na tentativa de melhorar o ensaio e verificar a melhor forma de separar a performance dos lubrificantes. As tensões Hertzianas de contato foram calculadas através do software HertzWin versão 3.3.2. Para todas as metodologias aplicadas neste tribômetro, o raio de deslizamento foi mantido o mesmo (17,5 mm) e como já comentado na seção 4.3.2, a rugosidade R_q dos corpos de prova foi padronizada em $0,23 \pm 0,01$ μm . As superfícies dos pinos e discos foram limpas utilizando algodão embebido em uma solução de 90% de xilol e 10% de álcool, para assegurar que somente o lubrificante ensaiado estivesse na interface entre os corpos de prova.

4.5.1 Metodologia A

Nesta metodologia, empregada no tribômetro pino-sobre-disco, a força normal inicial empregada foi estabelecida como a carga mínima garantida pelo tribômetro, que corresponde a 50 N. Essa carga foi aplicada gradualmente, aumentando a uma taxa constante de 0,2 N/s ao longo de todo o período de ensaio, que teve duração de 3600 s, resultando em uma força normal máxima de 770 N ao término do teste. A tensão Hertziana de contato foi variada de 98 até 245 MPa enquanto que a velocidade de deslizamento foi mantida constante em 0,5 m/s (272 rpm) ao longo de todo o ensaio. Com o objetivo de avaliar a resistência ao *scuffing* dos lubrificantes,

optou-se por adotar uma condição de lubrificação escassa. Assim, antes de cada ensaio, uma quantidade de 0,4 mL de óleo foi aplicada nos corpos de prova, sendo 0,2 mL na superfície do disco e 0,2 mL na superfície do pino, utilizando uma seringa com graduações de 0,2 mL. Este fornecimento limitado de lubrificante simula uma condição extrema para um contato lubrificado, onde por mais que exista uma velocidade relativa entre as superfícies, a pouca quantidade de lubrificante fornecida faz com que o regime de lubrificação ensaiado seja o limítrofe. Os parâmetros utilizados nessa metodologia estão resumidos na Tabela 4.1.

4.5.2 Metodologia B

Para essa metodologia, igualmente empregada no tribômetro pino-sobre-disco, utilizou-se o dispositivo desenvolvido, mencionado na seção 4.4, com o objetivo de aprimorar a precisão das leituras obtidas. Além disso, empregaram-se corpos de prova (pinos e discos) temperados. A célula de carga utilizada para medir a força de atrito tinha uma capacidade máxima de 40 kg. Da mesma forma que na metodologia A (seção 4.5.1), manteve-se a velocidade de deslizamento constante, enquanto a força normal foi aplicada com uma taxa de aumento gradual ao longo do ensaio. No entanto, devido à capacidade máxima limitada do sensor, optou-se por uma taxa de aumento de força mais baixa, precisamente 0,1 N/s, resultando em uma força normal máxima de 320 N ao término do teste. A tensão Hertziana de contato variou entre 98 à 183 MPa. A abordagem de lubrificação utilizada permaneceu idêntica à empregada na metodologia A. Os principais parâmetros estão resumidos na Tabela 4.1.

4.5.3 Metodologia C

Esta metodologia também foi empregada no tribômetro pino-sobre-disco e também utilizou o dispositivo descrito na seção 4.4. A célula de carga utilizada para medir a força de atrito possuía uma capacidade máxima de 10 kg. Ao contrário das metodologias A e B, a força normal foi mantida constante em 200 N durante todo o ensaio (tensão Hertziana de contato média de 156 MPa). A velocidade de deslizamento e o método de lubrificação foram os mesmos das metodologias anteriores, 0,5 m/s. A Tabela 4.1 mostra um resumo abrangente dos parâmetros experimentais.

4.5.4 Metodologia D

Também foram realizados ensaios utilizando um sistema de MQL (mínima quantidade de lubrificante) da fabricante Dropsa, modelo MiQeL-pro, para o fornecimento do óleo lubrificante, com uma pressão de 5 bar. A Figura 4.7 mostra uma imagem do equipamento bem como a configuração de montagem do mesmo. A força normal foi mantida a mesma, 200 N, mas a velocidade de deslizamento foi reduzida para 0,2 m/s e a célula de carga para leitura da força de atrito foi alterada para outra com a capacidade máxima de 5 kg. É importante ressaltar que os óleos utilizados nestes ensaios com o sistema de MQL são diferentes dos utilizados nos demais testes, conforme já comentado na seção 4.3.1. A utilização de diferentes lubrificantes nesta metodologia se deve à dois fatores. Primeiro devido ao volume disponível dos biolubrificantes OM, OMA e OMT ser inferior ao volume mínimo necessário para o funcionamento do sistema de MQL. Além disso, as viscosidades destes óleos (OM, OMA e OMT) estão acima da faixa operacional do sistema de MQL. O sistema de MQL foi configurado para fornecer uma vazão de cerca de 150 mL/h.

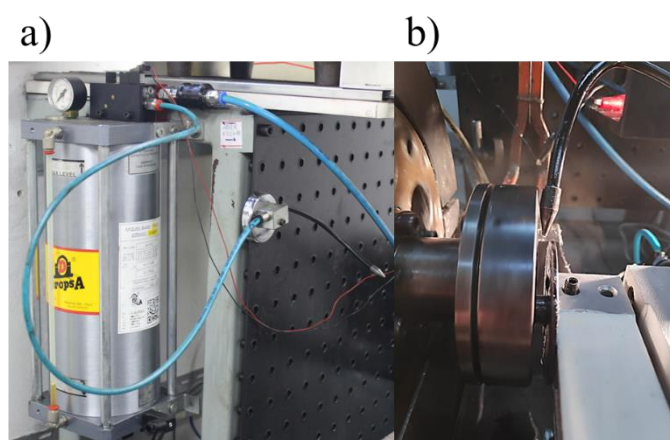


Figura 4.7 Equipamento de MQL, em (a) cilindro e estrutura geral e em (b) configuração com o bocal direcionado no contato do pino com o disco.

4.5.5 Metodologia E

Além das metodologias já comentadas, foram ainda realizadas tentativas de traçar as curvas de Stribeck dos lubrificantes no tribômetro pino-sobre-disco do LATRIB, utilizando o método de fornecimento de óleo por gotejamento. Nessa metodologia, assim como nas

metodologias B e C, o dispositivo descrito na seção 4.4 foi utilizado. A capacidade do sensor empregado para medir a força de atrito foi de 5 kg. A velocidade de deslizamento foi variada, começando em 1,00 m/s até 0,05 m/s (545 – 27 rpm), sendo obtido os valores das forças para cada etapa de velocidade, enquanto a força normal foi mantida constante em 200 N, resultando em uma tensão Hertziana de 156 MPa. Nestes ensaios a lubrificação foi mantida constante, em forma de um gotejamento com uma vazão de 30 mL/h. O fornecimento e controle de vazão foi realizado com o uso de uma bomba peristáltica previamente calibrada. A Figura 4.8 mostra o aparato montado para o ensaio.

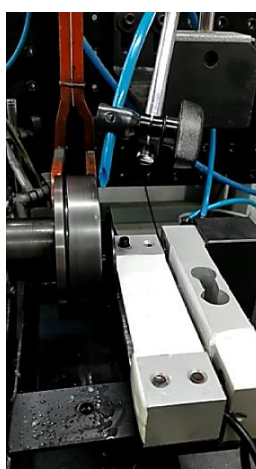


Figura 4.8 Configuração para os ensaios utilizando a lubrificação por gotejamento.

A Tabela 4.1 mostra um resumo dos parâmetros utilizados nas metodologias aplicadas no tribômetro PoD. Nesta tabela as siglas OM, OMA e OMT são para óleo de mamona, óleo de mamona aminolisado e óleo de mamona transesterificado, respectivamente.

Tabela 4.1 Resumo dos parâmetros utilizados em cada metodologia de ensaio aplicada no tribômetro pino-sobre-disco.

Metodologia	Velocidade angular [rpm]	Velocidade de deslizamento [m/s]	Força normal [N]			Duração [s]	Tensão de contato Hertziana [MPa]	Lubrificação [mL]		Lubrificante	Nº de repetições
			Força normal inicial [N]	Taxa de variação da força normal (F/T) [N/s]	Força normal final [N]			Lubrificação do disco	Lubrificação do pino		
A	Constante	Constante					Crescente conforme F/t	Escassa, aplicada no início do teste	Escassa, aplicada no início do teste	Base de mamona OM, OMA e OMT	8
	272	0,5	50	0,2	770	3600	98 – 245	0,2	0,2		
B	Constante	Constante					Crescente conforme F/t	Escassa, aplicada no início do teste	Escassa, aplicada no início do teste	Base de mamona OM, OMA e OMT	1
	272	0,5	50	0,1	320	2700	98 – 183	0,2	0,2		
C	Constante	Constante		Constante			Constante	Escassa, aplicada no início do teste	Escassa, aplicada no início do teste	Base de mamona OM, OMA e OMT	2
	272	0,5		200		2700	156	0,2	0,2		
D (MQL)	Constante	Constante		Constante			Constante	Constante em forma de névoa por MQL [mL/h]		ME-1, E2046 e óleo de ricino	2
	109	0,2		200		3600	156	150			
E (Stribeck)	Decrescente	Decrescente		Constante			Constante	Constante em forma de gotejamento [mL/h]		Base de mamona OM, OMA e OMT	2 sem ocorrência de falha
	545	1,00				120					
	491	0,90									
	436	0,80									
	381	0,70									
	337	0,60									
	272	0,50		100			124		30		
	218	0,40				60					
	163	0,30									
	109	0,20									
54	0,10										
27	0,05										

4.6 Metodologia aplicada no ensaio bloco-sobre-anel

Os equipamentos com a configuração bloco-sobre-anel foram utilizados para obter a curva de Stribeck dos óleos. Por ser um aparato com o funcionamento já verificado, o tribômetro de Coimbra foi utilizado como parâmetro para validar o correto funcionamento do dispositivo desenvolvido no LATRIB. A força normal aplicada nos ensaios realizados tanto no equipamento de Coimbra, quanto no equipamento do LATRIB, foi de 30 N. Essa carga resulta em uma tensão Hertziana de contato de 153 e 151 MPa, respectivamente. Essa pequena diferença de 2 MPa na tensão de contato ocorre devido as diferenças dimensionais dos corpos de prova (diâmetro e comprimento dos roletes e diâmetro dos anéis), o que torna a área de contato dos corpos de prova do LATRIB ligeiramente maior. Para efeito de comparação, os ensaios foram realizados nas mesmas velocidades de deslizamento, variando a rotação devido às diferenças dimensionais dos anéis. A lubrificação em ambos os ensaios foi em regime

abundante, onde logo abaixo do anel está posicionado o recipiente com o lubrificante de maneira que com a própria rotação do mesmo o lubrificante seja fisgado e chegue na área de contato, conforme ilustrado no esquema da Figura 4.2-b. Os lubrificantes avaliados foram o óleo de mamona, bem como suas variações aminolisada e transesterificada, fornecidas pelo SINPOL. A Tabela 4.2 mostra os parâmetros utilizados em ambos os ensaios.

Tabela 4.2 Parâmetros utilizados nos ensaios com os tribômetro bloco-sobre-anel (BoR).

	Velocidade de deslizamento [m/s]						Força normal [N]	Tensão de contato Hertziana [MPa]
	1,49	1,00	0,50	0,25	0,10	0,04		
	Rotação [rpm]							
BoA Coimbra	474	318	159	80	32	13	30	153
BoA LATRIB	437	293	147	73	29	12	30	151

4.7 Avaliação do volume de desgaste dos pinos

Após cada ensaio realizado no tribômetro pino-sobre-disco, os pinos foram avaliados no microscópio óptico da marca Zeiss, modelo Axio Lab.A1 e também em um estereomicroscópio óptico, também da marca Zeiss, modelo Stemi 508. Foram obtidas imagens das marcas resultantes. Para realizar a medição destas marcas, foi utilizado o *software* AxioVision 4.8 fornecido pela própria Zeiss. Assim foram coletadas tanto as medidas de altura (D1) no sentido de deslizamento, quanto de largura (D2) no sentido perpendicular ao deslizamento deixadas nos pinos. A Figura 4.9 esquematiza o processo. Com as dimensões das marcas, nos dois sentidos, é possível mensurar o desgaste, de acordo com a norma ASTM G99-17, calcula-se o diâmetro médio da marca de desgaste e assim estima-se o volume desgastado, conforme a Equação 4.4 [ASTM G99-17, 2017], onde W_p é o desgaste volumétrico em mm^3 , D é o diâmetro médio entre as medidas D1 e D2 em mm e r_p é o raio de curvatura do pino também em mm.

$$W_p = \frac{\pi D^4}{64 r_p} \quad (4.4)$$

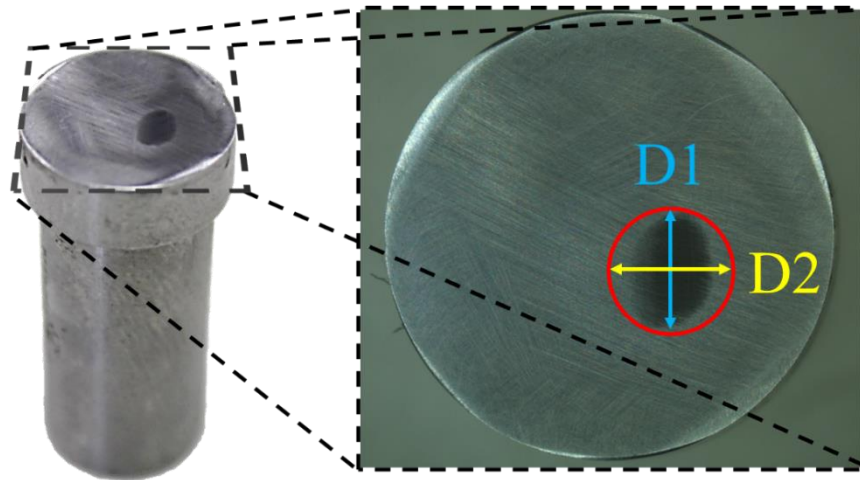


Figura 4.9 Marca de desgaste na superfície do pino observada no estereomicroscópio.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta seção, serão analisados os resultados obtidos nos experimentos realizados. As discussões buscam estabelecer conexões entre os resultados observados e a teoria de lubrificação, bem como a natureza físico-química dos lubrificantes. Primeiramente, serão apresentados os resultados das incertezas de medição do dispositivo com células de carga, seguido pela caracterização dos lubrificantes, e por fim é apresentado os resultados obtidos em cada metodologia.

5.1 Resultados das incertezas de medição

Para a resolução da equação de Kleine e McClintock se fez necessário a equação do coeficiente de atrito, Equação 5.1.

$$\mu = \frac{F_a}{F_N} \quad (5.1)$$

onde μ representa o coeficiente de atrito, F_a é a força de atrito [N] e F_N a força normal [N].

Aplicando, a equação do coeficiente de atrito, Equação 3.6, e as incertezas das forças normal e de atrito na equação de Kline e McClintock, 1953, é possível resolver as equações diferenciais parciais que compõe esta equação, e com isso obtém-se a Equação 5.2.

$$U(\mu) = \sqrt{\frac{6,25F_a^2}{F_N^4} + \frac{0,25}{F_N^2} - \frac{2,5F_a}{F_N^3}} \quad (5.2)$$

onde $U(\mu)$ representa a incerteza de medição do coeficiente de atrito, unidimensional.

Aplicando valores de forças normal e de atrito na Equação 5.2 obtém-se o erro de medição do coeficiente de atrito. Desse modo, considerando uma correlação igual à 1 entre as grandezas de força normal e de força de atrito, é possível construir a Tabela 5.1 de incertezas percentuais para os resultados do coeficiente de atrito.

Tabela 5.1 Incertezas percentuais para os resultados do coeficiente de atrito (em % da medição nominal), valores destacados em amarelo e a direita dos valores destacados correspondem a um coeficiente de atrito maior ou igual a 2.

Correlação = 1		FAIXA DE FORÇA DE ATRITO [N]									
		40	80	120	160	200	240	280	320	360	400
FAIXA DE FORÇA NORMAL [N]	50	3,0000	7,0000	11,0000	15,0000	19,0000	23,0000	27,0000	31,0000	35,0000	39,0000
	100	0,5000	1,5000	2,5000	3,5000	4,5000	5,5000	6,5000	7,5000	8,5000	9,5000
	150	0,1111	0,5556	1,0000	1,4444	1,8889	2,3333	2,7778	3,2222	3,6667	4,1111
	200	≈ 0	0,2500	0,5000	0,7500	1,0000	1,2500	1,5000	1,7500	2,0000	2,2500
	250	0,0400	0,1200	0,2800	0,4400	0,6000	0,7600	0,9200	1,0800	1,2400	1,4000
	300	0,0556	0,0556	0,1667	0,2778	0,3889	0,5000	0,6111	0,7222	0,8333	0,9444
	350	0,0612	0,0204	0,1020	0,1837	0,2653	0,3469	0,4286	0,5102	0,5918	0,6735
	400	0,0625	≈ 0	0,0625	0,1250	0,1875	0,2500	0,3125	0,3750	0,4375	0,5000
	450	0,0617	0,0123	0,0370	0,0864	0,1358	0,1852	0,2346	0,2840	0,3333	0,3827
	500	0,0600	0,0200	0,0200	0,0600	0,1000	0,1400	0,1800	0,2200	0,2600	0,3000

Assim, percebe-se que considerando forças baixas, e considerando que o maior coeficiente de atrito possível é igual a 2 (considerando a relação da Equação 5.1), o que representa um atrito adesivo, se encontra o maior erro de $\pm 11\%$ para a medição do coeficiente de atrito. Convém notar que a incerteza de medição do coeficiente de atrito, $U(\mu)$, dependerá das forças normal e de atrito. Assim, comparando o maior erro (pior caso) do DCC ($\pm 11\%$) com o pior caso do sistema original do tribômetro ($\pm 23,6\%$) obtemos uma melhora de 12,6%. Vale salientar que essa melhora está relacionada com a maior sensibilidade e resolução dos sensores. Além disso a leitura direta da força de atrito (utilizando o DCC), não sendo necessário calcular a força de atrito pela relação de torque frenante no eixo com o raio de deslizamento do contato, também diminui a quantidade de incertezas.

5.2 Caracterização dos lubrificantes e resultados das metodologias aplicadas

5.2.1 Caracterização dos lubrificantes

Os lubrificantes desenvolvidos pelo SINPOL foram caracterizados no Laboratório de combustíveis (LABCOM) da UFRGS. A Tabela 5.2 apresenta os valores obtidos nas medições de viscosidade, massa específica e posterior cálculo do índice de viscosidade de cada biolubrificante.

Tabela 5.2 Propriedades físicas e reológicas dos biolubrificante.

Lubrificante	Viscosidade dinâmica [Pa·s]			Massa específica [g/cm ³]	Índice de viscosidade
	27 °C	40 °C	100 °C		
OM	0,57266	0,23584	0,01925	1,0134	90
OMA	0,45529	0,19183	0,01636	1,0953	81
OMT	0,21181	0,11356	0,01196	1,023	92

Os resultados da viscosidade dinâmica em diferentes temperaturas e índice de viscosidade apresentados na Tabela 5.2. Todos os três biolubrificantes mostraram uma redução na viscosidade dinâmica conforme a temperatura de análise aumentou. Comparando os três óleos, o OM apresenta os valores mais altos, seguido pelo OMA e pelo OMT. A alta viscosidade dinâmica do OM é devido ao seu alto peso molecular. Conforme relatado na literatura, alto peso molecular resulta em alta viscosidade de lubrificantes [Mu et al., 2019, García-Zapateiro et al., 2013]. Em relação ao índice de viscosidade, os lubrificantes OM e OMT têm índices de viscosidade próximos, enquanto o OMA apresenta um valor mais baixo.

5.2.2 Resultado metodologia A

O objetivo primordial desta metodologia reside na distinção dos lubrificantes com base em sua habilidade de manter um filme lubrificante em condições de suprimento de óleo extremamente limitado, lubrificação escassa (regime limítrofe). Nessa forma de lubrificação, a falha desses óleos está associada à ocorrência de *scuffing*, caracterizado por um aumento súbito e acentuado do coeficiente de atrito devido à adesão entre as superfícies, uma vez que é amplamente reconhecido que o *scuffing* está frequentemente associado ao fim da vida útil de um componente mecânico [Wojciechowski et al., 2015].

Anterior aos ensaios da metodologia A, foram coletados os dados dos atritos internos da própria máquina, provenientes do torque em vazio (sem carga) do eixo do tribômetro. Para isso, foram coletados os dados de 35 repetições nas quais o equipamento ficou operando sem nenhuma carga aplicada durante 10 minutos (600 segundos). A partir destes dados, foi calculado o torque residual médio. Este valor foi considerado como um ruído (erro de leitura) e por isso este valor médio de 0,3237 Nm foi descontado dos dados de torque coletados nos ensaios de atrito desta metodologia.

A Figura 5.1 apresenta os perfis de atrito obtidos nas 8 repetições dos três lubrificantes ensaiados, assim como o tempo de duração de cada repetição. Os perfis que vão até o final do gráfico (3600 s) ou as barras que estão completas indicam repetições em que não foi constatada nenhuma falha de lubrificação. As setas indicam repetições em que o pico no coeficiente de atrito está acima da escala, e seus respectivos valores são informados ao lado.

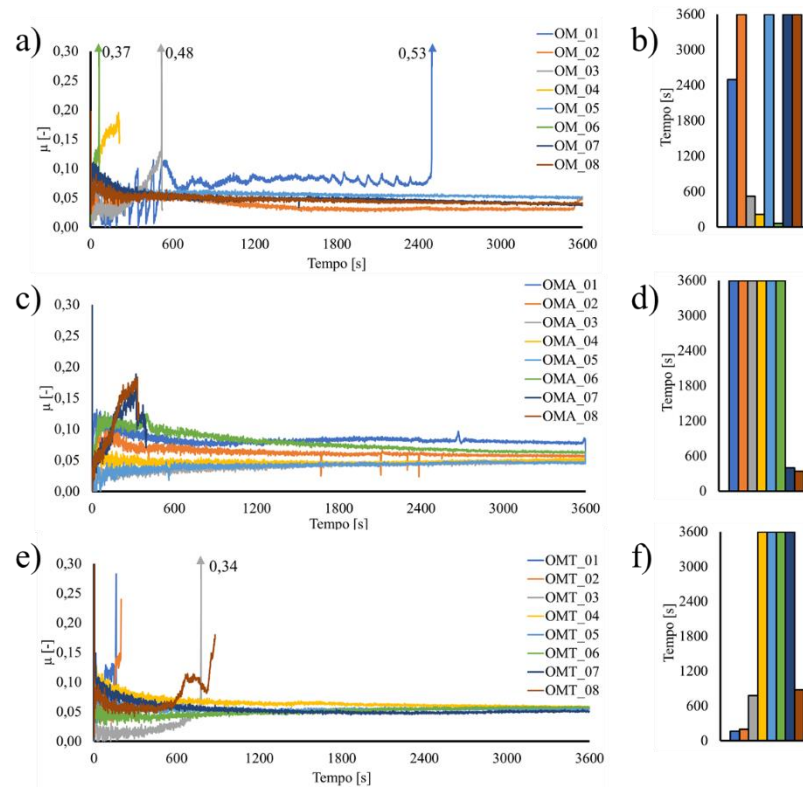


Figura 5.1 Perfil de atrito em função do tempo (à esquerda) e duração do teste (à direita) para: (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.

A partir da análise das Figura 5.1-a e Figura 5.1-b, pode-se constatar que quatro das oito medições realizadas para o biolubrificante OM resultaram em falhas, as quais são evidenciadas pelos picos no coeficiente de atrito. Além disso, essas falhas ocorreram em diferentes momentos ao longo da duração do teste, demonstrando variações significativas entre si. Por outro lado, as Figura 5.1-c e Figura 5.1-d mostram que apenas duas das oito repetições apresentaram falhas durante os testes com o biolubrificante OMA. Essas falhas foram observadas nas execuções 07 e 08, ocorrendo no início do teste, antes de 400 segundos, o que indica tempos até a falha semelhantes. Já para o biolubrificante OMT, como evidenciado nas Figura 5.1-e e Figura 5.1-

f, foram registradas quatro falhas em oito execuções. Essas falhas na lubrificação ocorreram antes de 900 segundos e estão distribuídas ao longo da duração do teste.

Após cada ensaio seguindo a metodologia A, foram registradas imagens dos corpos de prova e as marcas de desgaste dos pinos que sofreram apenas abrasão foram mensuradas. As marcas dos pinos em que houve falha (*scuffing*) não foram mensuradas, uma vez que a ocorrência do *scuffing* foi considerada como fim de vida. A Figura 5.2-a e Figura 5.2-b apresentam exemplos de corpos de prova (pino e disco respectivamente) que sofreram falha por *scuffing*, enquanto que exemplos de pino e disco que sofreram apenas abrasão são mostrados na Figura 5.2-c e Figura 5.2-d respectivamente. Comparando ambos os mecanismos de desgaste observados, fica evidente o caráter destrutivo que o *scuffing* promove nas superfícies em que ocorre.

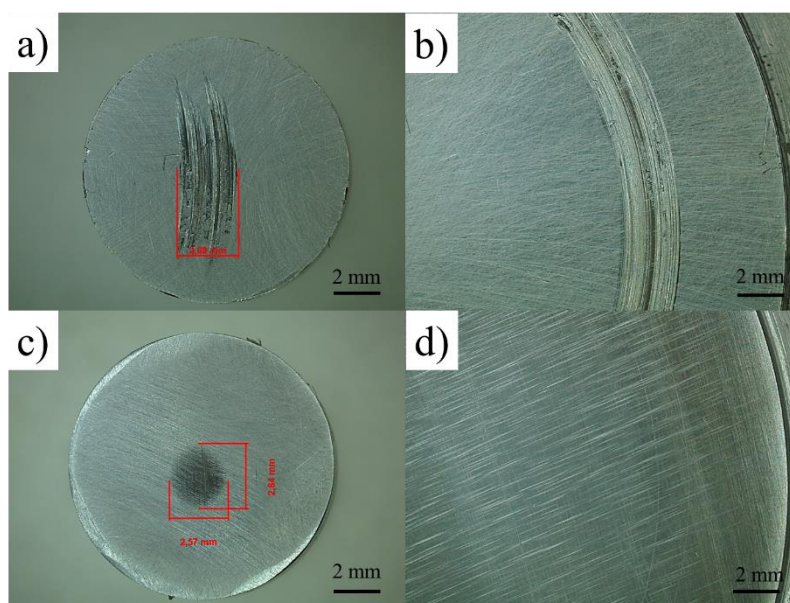


Figura 5.2 Exemplos de materiais de contato (pinos à esquerda e disco à direita) mostrando (a,b) *scuffing* (adesão) e (c,d) abrasão.

O coeficiente de atrito médio dos três lubrificantes, as marcas de desgaste dos pinos obtidas durante as execuções que não falharam, bem como o desgaste volumétrico calculado de acordo com a norma ASTM G99-17, 2017, em função do diâmetro médio da marca (D1 e D2), são mostrados na Tabela 5.3. É importante observar que, para a média do atrito, os primeiros 600 segundos não foram considerados devido ao efeito de assentamento (desgaste e deformações das asperezas das superfícies) durante o início de cada teste. Foi observado que o

OM apresentou o menor coeficiente de atrito médio ($0,045 \pm 0,008$), enquanto OMA e OMT apresentaram magnitudes de coeficiente de atrito semelhantes.

Tabela 5.3 Coeficiente de atrito e marcas de desgaste (D1-altura e D2-largura) dos pinos para os diferentes biolubrificante.

	μ Médio [-]	D1 médio [mm]	D2 médio [mm]	Desgaste volumétrico W_p [mm ³]
OM	0.045±0.008	2.70±0.22	2.56±0.19	0,011654
OMA	0.058±0.015	2.76±0.31	2.79±0.36	0,014554
OMT	0.055±0.005	2.77±0.22	2.75±0.21	0,014294

Ao analisar os valores de desgaste apresentados na Tabela 5.3, é possível notar que não há grandes discrepâncias entre eles, sendo a maior diferença observada no desgaste volumétrico entre o OM (com o menor valor) e o OMA (com o maior valor). No entanto, é importante ressaltar que os valores de tamanho da marca (D1 e D2) não levam em consideração os corpos de prova que falharam por *scuffing*. Ao considerar os desvios padrões nessas medidas, torna-se evidente que o desgaste volumétrico não é conclusivo para diferenciar os biolubrificantes entre si. Isso é especialmente relevante ao observar que, mesmo tendo o maior desgaste, o OMA foi o lubrificante que apresentou menos falhas.

Portanto, a metodologia A se mostrou capaz de desempenhar o ensaio de *scuffing* satisfatoriamente, uma vez que produziu resultados semelhantes aos obtidos em ensaios de capacidade de carga padronizados como o *four-balls*, Timken e Falex. Esta metodologia, assim como os testes padrão, foi capaz de avaliar o desempenho dos lubrificantes testados quanto a sua capacidade de manter o coeficiente de atrito reduzido, além do tempo que o lubrificante suporta com o incremento da carga. Além dos ensaios padronizados, a metodologia A também se mostrou semelhante, e produziu resultados satisfatórios quando comparados aos trabalhos de Wojciechowski [Wojciechowski e Mathia, 2015, Wojciechowski et al., 2015, Wojciechowski et al., 2016, Wojciechowski et al., 2017b, Wojciechowski et al., 2017b]. Neste trabalho, a ocorrência da falha pelo mecanismo de *scuffing* foi avaliada para diversos lubrificantes em função dos seus resultados.

5.2.3 Resultado metodologia B

Assim como mencionado anteriormente, a metodologia B, que passou a empregar o dispositivo das células de carga (DCC), buscou melhorar a precisão de leitura do atrito, uma vez que os valores em ensaios lubrificadas são baixos. A Figura 5.3 mostra um comparativo do resultado de leitura de atrito obtido utilizando o sistema das células de carga e o sistema atual do tribômetro, baseado no torque sobre o eixo.

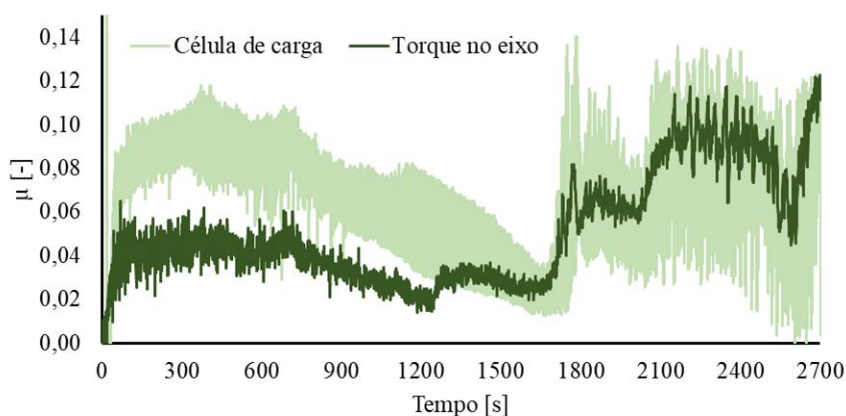


Figura 5.3 Comparação entre os dados coeficientes de atrito obtidos pelos dados gravados utilizando os sensores e aquisição próprios do tribômetro PoD (torque no eixo) com os dados obtidos utilizando o novo dispositivo de células de carga (DCC) do lubrificante OMA.

É possível ver que a maior sensibilidade de leitura do DCC produz um resultado com um maior ruído (amplitude) e com alterações mais expressivas. Também é perceptível que o coeficiente de atrito lido é mais elevado, principalmente no início do ensaio, devido aos efeitos de assentamento do atrito inicial das asperezas e da maior vibração que isto causa. Empregando o DCC, foram gerados gráficos para visualização das leituras da força normal (F_n) e da força de atrito (F_a) ao longo dos ensaios com os três lubrificantes, assim como do coeficiente de atrito, que podem ser visualizados na Figura 5.4.

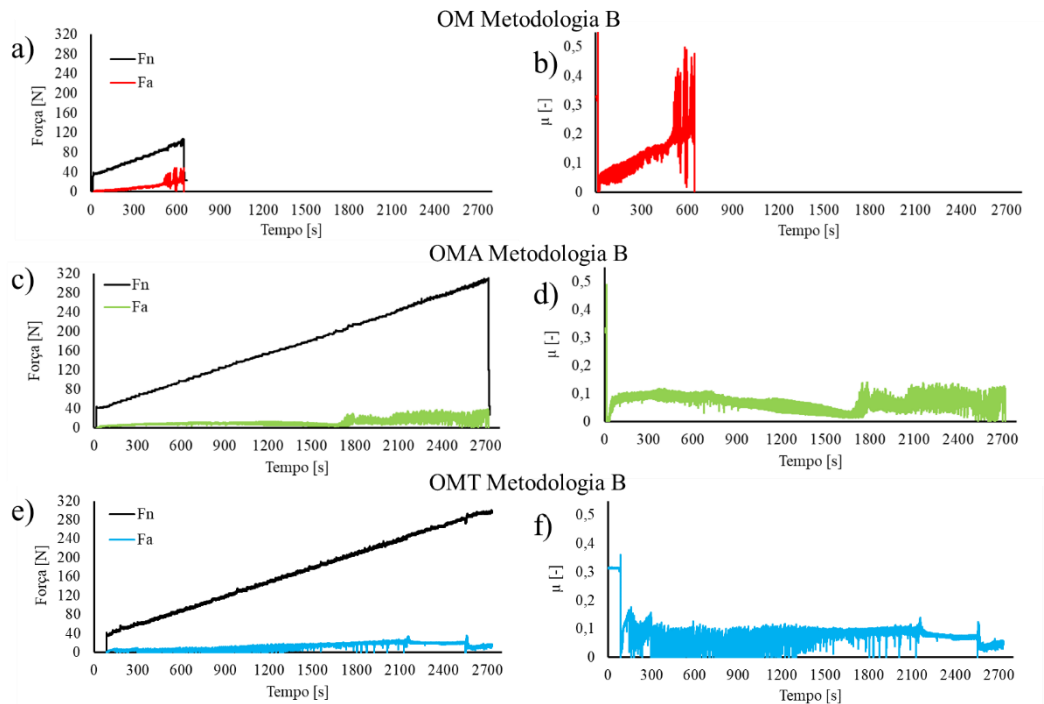


Figura 5.4 Perfis resultantes dos dados obtidos utilizando o DCC. Força normal e força de atrito à esquerda e coeficiente de atrito à direita, para os biolubrificantes (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.

Durante os testes da metodologia B, o lubrificante OM foi o único que apresentou adesão (*scuffing*). Assim seu ensaio foi encerrado antes do tempo estabelecido, pois quando ocorre adesão o desgaste é muito severo, produzindo uma trilha de desgaste muito grande e deformada. Também pode-se ver na Figura 5.4-b o aumento/instabilidade de μ indicando a falha e a marca da adesão no par pino/disco na Figura 5.5. Os lubrificantes OMA e OMT não apresentaram nenhum pico significativo no atrito que indicasse a ocorrência de *scuffing*. É possível verificar apenas algumas variações no perfil do atrito e aumento da amplitude do sinal, na metade final do ensaio para o OMA (Figura 5.4-d) e na metade inicial para o OMT (Figura 5.4-f). Essa vibração se deve a um deslocamento do ponto de contato entre o pino com o disco em decorrência do incremento da força aplicada, conforme descrito no método B, e de deformações elásticas, tanto das células de carga, quanto da peça que faz a ligação entre elas. Esse deslocamento pode ser visto pelas marcas no par pino/disco de ambos, mostradas na Figura 5.5.

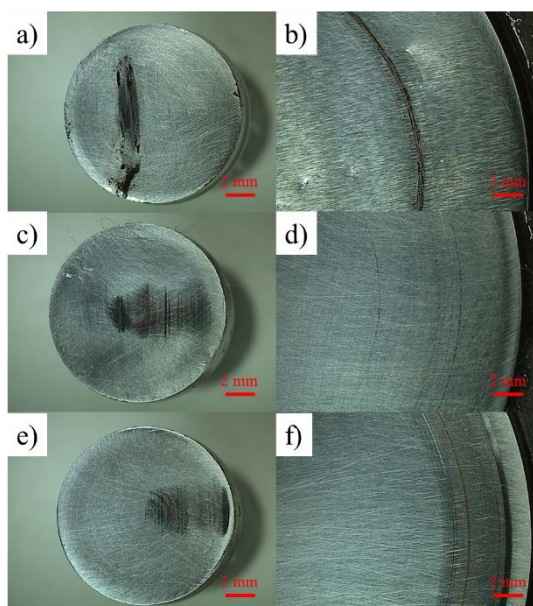


Figura 5.5 Marcas de desgaste produzidas nos pinos (à esquerda) e discos (à direita) nos três biolubrificante testados: (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.

Logo, a metodologia B não se mostrou satisfatória, uma vez que produziu um deslocamento do ponto de contato nos ensaios que não foram encerrados prematuramente, isto é, que não falharam. Esse deslocamento gerou um aumento na amplitude do coeficiente de atrito lido pelas células de carga, alterando o seu perfil real, além de inviabilizar a avaliação do desgaste por meio do tamanho da marca deixada no pino, uma vez que devido ao deslocamento do ponto de contato, a marca se apresentou de maneira arrastada e estendida (Figura 5.5). Dessa forma, percebe-se que a aplicação do DCC na metodologia B, com variação crescente de força, é inviável.

5.2.4 Resultado metodologia C

Após visualizar o problema do deslocamento do ponto de contato do par tribológico na metodologia B (Figura 5.5), optou-se por manter o parâmetro da força constante. Tal decisão se baseou na hipótese de que a variação de força normal empregada na metodologia B fosse o fator gerador do deslocamento do ponto de contato. A Figura 5.6 mostra um exemplo dos perfis de força normal e força de atrito obtidos durante os ensaios obtidos com esta metodologia (biolubrificante OM), enquanto que a Figura 5.7 apresenta uma comparação dos dados obtidos através do próprio sistema do tribômetro com o DCC para uma repetição do lubrificante OMA.

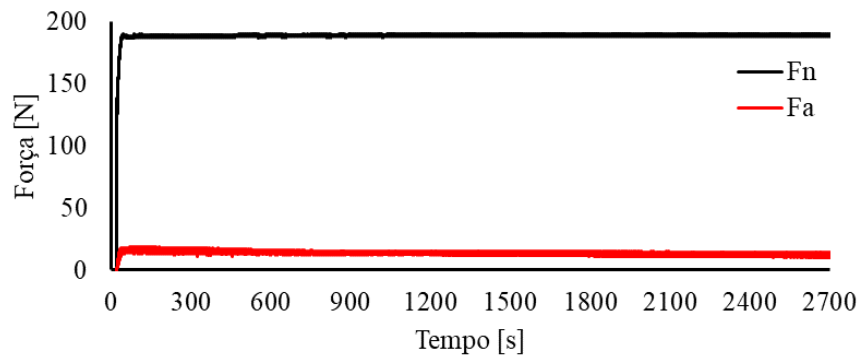


Figura 5.6 Perfil da força normal e da força de atrito obtido durante a primeira repetição do DCC com o biolubrificante OM (OM 01).

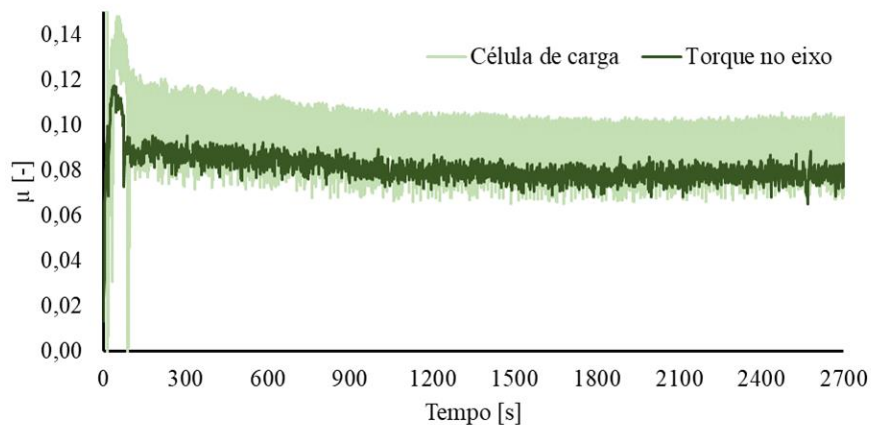


Figura 5.7 Comparação entre os dados coeficientes de atrito obtidos pelos dados gravados utilizando os sensores e aquisição próprios do tribômetro PoD (torque no eixo) com os dados obtidos utilizando o novo sistema de células de carga na repetição 01 do lubrificante OMA.

Assim, da mesma forma que na comparação da metodologia anterior, pode-se notar a maior amplitude de variação nos dados obtidos com o sistema de células de carga em decorrência da maior sensibilidade. Mas ao contrário do visualizado na metodologia anterior na Figura 5.3, observando a Figura 5.7 percebe-se que não houve vibração devido a deslocamento do ponto de contato, mostrando que, para ensaios com variação de força aplicada (como da metodologia B) é desaconselhável utilizar o dispositivo de células de carga.

A Figura 5.8 apresenta os perfis de atrito das duas repetições dos três biolubrificantes. O biolubrificante OM não apresentou falha em sua primeira repetição (Figura 5.8-a), somente

na segunda (Figura 5.8-b). Na segunda repetição, durante a execução dos ensaios, não foi constatada a ocorrência do *scuffing*, por isso o perfil do atrito vai até o final do tempo do ensaio. Porém, após avaliação da grande variação do perfil do atrito, identificando inclusive um pico no valor de μ , foi constatada a adesão. O biolubrificante OMA produziu um resultado bastante semelhante ao OM, não apresentando falha na primeira repetição (Figura 5.8-c) e uma grande variação no perfil do atrito na segunda repetição (Figura 5.8-d) sendo posteriormente também identificado como falha. O OMT foi o único biolubrificante que apresentou falha na primeira repetição (Figura 5.8-e), porém na segunda repetição, ele o único biolubrificante que não gerou nenhum pico no perfil do coeficiente de atrito (Figura 5.8-f).

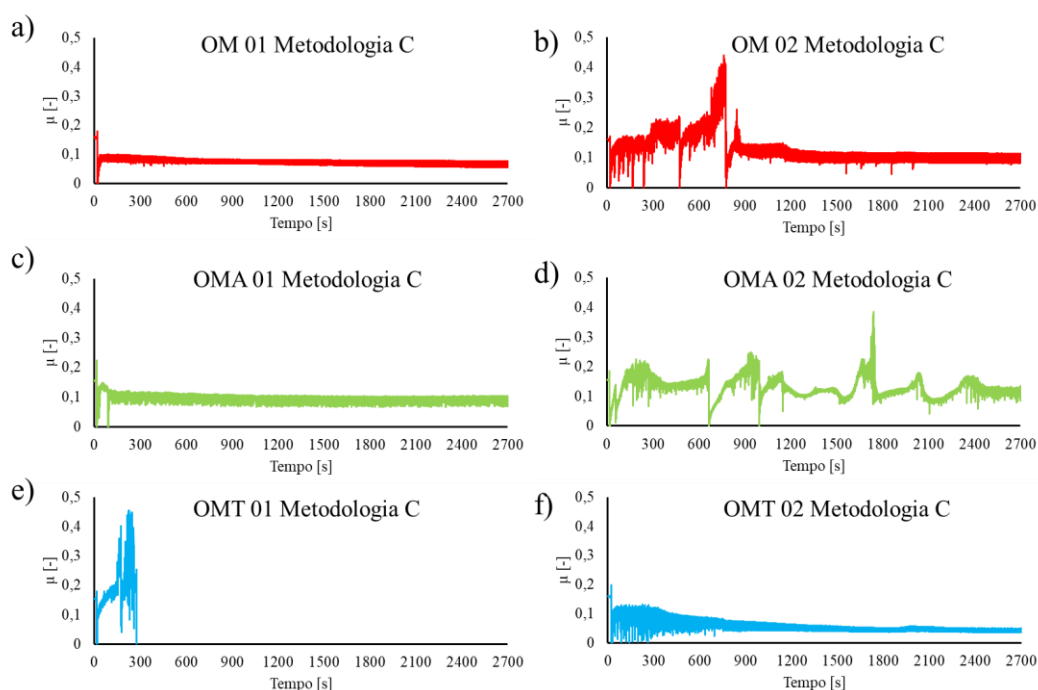


Figura 5.8 Perfis dos coeficientes de atrito obtidos na primeira (a esquerda) e segunda (a direita) repetições utilizando cada um dos três lubrificantes testados: (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.

A Figura 5.9 também traz uma imagem da superfície dos demais pinos. É possível perceber o comportamento comentado anteriormente, onde o OM não apresenta adesão em sua primeira repetição (Figura 5.9-a). Porém, fica evidente a ocorrência de adesão em sua segunda repetição (Figura 5.9-b), confirmando a suspeita referente a grande variação e pico no perfil do atrito. Da mesma forma que o OM, para a primeira repetição do OMA (Figura 5.9-c) apenas

marcas de desgaste abrasivo são perceptíveis. Já na sua segunda repetição, a suspeita de ocorrência de *scuffing* também é confirmada (Figura 5.9-d).

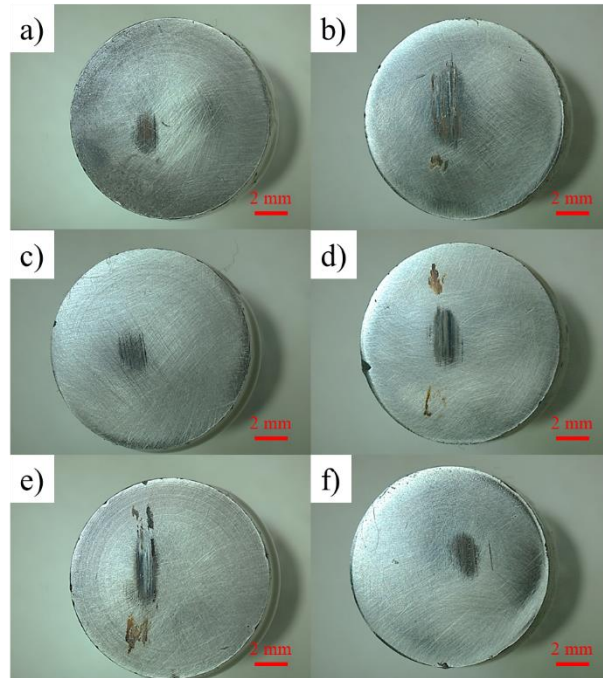


Figura 5.9 Marcas de desgaste dos pinos nos ensaios na primeira e segunda repetições (esquerda e direita respectivamente) com os biolubrificantes (a, b) OM, (c, d) OMA e (e, f) OMT.

Assim, avaliando a metodologia C, percebe-se que a mesma é capaz de produzir um resultado satisfatório. Através do uso de uma força normal contínua, o problema enfrentado na metodologia B, do escorregamento do ponto de contato, foi sanado. Dessa forma, o uso do dispositivo de células de carga, juntamente com uma força normal contínua, se mostra uma forma interessante na avaliação do comportamento do coeficiente de atrito em contatos de baixo atrito, como é o caso de contatos lubrificados.

5.2.5 Resultado metodologia D

Conforme comentado na seção 4.5.4, também foram realizados ensaios utilizando um sistema de lubrificação por MQL, aproveitando a mesma metodologia, de força e velocidade constantes, apenas com a variação da velocidade de deslizamento (com o intuito de diminuir a

vibração) e alterando o transdutor de leitura da força de atrito do DCC para um de menor capacidade (5 kg), buscando melhorar a sensibilidade. Novamente salientando, os lubrificantes testados com o MQL foram diferentes dos demais ensaios, sendo um deles um óleo comercial de usinagem (ME-1), que foi comparado com dois óleos de base vegetal, um de palma (E2046) e um de mamona (rícino) comercial e diferente dos outros. A Figura 5.10 apresenta os perfis de atrito resultantes, das duas repetições realizadas com cada um dos três óleos. Considerando somente os 600 segundos finais dos ensaios, foi calculada a média do coeficiente de atrito de cada óleo, Tabela 5.4, onde pode-se ver que todos os óleos apresentaram um baixo atrito. Isso indica a eficiência deste método de lubrificação na redução do atrito, com ênfase no resultado do E-2046 que apresentou um valor de μ médio menor do que o óleo comercial de usinagem (ME-1).

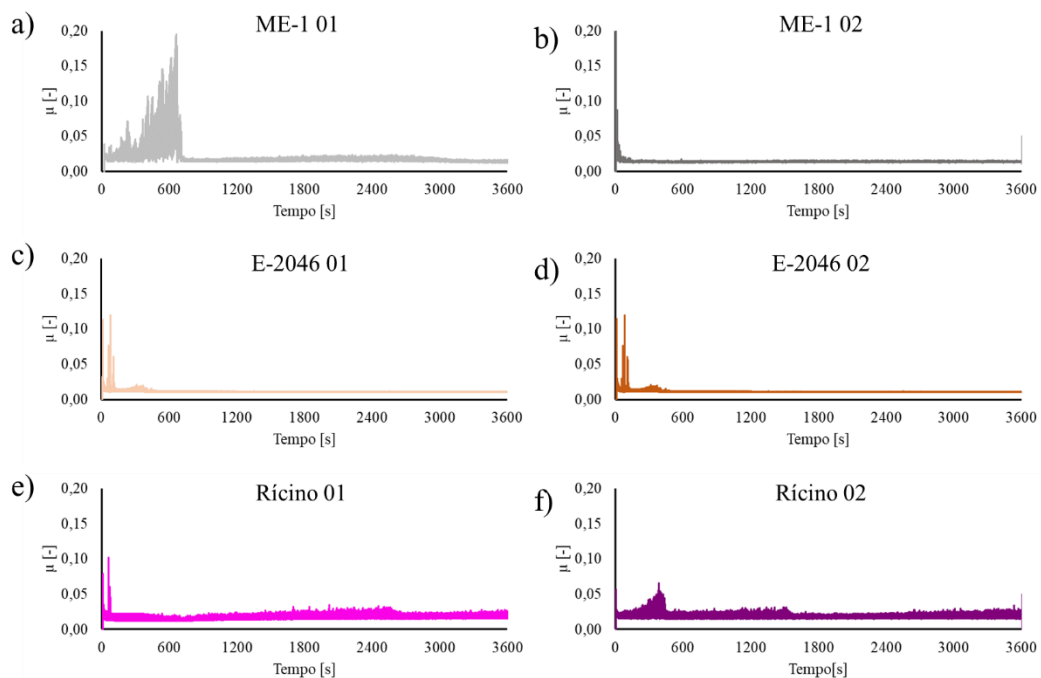


Figura 5.10 Perfis do coeficiente de atrito das duas repetições (primeira a esquerda e segunda a direita) dos ensaios utilizando o sistema de lubrificação por MQL dos óleos: (a, b) ME-1, (c, d) E-2046 de palma e (e, f) do óleo de rícino para usinagem.

Tabela 5.4 Valores de atrito médio para os 600 segundos finais dos ensaios utilizando o sistema de lubrificação por MQL na metodologia D.

Lubrificante	Coeficiente de atrito médio [-]	
	Repetição 01	Repetição 02
ME-1	0,0146±0,0008	0,0142±0,0004
E-2046	0,0106±0,0003	0,0106±0,0003
Rícino	0,0190±0,0018	0,0195±0,0023

Por meio da Figura 5.11, percebe-se que nenhum dos lubrificantes falhou no método D utilizando MQL. Apenas algumas pequenas marcas de desgaste são visíveis, sendo a maior visualmente na segunda repetição do óleo E-2046 (Figura 5.11-e), enquanto que a segunda repetição dos óleos ME-1 e rícino (Figura 5.11-d e Figura 5.11-f) praticamente não apresentam sinais de desgaste. Essa eficiência na lubrificação por MQL também foi relatada por outros autores [Boswell et al., 2017 e Yin et al., 2021], assim como a eficiência do óleo de palma em reduzir os esforços provenientes do atrito [Yin et al., 2021], ainda que com um desgaste ligeiramente maior [Emami et al., 2014] em comparação com óleos sintéticos comerciais quando empregado em aplicações reais de usinagem com MQL.

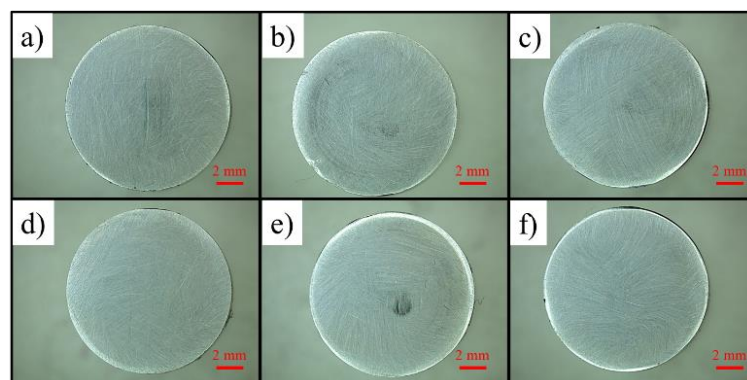


Figura 5.11 Pinos utilizados nos ensaios com MQL nas primeiras repetições (linha superior) e nas segundas repetições (linha de baixo) para os óleos (a, d) ME-1, (b, e) E-2046 e (c, f) óleo de rícino.

Assim, a metodologia D empregando o MQL também foi capaz de produzir resultados satisfatórios. A maior sensibilidade do DCC auxilia na melhor distinção dos perfis de atrito entre os lubrificantes. No entanto, é importante ressaltar novamente que, devido às limitações

de carga máxima dos sensores (células de carga), o dispositivo de células de carga deve ser utilizado apenas na avaliação de contatos com baixos esforços de forças de atrito e normal. Dessa forma, a aplicação do DCC em uma metodologia de ensaio como a D é bastante aconselhável, uma vez que, ela utiliza uma força normal constante, evitando o deslocamento do ponto de contato (como já foi comentado), e também aplica um fornecimento contínuo de lubrificante. Isto reduz os esforços de atrito e diminui a ocorrência de adesão, evitando sobrecargas do sistema.

5.2.6 Resultados dos tribômetros bloco-sobre-anel

Utilizando o tribômetro BoR de Coimbra foram levantadas as curvas de Stribeck de cada biolubrificante, mostradas na Figura 5.12. Foram adicionadas delimitações estimadas dos regimes de lubrificação. Esses resultados serão utilizados como base para comparação e validação de resultados de outros métodos que serão apresentados na sequência.

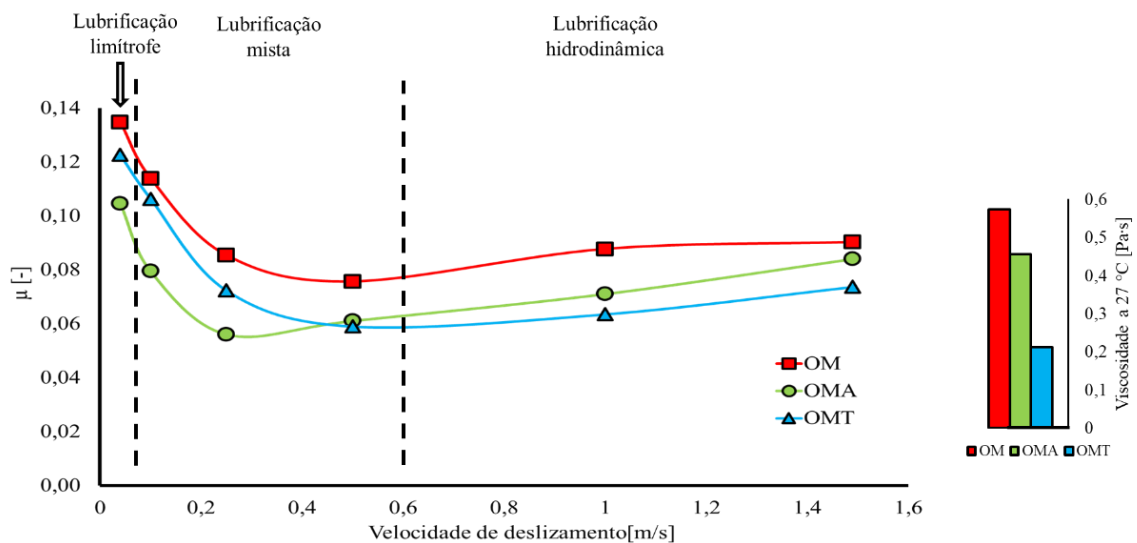


Figura 5.12 Curvas de Stribeck dos três lubrificantes à base de mamona obtidas utilizando o tribômetro bloco-sobre-anel de Coimbra, valores das viscosidades a direita.

Ao observa-se as curvas resultantes, no regime hidrodinâmico (assumido como velocidade de deslizamento $> 0,6$ m/s), a resposta do sistema é predominantemente uma função do comportamento viscoso do lubrificante. Portanto, o coeficiente de atrito resultante seguiu a mesma ordem observada anteriormente para a viscosidade dinâmica: $OM > OMA > OMT$. No

entanto, em velocidades de deslizamento mais baixas ($< 0,6$ m/s), o regime de lubrificação muda para os regimes misto e de limite. Nesse caso, o comportamento viscoso não é dominante, uma vez que a espessura do filme diminui, não sendo capaz de separar completamente as asperezas das superfícies em contato. Nessas condições, é interessante observar que o OMT exibiu um nível de coeficiente de atrito mais alto do que o OMA. A Figura 5.13 mostra um trecho da marca de desgaste em cada um dos corpos de prova (roletes) ensaiados com cada biolubrificante.

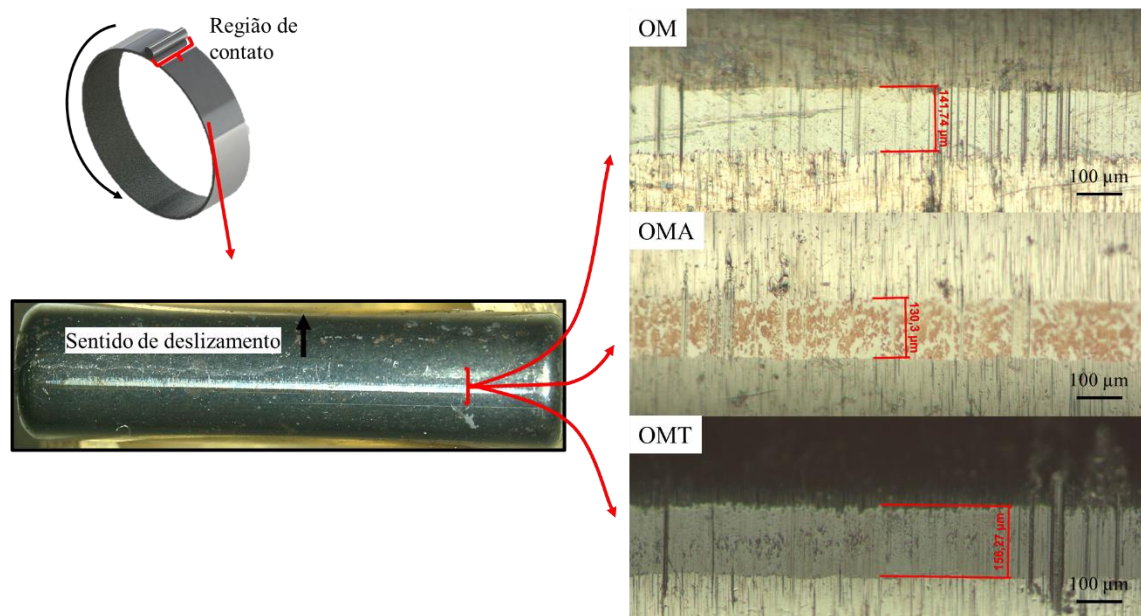


Figura 5.13 Esquema de obtenção (à esquerda) e marcas de desgaste nos roletes (à direita), após os testes para levantamento das respectivas curvas de Stribeck.

Além disso, foram realizadas medições do tamanho de marca de desgaste nos roletes, em 5 posições ao longo dos mesmos. O lubrificante OMT foi o que apresentou a maior média de tamanho de marca (152,39 μm), seguido pelo OM (150,02 μm) e por fim o OMA (139,54 μm).

Foram realizados outros ensaios em um tribômetro do tipo BoR, mas este em desenvolvimento pelo LATRIB, assim, os resultados destes testes foram comparados com os do tribômetro BoR de Coimbra. Apenas o lubrificante OM foi avaliado em duas repetições, ambas as repetições são mostradas na Figura 5.14-a.

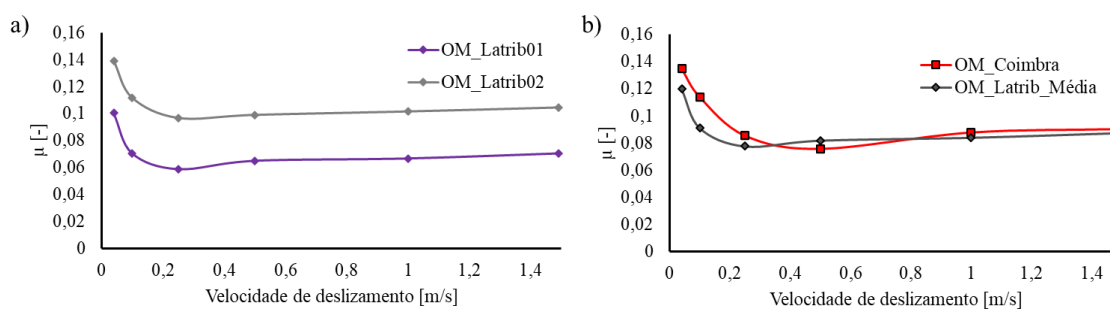


Figura 5.14 Curvas de Stribeck obtidas utilizando o tribômetro BoR do LATRIB na avaliação do biolubrificante OM, mostrando em (a) o resultado das duas repetições realizadas e (b) uma comparação das médias das repetições com o resultado do tribômetro BoR de Coimbra.

Apesar de apresentarem uma variação de magnitude no coeficiente de atrito, ambas as repetições apresentam um comportamento semelhante. Dessa forma, foi calculada uma média entre as repetições e esse resultado médio foi comparado com a curva obtida com o equipamento de Coimbra (Figura 5.14-b). Pode-se perceber que ambos os equipamentos produzem um resultado bastante semelhante, com leves diferenças, sendo este um resultado bastante promissor para o novo equipamento do LATRIB. Assim, com base nos resultados descritos na Figura 5.14, pode-se inferir que o tribômetro BoR do LATRIB pode ser empregado para levantamento da curva de Stribeck de lubrificantes.

5.2.6.1 Resultado metodologia E

Utilizando o dispositivo de células de carga acoplado ao tribômetro PoD do LATRIB, também tentou-se realizar a caracterização dos lubrificantes em diferentes regimes, através da curva de Stribeck. Para tal realizou-se o ensaio com os parâmetros já descritos na seção 4.5.5, onde a velocidade foi variada em 11 “degraus” começando pela mais alta e decrescendo. Essa faixa de velocidade é menor que a empregada no levantamento da curva de Stribeck do tribômetro BoR. Porém, ela é mais discretizada devido ao maior número de degraus.

A Figura 5.15 apresenta os perfis de atrito resultantes da aplicação da metodologia E. A Figura 5.15-a mostra os coeficientes de atrito médio dos 30 segundos finais de cada velocidade de deslizamento de todas as repetições. Como o ensaio iniciou-se com a maior

velocidade relativa e esta foi decrescendo, o tempo de ensaio transcorre da direita para a esquerda. Também é possível ver dois picos de atrito, destacados com círculos amarelos na Figura 5.15-a. Estes picos são referentes a duas repetições em que ocorreu adesão, a primeira repetição utilizando o lubrificante OMA (OMA_01) e a segunda repetição com o OMT (OMT_02). Considerando apenas as duas repetições em que não houve falha, para cada biolubrificante, foi calculada uma média do coeficiente de atrito. Essa nova curva resultante é mostrada na Figura 5.15-b, onde é possível ver que o óleo OM apresenta o atrito elevado durante quase todo o ensaio, seguido pelo OMA e OMT. Essa ordem apenas começa a mudar no final do ensaio (velocidades de deslizamento mais baixas).

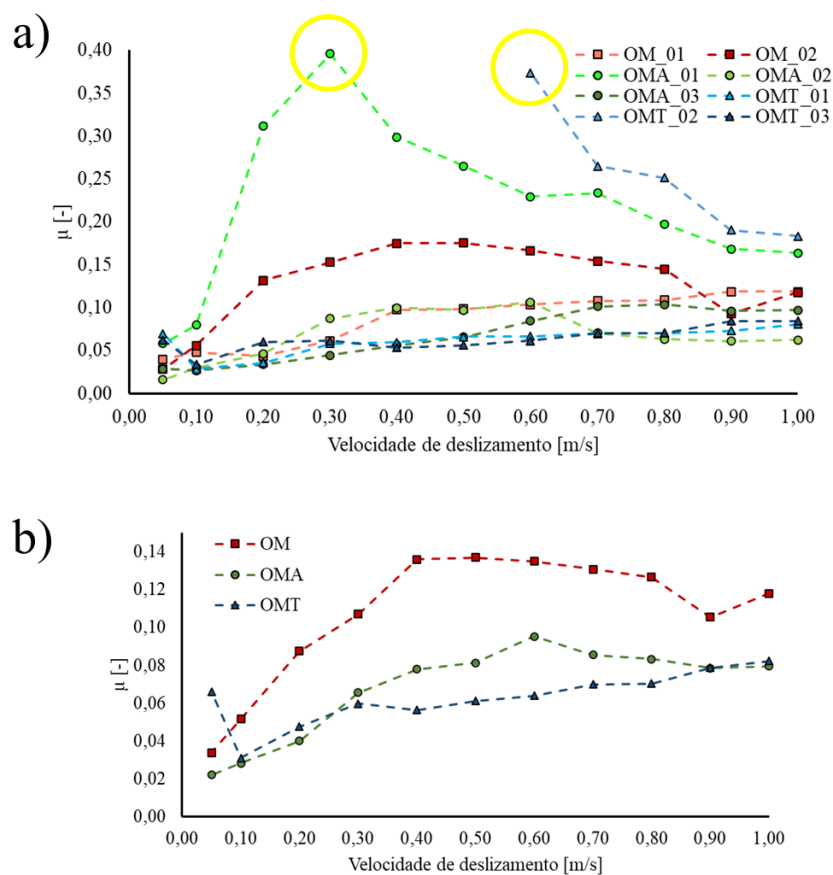


Figura 5.15 Coeficientes de atrito resultantes da aplicação da metodologia E. (a) gráfico do coeficiente de atrito \times velocidade de deslizamento de todas as repetições e (b) com os valores médios do coeficiente de atrito desconsiderando as repetições OMA_01 e OMT_02.

Ambos os corpos de prova que sofreram adesão são mostrados na Figura 5.16 .

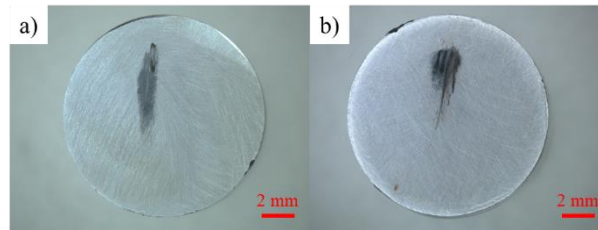


Figura 5.16 Pinos referentes às repetições que houve pico da força de atrito, (a) OMA_01 e (b) OMT_02b.

Para validar a possibilidade de utilização do tribômetro PoD com o dispositivo de células de carga no levantamento das curvas de Stribeck dos lubrificantes, os resultados do mesmo foram comparados com os resultados obtidos no tribômetro BoR de Coimbra, que já possui a sua funcionalidade validada. Para realizar a validação, o eixo das abscissas foi deixado em função do número de Hersey. Assim, as diferenças de forma dos corpos de prova, de força aplicada e tensões de contato correspondentes, são levadas em consideração. A Figura 5.17 mostra esta comparação, onde as linhas cheias correspondem ao resultado do BoR de Coimbra enquanto que as linhas tracejadas pertencem ao resultado do PoD.

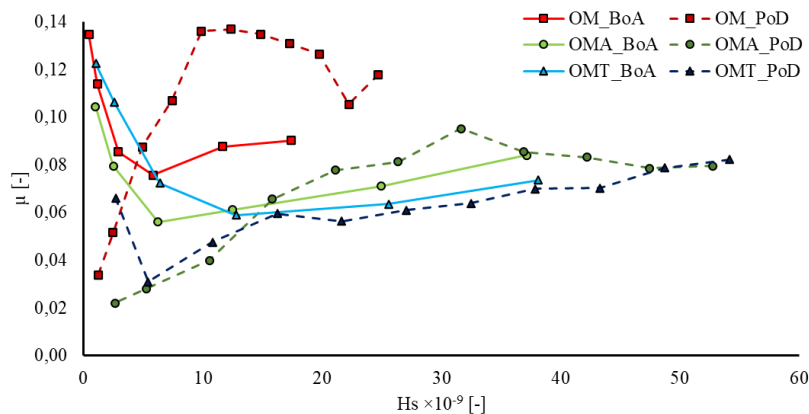


Figura 5.17 Curvas de Stribeck dos ensaios utilizando o tribômetro pino-sobre-disco (PoD) e o tribômetro bloco-sobre-anel (BoR).

Considerando OM, percebe-se que para o resultado do PoD, o mesmo apresenta um valor inicial relativamente baixo, seguido de um aumento do coeficiente de atrito e uma diminuição, sem indício de retorno, nas velocidades relativas mais baixas (esquerda do gráfico).

Esse comportamento é muito diferente do comum, como os perfis resultantes do ensaio BoR de Coimbra ou comportamentos típicos da curva de Stribeck, como o mostrado na Figura 3.4.

Os biolubrificantes OMA e OMT iniciam o ensaio (direita do gráfico) com um comportamento semelhante nos dois equipamentos. Porém, no resultado do OMA no PoD, ocorre um leve aumento seguido de uma diminuição contínua no valor de μ até o final do ensaio, sem apresentar o aumento do valor do coeficiente de atrito normalmente visto quando o ensaio atinge o regime de lubrificação misto e limítrofe, o que pode ser visto nos resultados do tribômetro BoR de Coimbra. Já o OMT ensaiado no PoD, diferentemente do OMA, apresentou um valor de μ mínimo seguido de um aumento do atrito, indicando a transição de regime de lubrificação.

Estes resultados divergentes e confusos, para as curvas de Stribeck obtidas com o tribômetro PoD, fazem com que o mesmo não seja considerado ideal para este tipo de caracterização.

A principal dificuldade na aplicação da metodologia E está na vibração causada no contato. Essa vibração apresentada pelas medidas com o dispositivo da célula de carga devido ao atrito, no decorrer destes ensaios, fez com que os biolubrificantes avaliados não conseguissem atingir os regimes lubrificação mista e limítrofe de forma estável. O que ocorre é que, à medida que a velocidade do ensaio diminui, após o ponto de mínimo μ , o atrito aumenta da mesma forma que a vibração gerada pelo mesmo. Esse aumento da vibração acaba facilitando o acesso do lubrificante na interface de contato, o que faz com que o atrito volte a diminuir. Todo esse ciclo de aumento do atrito, aumento da vibração, acesso do óleo e diminuição do atrito promove o deslocamento do ponto de μ mínimo para a esquerda no gráfico (em direção de menores velocidades) para o caso do PoD.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho, uma série de metodologias e ensaios foram empregados em um tribômetro pino-sobre-disco e em diferentes equipamentos bloco-sobre-anel, com o intuito de desenvolver diferentes formas de avaliação do desempenho tribológico de biolubrificantes. A partir dos resultados obtidos neste estudo, pode-se concluir alguns pontos sobre as metodologias aplicadas:

- A metodologia A realizada no tribômetro PoD do LATRIB foi capaz de reproduzir a falha por *scuffing* e, dessa forma, diferenciar os lubrificantes pelo tempo até a falha;
- Considerando apenas as repetições sem a falha de *scuffing*, todos os três biolubrificantes apresentaram resultados de desgaste semelhantes em termos de volume de desgaste;
- O dispositivo de células de carga (DCC) pode ser utilizado para melhorar a sensibilidade do tribômetro pino-sobre-disco em ensaios com baixo atrito, produzindo uma melhora de $\pm 12,6\%$ no pior caso, ou seja, nas condições de baixa força normal e atrito adesivo ($\mu = 2$);
- O dispositivo DCC não é possível de se aplicar em ensaios com incremento constante na força normal de atuação, devido ao deslocamento do ponto de contato, conforme o constatado com os resultados da metodologia B;
- O DCC pode ser aplicado em ensaios com a força normal constante e fornecimento contínuo de lubrificante (gotejamento ou MQL), nesse caso sem o problema do deslocamento do ponto de contato;
- O levantamento da curva de Stribeck dos lubrificantes se mostrou inviável no tribômetro pino-sobre-disco com o DCC. A vibração produzida pelo atrito impediu que os lubrificantes atingissem de maneira estável os regimes de lubrificação durante os ensaios;
- As curvas de Stribeck produzidas utilizando o equipamento BoR do LATRIB para o biolubrificante OM se mostraram condizentes com a literatura, assim como, com o resultado do BoR de Coimbra para o mesmo óleo, validando, portanto, o equipamento do laboratório brasileiro.

6.1 Sugestões para trabalhos futuros

Pode-se sugerir, para estudos futuros relacionados ao tema deste trabalho:

- Medição de temperatura na região do contato, buscando verificar se há alguma relação direta entre a sua variação com a ocorrência de falhas por scuffing;
- Utilizar interferometria nos corpos de prova antes e depois dos testes, para melhorar a caracterização superficial e volumétrica do desgaste, além de possibilitar uma melhor compreensão da influência dos parâmetros de rugosidade em regimes de lubrificação;
- Utilização do tribômetro BoR do LATRIB também para ensaios de capacidade de carga de lubrificantes (resistência ao scuffing), avaliando também a variação da vibração ao longo do ensaio;
- Realização de mais ensaios com uma gama maior de lubrificantes, aplicando as metodologias que obtiveram resultados promissores, para avaliar também os seus desempenhos;
- Emprego do biolubrificante de óleo de mamona aminolisado (OMA) em estudos de emulsões (diluições), para verificar a sua empregabilidade e performance em possíveis fluídos de usinagem.

REFERÊNCIAS

- Adhvaryu, A., Erhan, S.Z. e Perez, J.M. Tribological studies of thermally and chemically modified vegetable oils for use as environmentally friendly lubricants. **Wear**, vol. 257, ed.3–4, p.359–367. 2004.
- Aguilar-Rosas, O.A., Farfan-Cabrera, L.I., Erdemir, A. e Cao-Romero-Gallegos, J.A. Electrified four-ball testing – a potential alternative for assessing lubricants (E-fluids) for electric vehicles. **Wear**, vol. 522, ed.March, p.204676. 2023.
- Amine, G., Fillot, N., Philippon, D., Devaux, N., Dufils, J. e Macron, E. Dual experimental-numerical study of oil film thickness and friction in a wide elliptical TEHL contact: From pure rolling to opposite sliding. **Tribology International**, vol. 184, p.108466. 2023.
- Antonicelli, M., Piccininni, A., Cusanno, A., Lacedra, V. e Palumbo, G. Evaluation of the effectiveness of natural origin metalworking fluids in reducing the environmental impact and the tool wear. **Journal of Cleaner Production**, vol. 385, ed.August 2022, p.135679. 2023.
- ASTM D2270-10 Standard Practice for Calculating Viscosity Index from Kinematic Viscosity at 40 °C and 100 °C¹. 2016.
- ASTM D2509-20a Standard Test Method for Measurement of Load-Carrying Capacity of Lubricating Grease (Timken Method)¹. 2020.
- ASTM D2625-20 Standard Test Method for Endurance (Wear) Life and Load-Carrying Capacity of Solid Film Lubricants (Falex Pin and Vee Method)¹. 2020.
- ASTM D2670-20 Standard Test Method for Measuring Wear Properties of Fluid Lubricants (Falex Pin and Vee Block Method). 2020.
- ASTM D2782-20 Standard Test Method for Measurement of Extreme-Pressure Properties of Lubricating Fluids (Timken Method)¹. 2020.
- ASTM D3233-19 Standard Test Methods for Measurement of Extreme Pressure Properties of Fluid Lubricants (Falex Pin and Vee Block Methods). 2019.
- ASTM G40-22a Standard Terminology Relating to Wear and Erosion¹. 2022.
- ASTM G99-17 Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus. 2017.
- Ayrinhac, S. The transportation of the djehutihotep statue revisited. **Tribology Online**, vol. 11, ed.3, p.466–473. 2016.
- Bayat, R. e Lehtovaara, A. Scuffing evaluation of fully formulated environmentally acceptable lubricant using barrel-on-disc technique. **Tribology International**, vol. 160, ed.February, p.107002. 2021.
- Blau, P.J. Friction science and technology: From concepts to applications, second edition. 2008.
- Boswell, B., Islam, M.N., Davies, I.J., Ginting, Y.R. e Ong, A.K. A review identifying the effectiveness of minimum quantity lubrication (MQL) during conventional machining. **International Journal of Advanced Manufacturing Technology**, vol. 92, ed.1–4, p.321–340. 2017.
- Bowman, W.F. e Stachowiak, G.W. A review of scuffing models. **Tribology Letters**, vol. 2,

- ed.2, p.113–131. 1996.
- Brandão, J.A., Meheux, M., Ville, F., Seabra, J.H.O. e Castro, J. Comparative overview of five gear oils in mixed and boundary film lubrication. **Tribology International**, vol. 47, p.50–61. 2012.
- Campanella, A., Rustoy, E., Baldessari, A. e Baltanás, M.A. Lubricants from chemically modified vegetable oils. **Bioresource Technology**, vol. 101, ed.1, p.245–254. 2010.
- Cen, H., Morina, A. e Neville, A. Effect of slide to roll ratio on the micropitting behaviour in rolling-sliding contacts lubricated with ZDDP-containing lubricants. **Tribology International**, vol. 122, ed.February, p.210–217. 2018.
- Dąbrowski, A. Adsorption - From theory to practice. **Advances in Colloid and Interface Science**, vol. 93, ed.1–3, p.135–224. 2001.
- Dowson, D. e Hamrock, B.J. History of ball bearings. **NASA Technical Memorandum 81689**, p.86. 1981.
- Edla, S., Thampi, A.D., Prasannakumar, P. e Rani, S. Evaluation of physicochemical, tribological and oxidative stability properties of chemically modified rice bran and karanja oils as viable lubricant base stocks for industrial applications. **Tribology International**, vol. 173,., 2022.
- Emami, M., Sadeghi, M.H., Sarhan, A.A.D. e Hasani, F. Investigating the Minimum Quantity Lubrication in grinding of Al 2O3 engineering ceramic. **Journal of Cleaner Production**, vol. 66, p.632–643. 2014.
- Evans, H.P., Snidle, R.W. e Sharif, K.J. Deterministic mixed lubrication modelling using roughness measurements in gear applications. **Tribology International**, vol. 42, ed.10, p.1406–1417. 2009.
- Fall, A., Weber, B., Pakpour, M., Lenoir, N., Shahidzadeh, N., Fiscina, J., Wagner, C. e Bonn, D. Sliding friction on wet and dry sand. **Physical Review Letters**, vol. 112, ed.17, p.3–6. 2014.
- Fang, X., Liu, W., Qiao, Y., Xue, Q. e Dang, H. Industrial gear oil - a study of the interaction of antiwear and extreme-pressure additives. **Tribology International**, vol. 26, ed.6, p.395–398. 1993.
- Figueroa, M., García, E., Hernández, E.A.G. e Vite-Torres, M. Friction and wear of Jatropha curcas oil using a four balls tester. **Advanced Materials Research**, vol. 902, p.76–81. 2014.
- Fox, N.J. e Stachowiak, G.W. Vegetable oil-based lubricants-A review of oxidation. **Tribology International**, vol. 40, ed.7, p.1035–1046. 2007.
- Galar, D. e Kumar, U. Prognosis. In *eMaintenance Essential Electronic Tools for Efficiency*. Academic Press, p. 311–370. 2017.
- García-Zapateiro, L.A., Franco, J.M., Valencia, C., Delgado, M.A. e Gallegos, C. Viscous, thermal and tribological characterization of oleic and ricinoleic acids-derived estolides and their blends with vegetable oils. **Journal of Industrial and Engineering Chemistry**, vol. 19, ed.4, p.1289–1298. 2013.
- Gegner, J. Tribology Fundamentals and Advancements. Second., 2016.
- Gu, C., Meng, X., Xie, Y. e Yang, Y. Effects of surface texturing on ring/liner friction

- under starved lubrication. **Tribology International**, vol. 94, p.591–605. 2016.
- Haisma, J. e Spierings, G.A.C.M. Contact bonding, including direct-bonding in a historical and recent context of materials science and technology, physics and chemistry - Historical review in a broader scope and comparative outlook. **Materials Science and Engineering: R: Reports**, vol. 37, ed.1–2, p.1–60. 2002.
- Hamdan, S.H., Chong, W.W.F., Ng, J.H., Ghazali, M.J. e Wood, R.J.K. Influence of fatty acid methyl ester composition on tribological properties of vegetable oils and duck fat derived biodiesel. **Tribology International**, vol. 113, ed.August 2016, p.76–82. 2017.
- Hamrock, B.J., Schmid, S.R. e Jacobson, B.O. Fundamentals of Fluid Film Lubrication Second Edition. Second., 2004.
- Hatwal, H., Mallik, A.K. e Ghosh, A. Forced nonlinear oscillations of autoparametric system - Part 2: Chaotic responses. **Journal of Applied Mechanics**, vol. 50, p.663–668. 1983.
- He, S., Cho, S. e Singh, R. Prediction of dynamic friction forces in spur gears using alternate sliding friction formulations. **Journal of Sound and Vibration**, vol. 309, ed.3–5, p.843–851. 2008.
- Hol, J., Meinders, V.T., De Rooij, M.B. e Van Den Boogaard, A.H. Multi-scale friction modeling for sheet metal forming: The boundary lubrication regime. **Tribology International**, vol. 81, p.112–128. 2015.
- Hu, Y., Meng, X. e Xie, Y. A new efficient flow continuity lubrication model for the piston ring-pack with consideration of oil storage of the cross-hatched texture. **Tribology International**, vol. 119, ed.September 2017, p.443–463. 2018.
- Huang, R., Cheng, J., Qiu, Y., Li, T., Zhou, J. e Cen, K. Using renewable ethanol and isopropanol for lipid transesterification in wet microalgae cells to produce biodiesel with low crystallization temperature. **Energy Conversion and Management**, vol. 105, p.791–797. 2015.
- Hutchings, I.M. Leonardo da Vinci's studies of friction. **Wear**, vol. 360–361, p.51–66. 2016.
- Imai, H. Expanding needs for metrological traceability and measurement uncertainty. **Measurement: Journal of the International Measurement Confederation**, vol. 46, ed.8, p.2942–2945. 2013.
- Jaber, S. Bin, Hamilton, A., Xu, Y., Kartal, M.E., Gadegaard, N. e Mulvihill, D.M. Friction of flat and micropatterned interfaces with nanoscale roughness. **Tribology International**, vol. 153, ed.June 2020, p.106563. 2021.
- Jost, H.P. Tribology - Origin and future. **Wear**, vol. 136, ed.1, p.1–17. 1990.
- Kline, S.J. e McClintock, F.A. Describing uncertainties in single-sample experiments. , p.3–8. 1953.
- Kubiak, K.J., Wilson, M.C.T., Mathia, T.G. e Carval, P. Wettability versus roughness of engineering surfaces. **Wear**, vol. 271, ed.3–4, p.523–528. 2011.
- Liu, B., Essawy, H., Li, Z., Du, G., Liang, J., Hou, D., Zhou, X. e Zhang, J. Facile preparation of epoxidized soybean oil-hexanediamine resin for fabrication of pressure-sensitive adhesives. **Progress in Organic Coatings**, vol. 182, ed.April, p.107633. 2023.

- Lu, X., Khonsari, M.M. e Gelinck, E.R.M. The Stribeck curve: Experimental results and theoretical prediction. **Journal of Tribology**, vol. 128, ed.4, p.789–794. 2006.
- Lugt, P.M. e Berens, F. The Grease Life Factor concept for ball bearings. **Tribology International**, vol. 169, ed.December 2021, p.107460. 2022.
- Lugt, P.M., Velickov, S. e Tripp, J.H. On the chaotic behavior of grease lubrication in rolling bearings. **Tribology Transactions**, vol. 52, ed.5, p.581–590. 2009.
- Lyu, B., Meng, X., Zhang, R. e Wen, C. A deterministic contact evolution and scuffing failure analysis considering lubrication deterioration due to temperature rise under heavy loads. **Engineering Failure Analysis**, vol. 123, ed.February, p.105276. 2021.
- Maier, M., Pusterhofer, M., Summer, F. e Grün, F. Validation of statistic and deterministic asperity contact models using experimental Stribeck data. **Tribology International**, vol. 165, ed.October 2021, p.107329. 2022.
- Mang, T. Encyclopedia of Lubricants and Lubrication. T. Mang, ed., 2014.
- Maru, M.M., Trommer, R.M., Cavalcanti, K.F., Figueiredo, E.S., Silva, R.F. e Achete, C.A. The Stribeck curve as a suitable characterization method of the lubricity of biodiesel and diesel blends. **Energy**, vol. 69, p.673–681. 2014.
- Massoud, T., De Matos, R.P., Le Mogne, T., Belin, M., Cobian, M., Thiébaud, B., Loehlé, S., Dahlem, F. e Minfray, C. Effect of ZDDP on lubrication mechanisms of linear fatty amines under boundary lubrication conditions. **Tribology International**, vol. 141, ed.June 2019. 2020.
- McNutt, J. e He, Q.S. Development of biolubricants from vegetable oils via chemical modification. **Journal of Industrial and Engineering Chemistry**, vol. 36, p.1–12. 2016.
- Mobley, R.K. Plant Engineer's. Butterwoth Heinemann. 2001.
- Montgomery, D.C. e Runger, G.C. Applied Statistics and Probability for Engineers. 1994.
- Mortier, R.M., Fox, M.F. e Orszulik, S.T. Chemistry and Technology of Lubricants. 3rd ed., 2010.
- Mu, L., Wu, J., Matsakas, L., Chen, M., Rova, U., Christakopoulos, P., Zhu, J. e Shi, Y. Two important factors of selecting lignin as efficient lubricating additives in poly (ethylene glycol): Hydrogen bond and molecular weight. **International Journal of Biological Macromolecules**, vol. 129, p.564–570. 2019.
- Murru, C., Badía-Laíño, R. e Díaz-García, M.E. Oxidative Stability of Vegetal Oil-Based Lubricants. **ACS Sustainable Chemistry and Engineering**, vol. 9, ed.4, p.1459–1476. 2021.
- Naveira Suarez, A., Grahn, M., Pasaribu, R. e Larsson, R. The influence of base oil polarity on the tribological performance of zinc dialkyl dithiophosphate additives. **Tribology International**, vol. 43, ed.12, p.2268–2278. 2010.
- Neis, P.D. Projeto E Construção De Um Tribômetro Com Controle Independente Da Temperatura Do Disco. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2012.
- Pavlak, R.P., Neis, P.D., Poletto, J.C., De Barros, L.Y. e Ferreira, N.F. Wear, Friction and NVH Characterization Using a Laboratory-Scale Tribometer. **SAE Technical Papers**, vol. Part F1298, ed.May. 2017.

- Pawlak, Z., Urbaniak, W. e Oloyede, A. The relationship between friction and wettability in aqueous environment. **Wear**, vol. 271, ed.9–10, p.1745–1749. 2011.
- Pham, H. Springer Handbook of Engineering Statistics. 2006.
- Pramanik, M., Mendon, S.K. e Rawlins, J.W. Vegetable oil based fatty amide as hydrophobes in associative thickener. **Journal of Applied Polymer Science**, vol. 130, ed.3, p.1530–1538. 2013.
- Quinchia, L.A., Delgado, M.A., Reddyhoff, T., Gallegos, C. e Spikes, H.A. Tribological studies of potential vegetable oil-based lubricants containing environmentally friendly viscosity modifiers. **Tribology International**, vol. 69, p.110–117. 2014.
- Ren, L., Janal, M.N. e Zhang, Y. Sliding contact fatigue of graded zirconia with external esthetic glass. **Journal of Dental Research**, vol. 90, ed.9, p.1116–1121. 2011.
- Rios, Í.C., Cordeiro, J.P., Arruda, T.B.M.G., Rodrigues, F.E.A., Uchoa, A.F.J., Luna, F.M.T., Cavalcante, C.L. e Ricardo, N.M.P.S. Chemical modification of castor oil fatty acids (*Ricinus communis*) for biolubricant applications: An alternative for Brazil's green market. **Industrial Crops and Products**, vol. 145, ed.November 2019, p.112000. 2020.
- Roucoules, V., Gaillard, F., Mathia, T.G. e Lanteri, P. Hydrophobic mechanochemical treatment of metallic surfaces: Wettability measurements as a means of assessing homogeneity. **Advances in Colloid and Interface Science**, vol. 97, ed.1–3, p.179–203. 2002.
- Ryu, J.J., Chua, B.H., Shrotriya, P. e Ferraro, M.M. Influence of in-plane stress state on sliding contact fatigue damage of metallic surfaces. **Tribology International**, vol. 116, p.113–119. 2017.
- SAE J300 Engine Oil Classification (SAE J300). 1999.
- Shi, J., Zhang, M., Liu, J., Liu, G. e Zhou, F. Molecular dynamics simulations of adsorption behavior of organic friction modifiers on hydrophilic silica surfaces under the effects of surface coverage and contact pressure. **Tribology International**, vol. 156, ed.September 2020, p.106826. 2021.
- Song, J.W. e Fan, L.W. Temperature dependence of the contact angle of water: A review of research progress, theoretical understanding, and implications for boiling heat transfer. **Advances in Colloid and Interface Science**, vol. 288, p.102339. 2021.
- Stachowiak, G.W. e Batchelor, A.W. Engineering tribology. 2005.
- Stradolini, P. Modificação dos óleos de mamona e soja epoxidado para aplicação em biolubrificantes. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. 2022.
- Straffelini, G. Springer Tracts in Mechanical Engineering Coordinate Metrology. 2015.
- Stribeck, R. Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager [The main properties of plain and roller bearings]. **Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure**, vol. 46, p.1341–1348. 1902.
- Wang, Q.J. e Chung, Y.-W. Encyclopedia of Tribology. 2013.
- Warmink, J.J., Janssen, J.A.E.B., Booij, M.J. e Krol, M.S. Identification and classification of uncertainties in the application of environmental models. **Environmental Modelling and Software**, vol. 25, ed.12, p.1518–1527. 2010.
- Wei, G. e Scott, W. The influence of surface roughness on the results of the Timken lubricant

- extreme pressure test. **International Journal of Machine Tools and Manufacture**, vol. 35, ed.8, p.357–361. 1995.
- Wojciechowski, Eymard, S., Ignaszak, Z. e Mathia, T.G. Fundamentals of ductile cast iron scuffing at the boundary lubrication regime. **Tribology International**, vol. 90, p.445–454. 2015.
- Wojciechowski, L., Kubiak, K.J. e Mathia, T.G. Roughness and wettability of surfaces in boundary lubricated scuffing wear. **Tribology International**, vol. 93, p.593–601. 2016.
- Wojciechowski, L., Kubiak, K.J. e Mathia, T.G. Impact of morphological furrows as lubricant reservoir on creation of oleophilic and oleophobic behaviour of metallic surfaces in scuffing. **Tribology International**, vol. 116, ed.April, p.320–328. 2017a.
- Wojciechowski, Ł. e Mathia, T.G. Proposal of invariant precursors for boundary lubricated scuffing. **Wear**, vol. 340–341, p.53–62. 2015.
- Wojciechowski, Wieczorowski, M. e Mathia, T.G. Transition from the boundary lubrication to scuffing – The role of metallic surfaces morphology. **Wear**, vol. 392–393, ed.September, p.39–49. 2017b.
- Woydt, M. e Wäsche, R. The history of the Stribeck curve and ball bearing steels: The role of Adolf Martens. **Wear**, vol. 268, ed.11–12, p.1542–1546. 2010.
- Yin, Q., Li, C., Dong, L., Bai, X., Zhang, Y., Yang, M., Jia, D., Li, R. e Liu, Z. Effects of Physicochemical Properties of Different Base Oils on Friction Coefficient and Surface Roughness in MQL Milling AISI 1045. **International Journal of Precision Engineering and Manufacturing - Green Technology**, vol. 8, ed.6, p.1629–1647. 2021.
- Zhang, Y. e Zhang, X. Statistic analysis of lightning transients on wind turbines. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, vol. 12, ed.6. 2020.
- Zulkifli, N.W.M., Azman, S.S.N., Kalam, M.A., Masjuki, H.H., Yunus, R. e Gulzar, M. Lubricity of bio-based lubricant derived from different chemically modified fatty acid methyl ester. **Tribology International**, vol. 93, p.555–562. 2016.