

Avaliação tribológica de óleos hidráulicos biodegradável e mineral com deslizamento entre as ligas de Cu-Zn e WC-CoCr

Tribological evaluation of biodegradable and mineral hydraulic oil with sliding between the Cu-Zn and WC-CoCr alloys

Richard de Medeiros Castro¹, Elvys Isaías Mercado Curi¹
Reginaldo Rosso Marcello¹, Luiz Fernando Feltrin Inacio¹
Alexandre da Silva Rocha²

¹ Faculdade SATC, 88805-380, Criciúma, SC, Brasil.

² Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS, Porto Alegre, RS, Brasil.

e-mail: richard.castro@satc.edu.br, elvys.curi@satc.edu.br, reginaldo.marcello@satc.edu.br, lfernando.inacio@outlook.com, alexandre.rocha@ufrgs.br

RESUMO

A correta seleção dos óleos lubrificantes e das superfícies de contato melhoram o desempenho e reduzem o consumo de energia das máquinas. Por isso, a engenharia de superfícies propõe novos revestimentos aos quais seu comportamento tribológico combinado com o uso de óleos biodegradáveis em componentes de sistema hidráulicos, não são conhecidos. O objetivo deste trabalho foi avaliar o comportamento do óleo mineral - HLP e do biodegradável sintético - HEES, submetido ao deslizamento de um pino de liga Cu-35Zn, contra uma superfície plana revestida com WC-10Co4Cr por alta velocidade térmica, pulverização - HVOF. A combinação de óleos biodegradáveis com superfícies de menor impacto ambiental é importante para a sustentabilidade e crescimento da indústria moderna. O desempenho dos lubrificantes foi avaliado por meio de testes de deslizamento em um tribômetro pino sobre disco, modificando as cargas, para identificar os regimes de lubrificação, fricção e desgaste. Os testes indicaram que os valores do coeficiente de atrito médio foi de $\mu_{HEES} = 0,054$ e $\mu_{HLP} = 0,044$, assim mesmo o limite do regime de lubrificação foram próximos. A espessura mínima do filme (h_{\min}) foi 23 % maior para o HLP e os valores obtidos de parâmetro do filme (λ) foi diferente a resultados de outras superfícies. Na avaliação do desgaste do pino e disco, percebeu-se que as maiores concentrações dos aditivos de Zn e P, encontradas no HLP, reduz o dano na superfície. Portanto, há a necessidade de se avaliar o tipo de superfície lubrificada com óleo do tipo HEES, bem como, fazer alterações das concentrações de aditivos.

Palavras-chave: Óleo biodegradável, Regimes de lubrificação, Coeficiente de atrito e desgaste, Cu-35Zn, WC-10Co4Cr.

ABSTRACT

The correct selection of lubricating oils and contact surfaces improves performance and reduces the energy consumption of the machines. Therefore, surface engineering proposes new coatings to which their tribological behavior combined with the use of biodegradable oils in hydraulic system components are unknown. The aim of this study was to evaluate the behavior of the mineral oil - HLP and the synthetic biodegradable - HEES, subjected to sliding of a pin made of Cu-35Zn alloy, against a flat surface coated with WC-10Co4Cr by high-speed thermal spraying - HVOF. The combination of biodegradable oils with surfaces of lesser environmental impact is important for the sustainability and growth of the modern industry. The performance of the lubricants was evaluated by means of sliding tests on a pin-on-disc tribometer, modifying the loads, to identify the lubrication, friction and wear regimes. The tests indicated that the average coefficient of friction was $\mu_{HEES} = 0,054$ and $\mu_{HLP} = 0,044$, so the limit of the lubrication regimes was close. The minimum film thickness h_{\min} was 23 % higher for HLP and the obtained values of the film parameter (λ) were different from the results of other surfaces. In the evaluation of the wear of the pin and disk, it was found to that the higher concentrations of the additives of Zn and P, found in the HLP, reduces the surface damage. Therefore,

it is necessary to evaluate the type of surfaces lubricated with oils of the HEES type, as well as changes in additive concentrations should be made.

Keywords: Biodegradable oil, Lubrication regimes, Coefficient of friction and wear, Cu-35Zn, WC-10Co4Cr.

1. INTRODUÇÃO

A tribologia contribui para o desenvolvimento de novos materiais e processos de fabricação, tornando a indústria mais eficiente, porque permite prolongar a vida útil dos elementos de máquinas. Embora essas melhorias sejam realizadas, nem todas as áreas das engenharias são beneficiadas na mesma intensidade, como é o caso de sistemas hidráulicos. Por outro lado, problemas relacionados a custos ambientais deveriam ser tratados com incentivos ao descarte de materiais das máquinas. A combinação de tribologia e cuidados do meio ambiente é uma visão da indústria do futuro, dessa forma a procura de materiais de melhor desempenho e menor impacto no meio ambiente deve ser incentivado.

O uso de óleo biodegradável, em substituição ao mineral, e de revestimentos protetores de superfícies alternativos aos tradicionais, permitem alcançar menores impactos ambientais que a indústria moderna requer. Tulík *et al.* [1], Mendonza [2], John Deere [3], citam a necessidade de aplicações do óleo biodegradável em máquinas que operam na agricultura, indústria petrolífera (offshore), centrais hidrelétricas, entre outras atividades. Essas aplicações demandam de pesquisas de novos materiais e superfícies, bem como os tipos de topografia ideal que devem ser combinadas a esse tipo de fluido, a fim de atender os requisitos tribológicos, principalmente sobre o aspecto do desgaste e atrito.

Um ótimo projeto considera melhorias no sistema tribológico dos componentes hidráulicos, aumenta a performance e reduz o consumo de energia das máquinas, assim como os custos de manutenção e a frequência de falhas nos sistemas de vedações. Aliado a esse interesse mundial de cuidado do meio ambiente, diversas são as técnicas de deposição de metálicos que podem contribuir na melhoria das propriedades das superfícies destes componentes de máquinas, e que devem operar com este novo fluido. Entre as técnicas principais de deposição, os autores como Ali *et al.* [4], Yang [5], Rachidi *et al.* [6], destacam as principais: Laser Cladding, Deposição Química e Física a partir da fase de Vapor (CVD e PVD) e a aspersão térmica de alta velocidade (High Velocity Oxygen-Fuel - HVOF).

Nesse estudo, será realizada uma análise do comportamento tribológico de materiais utilizados na fabricação de bombas e cilindros hidráulicos, submetidos a ensaios de deslizamento lubrificado. Os ensaios foram realizados num tribômetro do tipo pino sobre disco, utilizando o óleo biodegradável (HEES) e o mineral (HLP). O disco foi fabricado em aço AISI 1045, revestido de WC-CoCr por aspersão térmica - HVOF, enquanto que o pino com ponta esférica, é de latão (Cu35Zn). Para a interpretação e validação dos aspectos tribológicos, ou seja, coeficiente de atrito, coeficiente de desgaste e mecanismos de dano, serão utilizados modelos matemáticos da literatura científica e ensaio ASTM G99 adaptado para condições lubrificadas, além de análises da superfície do disco feita por Microscopia Eletrônica de Varredura - MEV.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

O comportamento tribológico dos óleos lubrificantes se realiza com ensaios que simulem condições reais de trabalho e com modelos que relacionam as variáveis de lubrificação, coeficiente de atrito e desgaste.

2.1 Tribômetro – Pino sobre Disco

Um tribômetro do tipo pino sobre disco (Fig. 1), adaptado da norma ASTM G99-17, foi utilizado para simular o deslizamento do contato dos materiais utilizados em bombas e cilindros dos sistemas hidráulicos, de acordo com pesquisas realizadas por Castro, *et al.* [7].

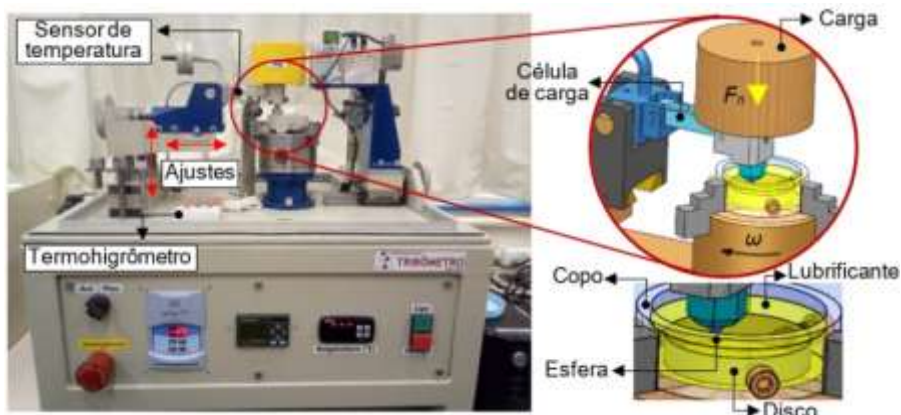


Figura 1: Esquemático do ensaio de pino sobre disco adaptado da ASTM G99 para deslizamento lubrificado.

O método pino sobre disco consiste em um disco rotativo horizontal e um pino carregado de peso morto calibrado. No presente teste, a geometria de ponta esférica de diâmetro de 6 mm foi utilizada como pino, o qual suporta a carga aplicada (F_n) de forma estacionária, contra um disco rotativo. Esse tribômetro permite a medição da força e coeficiente de atrito, que é medida por uma célula de carga (Fig. 1). A velocidade de rotação (ω) e distância linear percorrida (S) é monitorada por um sensor de pulso do tipo indutivo. O deslizamento ocorre dentro de um espaço confinado, denominado “copo”, contendo óleo lubrificante.

As condições de temperatura e umidade foram mantidas as mesmas para todos os ensaios. Os parâmetros experimentais são apresentados na Tab. 1. Para todos os experimentos, a velocidade tangencial do disco U_e foi mantida e ajustada em 0,4 m/s. Antes do experimento, todos os corpos de prova (disco e pino) foram limpos em banho ultrassônico, primeiramente lavados com álcool isopropílico e finalmente retirados a umidade por meio de um secador. Duas seringas foram utilizadas para a colocação e a retirada do lubrificante no copo usado como reservatório. A cada carga aplicada, o lubrificante usado era retirado e, em seguida, colocado outro novo, com um volume de 10 ml.

Tabela 1: Condições experimentais.

Nº	GRANDEZAS	VALORES	UNIDADE
1	Temperatura	24 ± 3	°C
2	Umidade relativa	$40 \pm 0,5$	%
3	Raio da trilha no disco	18	mm
4	Diâmetro do disco	60	mm
5	Carga normal - F_n	0,3; 1; 4; 10; 30; 50 e 60	N
6	Distância linear percorrida	125	m

2.2 Corpos de prova e lubrificantes

Os discos utilizados como corpos de prova foram fabricados em aço AISI 1045 e revestidos por aspersão térmica – HVOF, utilizando a liga WC-10Co4Cr e, como contra corpo, foi utilizado um pino com ponta esférica de Cu-35Zn (latão). As composições químicas dos materiais são apresentadas na Tab. 2. O revestimento de carboneto de tungstênio foi fabricado utilizando-se o equipamento Tafa/PRAXAIR JP-5000 HVOF e os principais parâmetros ajustados para a deposição, via aspersão térmica, são apresentados na Tab. 3.

Tabela 2: Composição química (% em massa) da superfície revestimento do disco e da esfera.

MATERIAIS	W	Co	Cu	Cr	Zn	C (Total)	Si	Ca	Fe (Máx)	O
Disco	Balanço	10,72		4,53	---	4,72	---	---	0,032	0,21
Pino	---	---	Balanço	---	37,2	---	0,538	0,032		---

Tabela 3: Parâmetros do processo de aspersão térmica - HVOF.

Nº	PARÂMETROS	VALORES	UNIDADE
1	Vazão de nitrogênio	311,5	L/min
2	Vazão de oxigênio	72,6	L/min
3	Vazão de querosene	23,2	L/min
4	Velocidade de movimentação da tocha	0,25	m/s
5	Taxa de alimentação do pó	90	g/min
6	Distância da pistola ao corpo de prova	305	mm
7	Pressão da combustão	7,1	bar

Os lubrificantes hidráulicos selecionados foram o óleo mineral ISO VG do tipo Mineral (Oil Hydraulic Fluids - HLP 46), fabricado pela GULF, e o óleo biodegradável do tipo Hydraulic Environmental Ester oil Synthetic - HEES 46, produzido a base de ésteres sintéticos, fabricado pela BIOLUB.

A Tab. 4 apresenta as especificações de cada lubrificante. Para simular a parte deslizante do contato, as rugosidades das superfícies do disco e do pino estavam dentro das especificações dos fabricantes de cilindros hidráulicos, Linsingen [8].

Tabela 4: Características dos fluidos lubrificantes.

Nº	PROPRIEDADES	HARMONY AW 46	BIOFLUID HEES
1	Grau de viscosidade - ISO	46	46
2	Viscosidade cinemática a 40 °C, mm ² /s	48,5	47,1
3	Viscosidade cinemática a 100 °C, mm ² /s	5,2	6,1
4	Massa específica a 15 °C, kg/m ³	865	923
5	Viscosidade dinâmica a 25 °C, Pa.s	0,092	0,083
6	Coefficiente de viscosidade-pressão, mm ² /N	1,82 x 10 ⁻⁸	1,38 x 10 ⁻⁸

De acordo com Sharma e Biresaw [9], o lubrificante ecológico do tipo HEES possui uma elevada afinidade para superfícies metálicas, ou seja, diminui o contato seco entre estas. Suas vantagens incluem a estabilidade à oxidação, a boa compatibilidade com materiais e excelente desempenho tribológico [2]. Estes produtos, que possuem um preço de aproximadamente 7 vezes mais do que os óleos minerais, são usados em alguns sistemas hidráulicos com alta pressão e a alta temperatura. Para o fabricante de componentes de sistemas hidráulicos, Rexroth [10], as principais vantagens dos fluidos HEES são: excelente estabilidade de temperatura, boas propriedades lubrificantes e proteção contra corrosão, além de boa compatibilidade com vedações do tipo fluorocarboneto (FKM).

2.3. Condições de contato e procedimento de teste

Os testes tiveram por objetivo, simular as condições de contato lubrificado deslizante de superfícies utilizadas em componentes de sistemas hidráulicos. Neste caso, as cargas normais aplicadas seguiram conforme Tab. 1 e essas produziram pressões médias de contato entre esfera e disco de aproximadamente 173 a 1011 MPa. Além disso, esses setes valores de carga normal, F_n , indicados na Tab. 1, serviram para calcular o número de Hersey, que relacionados com coeficiente de atrito, consegue-se identificar os regimes de lubrificação. De acordo com Stachowiak e Batchelor [11], a pressão média de contato $P_{média}$ entre o pino e o disco é calculada pela equação 1:

$$P_{média} = \frac{F_n}{\pi a^2} [N/m^2] \quad (1)$$

Onde a é o raio da área de contato produzida pela pressão de contato e F_n , é a força normal aplicada durante o ensaio. O raio a se determina com conceito de pressão de Hertz, usando a equação 2.

$$a = \left(\frac{3F_n R'}{E'} \right)^{\frac{1}{3}} [m] \quad (2)$$

Onde R' e E' são o raio de curvatura e módulo de Young equivalente, respectivamente. Essas duas grandezas são definidas pela equação 3 e 4. Sendo $R_{IX} = R_{IY} = 3 \times 10^{-3}$ m (raio da esfera) e $R_{2X} = R_{2Y} = \infty$.

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_X} + \frac{1}{R_Y} \quad [m] \quad (3)$$

$$E' = \frac{E_1 E_2}{E_2(1-\nu_1^2) + E_1(1-\nu_2^2)} \quad [N/m^2] \quad (4)$$

Onde $E_{1,2}$ é o módulo de Young e $\nu_{1,2}$ é o coeficiente de Poisson para o pino e o disco, respectivamente. R_X e R_Y são os raios de curvatura nas direções X e Y das regiões de contato, conforme apresentado na Fig. 2c. As características dos materiais utilizados como corpo de prova são apresentadas na Fig. 2a e 2b e na Tab.5.

Tabela 5: Características dos corpos de prova - disco e pino.

Nº	PROPRIEDADES DOS MATERIAIS	SÍMBOLO	DISCO/HEES	DISCO/HLP	PINO (ESFERA)
1	Módulo de Young, GPa	E	580	580	110
2	Coeficiente de Poisson	ν	0,23	0,23	0,35
3	Microdureza média, HV _{0,02}	H	1341 ± 55	1327 ± 61	172 ± 8
4	Rugosidade RMS – Rq, µm	S_q	0,155	0,111	0,015

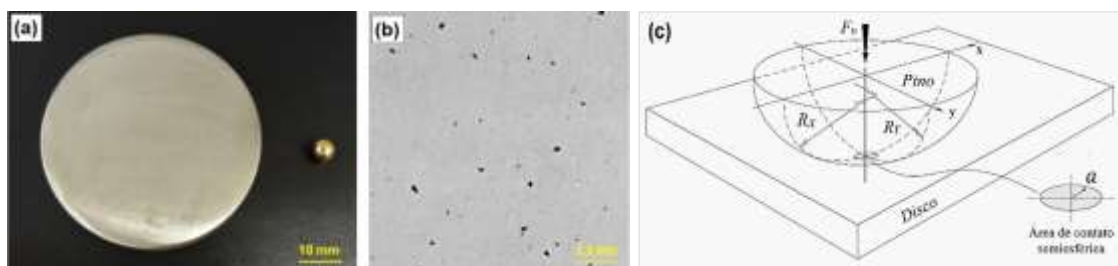
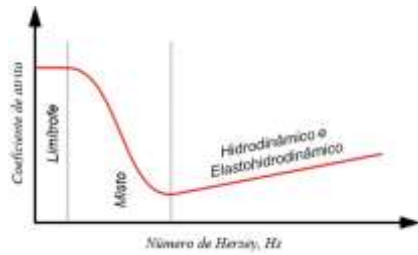


Figura 2: Macrografia dos corpos de prova utilizados e ponto de contato: (a) disco e pino (esfera) e (b) ampliação da superfície do disco - porosidade e (c) esquemático da região de contato adaptado de Stachowiak e Batchelor [11].

Para determinar as espessuras do filme de lubrificante para cada condição de carga e de lubrificantes, utilizou-se a equação do regime elastohidrodinâmico, citada por Hamrock e Dowson [12]. A espessura mínima de filme (h_{min}) para um contato circular pode ser calculada pela equação 5:

$$\frac{h_{min}}{R'} = 3,63 \cdot \left(\frac{U_e \cdot \eta_0}{E' \cdot R'} \right)^{0,68} (\alpha \cdot E')^{0,49} \left(\frac{F_n}{E' \cdot R'^2} \right)^{-0,073} (1 - e^{-0,68k}) \quad [\mu m] \quad (5)$$

Onde U_e é a velocidade de deslizamento, η_0 é a viscosidade dinâmica do lubrificante a 25 °C, k é o parâmetro elíptico, e em contato circular se considera igual a 1. Variando a carga, F_n de deslizamento, obtêm-se diferentes espessuras mínimas de filme lubrificante h_{min} , a que se relaciona com o atrito. O comportamento do coeficiente de atrito é representado pela curva Stribeck (Fig. 3), a que se relaciona com o regime de lubrificação usando o número de Hersey e se calcula com a equação 6, Diew *et al.*, [13]. Os valores das rugosidades em RMS, que considera a amplitude da rugosidade equivalente (σ_{RMS}) é calculada a partir de S_{q1}^2 e S_{q2}^2 que são as rugosidades médias do disco e pino, usando a equação 7.



$$Hs = \frac{\eta_0 \cdot U_e}{P_{m\u00e9dia} \cdot \sigma_{RMS}} \quad [adm.] \quad (6)$$

$$\sigma_{RMS} = \sqrt{S_{q1}^2 + S_{q2}^2} \quad [\mu m] \quad (7)$$

Figura 3: Curva de Stribeck: coeficiente de atrito, μ , versus n\u00famero de Hersey, Hs , e equa\u00e7\u00f5es do par\u00e2metro.

Para a realiza\u00e7\u00e3o dos ensaios de deslizamento, foram utilizados um total de 2 discos e 14 esferas. O raio no disco foi de 18 mm e um conjunto de 7 esferas para cada lubrificante, sendo repetido 2 vezes para cada carga para garantir a repetibilidade. A rugosidade (Ra) da superf\u00edcie do disco foi medida utilizando um rugos\u00edmetro SJ-310 e a rugosidade da esfera considerou-se a definida pela ISO 3290-1. Al\u00e9m disso um microrodur\u00f4metro modelo HMV-02 TADW foi utilizado para identificar a dureza dos materiais em teste.

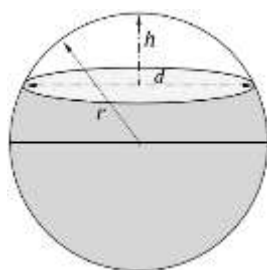
Nos ensaios, a curva de Stribeck, foi obtida para diferentes cargas e uma \u00fanica velocidade de deslizamento, utilizando a equa\u00e7\u00e3o 6. Os testes foram realizados em uma dist\u00e2ncia de deslizamento total de 125 m para cada carga.

O par\u00e2metro do filme (λ) \u00e9 uma rela\u00e7\u00e3o entre a espessura do filme e o valor RMS da amplitude da rugosidade, σ_{RMS} . Tamb\u00e9m \u00e9 chamado de fator Lambda e se relaciona com os regimes de lubrifica\u00e7\u00e3o e a curva Stribeck em faixa de valores obtidos experimentalmente. O par\u00e2metro do filme \u00e9 calculado pela equa\u00e7\u00e3o 8:

$$\lambda = \frac{h_{min}}{\sigma_{RMS}} \quad [adm.] \quad (8)$$

2.4. Determina\u00e7\u00e3o dos coeficientes de atrito e de desgaste

O coeficiente de atrito foi calculado indiretamente a partir da medi\u00e7\u00e3o da for\u00e7a de atrito fornecida pelo trib\u00f4metro, dividido pela for\u00e7a normal exercida pelo pino, utilizando os conceitos de Amontons e Coulomb (CZICHOS [14]). O di\u00e2metro da cicatriz de desgaste (WSD), d , foi medido em microscopia \u00f3tica nas dire\u00e7\u00f5es das ordenadas e abscissas no final de cada teste. Para calcular o volume removido da superf\u00edcie do pino \u00e9 necess\u00e1rio calcular a altura perdida do volume, h , com a equa\u00e7\u00e3o 9, considerando o raio, r da esfera e o di\u00e2metro, d da cicatriz (WSD) mostrados na Fig. 4. De acordo com Fildes *et al.*, [15], o volume removido, Q , se calcula utilizando a equa\u00e7\u00e3o 10, considerando a forma semiesf\u00e9rica:



$$h = r - \left(r^2 - \left(\frac{d}{2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \quad [m] \quad (9)$$

$$Q = \pi h^2 \left(r - \frac{h}{3} \right) \quad [m^3] \quad (10)$$

Figura 4: Cicatriz de desgaste e equa\u00e7\u00f5es para calcular o volume removido da esfera (Li et al., [12])

Onde d \u00e9 o di\u00e2metro da cicatriz de desgaste, r \u00e9 o raio da meia esfera e h \u00e9 a altura do volume de desgaste. Para determinar o coeficiente de desgaste, K , utiliza-se o modelo de desgaste proposto por Archard's, mostrado na equa\u00e7\u00e3o 11.

$$\sum_{i=1}^n Q_i = K \cdot \left(\sum_{i=1}^n F_{n_i} \cdot S_i \right) \quad [mm^3] \quad (11)$$

Onde, S_i \u00e9 a dist\u00e2ncia de deslizamento de cada ensaio em m, K \u00e9 o coeficiente de desgaste em $mm^3/N.m$, e F_{n_i} \u00e9 a carga normal em N, aplicada para cada ensaio. O volume removido Q_i , \u00e9 o acumulado de todos os ensaios. Ent\u00e3o o volume removido \u00e9 a soma de todos os volumes que \u00e9 a vari\u00e1vel dependente da

equação de uma reta, e o produto da força por distância $F_{n_i} \cdot S_i$, é a variável independente da equação, sendo K a inclinação da reta. Após os ensaios de deslizamento lubrificado, os mecanismos de falhas nas superfícies das trilhas foram avaliados usando a técnica de microscopia eletrônica de varredura (MEV).

3. RESULTADOS E ANÁLISES

3.1. Regimes de lubrificação e espessura do filme

O desempenho do lubrificante em diferentes regimes de lubrificação comumente é caracterizado usando a curva de Stribeck, a que relaciona o coeficiente de atrito μ , com as variáveis de pressão de contato, velocidade de deslizamento, viscosidade dinâmica e rugosidade RMS, usando o conceito de número de Hersey, H_s (Ernesto *et al.*, [16], Diew *et al.*, [13]). A Fig. 5 apresenta os regimes de lubrificação para o deslizamento das superfícies de Latão/WC-CoCr.

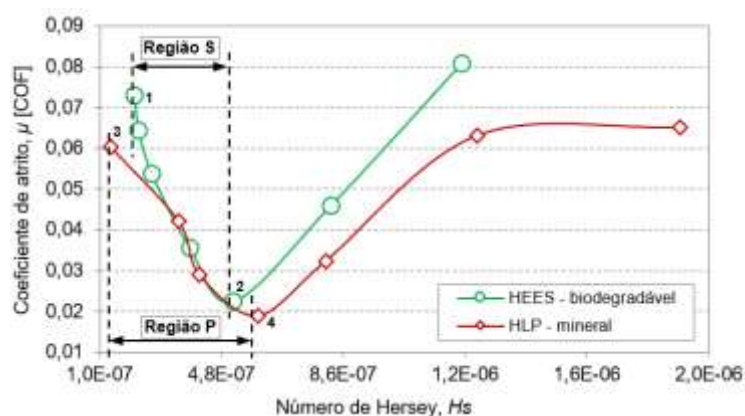


Figura 5: Curva de Stribeck: coeficiente de atrito versus Hersey para cada carga aplicada.

A Fig. 5 mostra que o coeficiente de atrito variou aproximadamente de 0,02 a 0,08 na faixa de H_s entre $1,4E-7$ a $1,9E-6$. O menor coeficiente de atrito, próximo de 0,02 é observado ao longo dos ensaios, este ponto caracteriza a mudança do regime de lubrificação elastohidrodinâmico. Para maiores valores do coeficiente de atrito e baixo valor do número de Hersey (menor que $4,8E-7$), o regime é de lubrificação mista. Para maiores valores de coeficiente de atrito superiores a $4,8E-7 H_s$, a tendência é modificar para o regime hidrodinâmico, mas com as dificuldades que um contato pontual da esfera teria para formar um filme lubrificante, onde as asperezas sem deformação pela pressão do meio, predominem, o que é um requisito que caracteriza o regime hidrodinâmico.

A comparação do comportamento dos óleos lubrificantes com cargas que diminui com o incremento do número de Hersey se descreve assim:

- No intervalo definido como sendo “Região S”, o valor do coeficiente de atrito, μ do ponto 1 para 2 diminuiu de 0,073 para 0,022 com o óleo biodegradável.
- Para o óleo mineral (Região P), o coeficiente de atrito do ponto 3 para o ponto 4, teve uma variação de 0,060 para 0,019.
- Observou-se que durante os ensaios o óleo HEES obteve um maior valor do coeficiente de atrito com relação ao HLP, considerando na região de lubrificação mista e elastohidrodinâmica.
- Contudo, o ponto de concavidade voltada para cima e o número de Hersey mostra que o óleo biodegradável se apresenta com uma melhor performance na região elastohidrodinâmica e hidrodinâmica, ou seja, para maiores cargas ou pressões de contato, menor é o coeficiente de atrito.

Conforme cita Wang *et al.* [17], o atrito depende da espessura do filme, do contato das asperezas, o acréscimo da temperatura e a deformações estruturais dos componentes. A espessura do filme se calcula com a equação 5. Sendo os valores da viscosidade dinâmica (η_0) e coeficiente de viscosidade-pressão (α) de $0,092 - 1,82 \times 10^{-8}$ para o óleo HLP, e $0,083 - 1,38 \times 10^{-8}$ para o óleo HEES, respectivamente, portanto, os valores das espessuras mínimas de filme do óleo HEES são menores que do HLP. A Fig. 6, mostra a comparação das alturas de filmes calculados para as diferentes pressões média de contato ($P_{média}$), aplicadas nos ensaios, assim como também o coeficiente de atrito e o parâmetro de filme λ em função do número de Hersey.

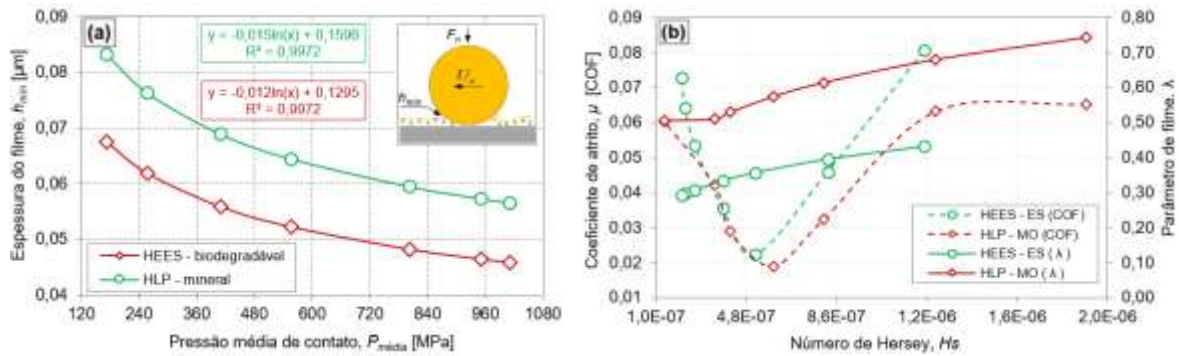


Figura 6: Comportamento do filme. (a) espessura do filme com rela\u00e7\u00e3o a press\u00e3o m\u00e9dia de contato e (b) par\u00e2metro de filme e coeficiente de atrito em fun\u00e7\u00e3o do n\u00famero de Hersey.

A Fig. 6a mostra que a resposta da espessura do filme, com rela\u00e7\u00e3o a press\u00e3o m\u00e9dia de contato, possui um comportamento logar\u00edtmico como apresentado nos modelos matem\u00e1tico, obtidos pelos dados experimentais, representando uma estimativa com qualidade da curva de mais 99 %. A Fig. 6b mostra a rela\u00e7\u00e3o da curva de Stribeck com o par\u00e2metro de filme, λ , cujo as unidades est\u00e3o representadas no eixo secund\u00e1rio do gr\u00e1fico. Neste resultado \u00e9 identificado uma diferen\u00e7a de 23 % da espessura do filme lubrificante do HLP para o HEES.

Os valores do coeficiente de atrito e par\u00e2metro de filme λ , em fun\u00e7\u00e3o do n\u00famero de Hersey, s\u00e3o apresentados na Tabela 6, onde se analisa a rela\u00e7\u00e3o do comportamento do coeficiente de atrito com a mudan\u00e7a do regime de lubrifica\u00e7\u00e3o e os valores do par\u00e2metro do filme para o \u00f3leo biodegrad\u00e1vel e mineral.

O par\u00e2metro do filme expressa a severidade do contato de aspereza durante o deslizamento lubrificado. Nos resultados dos ensaios de deslizamento lubrificado no pino sobre disco apresentados por Li *et al.* [18], utilizando o pino e o disco revestido de tr\u00eas diferentes p\u00f3s met\u00e1licos, teve como valores de $\lambda \cong 0,5$ para ensaios de 0,5 m/s de velocidade e pr\u00f3ximo de $\lambda \cong 2,2$ para ensaios com 4 m/s de velocidade. Sobre os regimes de lubrifica\u00e7\u00e3o, definiram que quando $1 > \lambda > 3$ existe um regime de lubrifica\u00e7\u00e3o mista e a lubrifica\u00e7\u00e3o limite estaria em torno de $\lambda = 0,5$.

O limite do regime de lubrifica\u00e7\u00e3o mista, elastohidrodin\u00e2mico e hidrodin\u00e2mico, se identifica pela mudan\u00e7a dos valores do coeficiente de atrito, assim como pelo ponto de concavidade voltada para cima [17]. Enquanto para Dobradi\u00e7a *et al.* [19], os limites destes regimes, teria precis\u00e3o aceit\u00e1vel em cargas leves e moderadas, n\u00e3o assim para altas cargas. Nos ensaios de deslizamento lubrificado, o menor coeficiente de atrito do \u00f3leo biodegrad\u00e1vel HEES \u00e9 no valor de $\mu_{HEESmin} = 0,022$ que corresponde o par\u00e2metro do filme de $\lambda_{HEESi} = 0,36$. Enquanto que, para o \u00f3leo mineral HLP, $\mu_{HLPmin} = 0,019$ e o par\u00e2metro do filme $\lambda_{HLPi} = 0,57$.

Tabela 6: Coeficiente de atrito e par\u00e2metro do filme λ em fun\u00e7\u00e3o do N\u00famero de Hersey para cada lubrificante.

\u00d3LEO BIODEGRAD\u00c1VEL - HEES								
01	Regime de lubrifica\u00e7\u00e3o	Misto				Concavidade	Elastohidrodin\u00e2mico	
02	Carga aplicada, F_n (N)	60	50	30	10	4	1	0,3
03	N\u00b0 de Hersey, H_s	2,10E-07	2,23E-07	2,65E-07	3,82E-07	5,18E-07	8,23E-07	1,23E-06
04	Coeficiente de atrito	0,073	0,064	0,054	0,036	0,022	0,046	0,081
05	Lambda, λ	0,29	0,30	0,31	0,33	0,36	0,40	0,43
\u00d3LEO MINERAL - HLP								
01	Regime de lubrifica\u00e7\u00e3o	Misto				Concavidade	Elastohidrodin\u00e2mico	
02	Carga aplicada, F_n (N)	60	50	30		10	4	1
03	N\u00b0 de Hersey, H_s	1,36E-07	3,47E-07	4,11E-07		5,93E-07	8,05E-07	1,28E-06
04	Coeficiente de atrito	0,060	0,042	0,029		0,019	0,032	0,065
05	Lambda, λ	0,50	0,51	0,53		0,57	0,61	0,74

Os dados do par\u00e2metro do filme (λ) da Tab. 6, n\u00e3o se assemelha aos resultados apresentados por Li, *et al.* [18], devido a que o material do revestimento de WC-10Co4Cr apresentou elevada porosidade, como mostrado na Fig. 2b, e uma diferen\u00e7a significativa de rugosidade devido ao processo de prepara\u00e7\u00e3o da superf\u00edcie. Esse fato permite que crie espa\u00e7os para o \u00f3leo lubrificante que n\u00e3o estaria inclu\u00eddo nos c\u00e1lculos da altu-

ra do filme, mas funciona bem no quesito da lubrificação, proporcionando menores valores do parâmetro de filme λ .

A rugosidade média do pino de latão foi de $S_{q_{pino}} = 0,015 \mu m$, em quanto que a rugosidade do disco usado com o lubrificante HEES foi de $S_{q_{HEES}} = 0,155 \mu m$, a aspereza do disco é 11 vezes maior que do pino. O disco para o lubrificante HLP $S_{q_{HLP}} = 0,111 \mu m$, e o pino mantém o valor, neste caso a aspereza do disco daria um valor de aproximadamente 8 vezes maior. Os valores da rugosidade influenciam fortemente no cálculo do parâmetro do filme $\lambda = h_{min}/\sigma_{RMS}$. Devido que os valores da rugosidade são de 8 a 11 vezes maior do disco em relação ao pino, o valor do parâmetro do filme lubrificante é menor.

Estudos realizados em uma máquina de ensaio lubrificado, Lafountain *et al.* [20] explica que para valores acima de $\lambda > 5$, o atrito não aumenta indefinidamente com maiores velocidades diminuindo novamente devido ao fato de que com uma alta taxa de cisalhamento o lubrificante começa a aquecer, o que diminui a viscosidade e causa uma queda no atrito. Para Guegan, *et al.* [21], o atrito não é afetado pelo comprimento de onda da rugosidade, mas dependente fortemente da altura pico-vales, ou seja, com a rugosidade equivalente. Na Figura 5, na curva de Stribeck, no último ponto do óleo HLP com o maior valor de número de Hersey, foi observado esse comportamento de permanecer com o mesmo valor do coeficiente de atrito.

Estudos realizados também por Thapliyal e Thakre [22], revelam que a quantidade de aditivos de elevada pressão, antifricção e de anti-desgaste, diminuem significativamente os valores do coeficiente de atrito e consequentemente o desgaste. Nesse estudo os autores identificaram alta concentração de zinco, fósforo e molibdênio, tradicionalmente usados como aditivos de extrema pressão e desgaste nos lubrificantes.

Na Tabela 7 é apresentado as concentrações de elementos determinada pela técnica de espectrometria por emissão de plasma induzido (ICP) nos lubrificantes HEES e HLP em estudo neste artigo.

Tabela 7: Análise de traços dos materiais usados como aditivos nos lubrificantes.

NO	LUBRIFICANTES	ELEMENTOS (mg/l)		
		ZINCO - Zn	FÓSFORO - P	BORO - B
1	Óleo biodegradável - HEES	9,94	74,42	1,52
2	Óleo mineral - HLP	290,31	238,62	0,10

Observando os valores dos elementos usados como aditivos apresentados na Tabela 7, o óleo biodegradável sintético do tipo HEES possui menor concentração de Zn, cerca de 29,2 vezes e 3,2 vezes para o fósforo (P) do que o óleo mineral HLP. Os mais altos teores de zinco e fósforo no óleo mineral aumentam a capacidade de suportar maiores pressões, sem afetar o contato das superfícies, que consequentemente, proporciona a redução do coeficiente de atrito quando comparado com ao óleo biodegradável. De acordo com Thapliyal e Thakre [22], os lubrificantes são frequentemente misturados com Dialquiditiofosfato de Zinco (ZDDP) como aditivo multifuncional. O Zn e P agem como aditivos antidesgaste e são capazes de aderir na superfície do aço e proteger a superfície contra alguns mecanismos de desgaste abrasivo e adesivo, reduzindo assim o atrito e o desgaste das superfícies em deslizamento.

3.2. Resultados de atrito e mecanismos de desgaste

Com as medidas do diâmetro cicatriz (d) determinou-se a altura perdida (h) do pino, com a equação 9, assim como também a perda de volume do pino (Q), utilizando a equação 10. A Fig. 7a, revela um comportamento não linear para a cicatriz de desgaste (WSD) e a morfologia da cicatriz indicando um desgaste superior para as esferas utilizando o óleo biodegradável. As diferenças das cicatrizes de desgaste são claramente visíveis após deslizamento, conforme apresentados nas Figuras 7b e 7c.

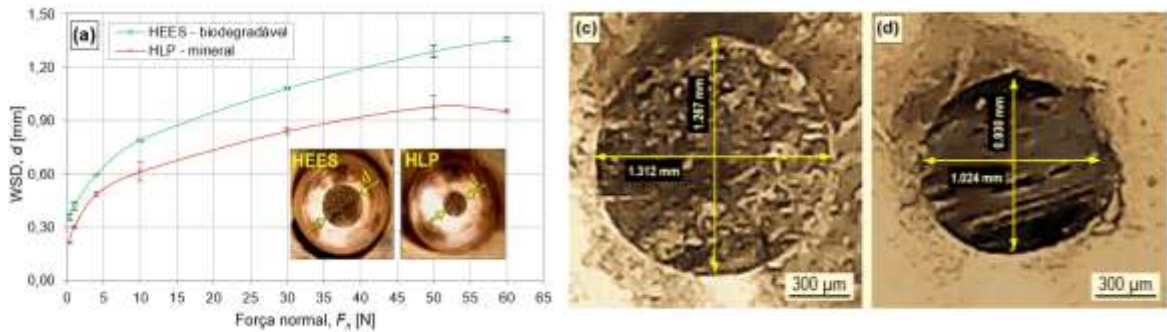


Figura 7: Desgaste das esferas: (a) evolução do diâmetro da cicatriz de desgaste (WSD) para cada carga, (b) e (c) deslizamento com HEES e HLP, respectivamente para a carga de 50 N.

A maior diferença apresentada para o WSD está na carga de 60 N. Nesta carga o WSD médio com HEES foi de 1,361 mm (Fig. 7b) e para o HLP, o WSD foi de 0,951 mm (Fig. 7c). De acordo com os valores obtidos do coeficiente de atrito médio para todas as cargas durante o deslizamento, o óleo mineral apresentou-se com um valor médio de $\mu = 0,044$, contra $\mu = 0,054$ para o óleo biodegradável, mostrando a dificuldade deste, de manter uma película de lubrificante entre os materiais em deslizamento. Com os dados de volume removido acumulado do pino, e da carga pela distância percorrida acumulada, se calcula o coeficiente dimensional de desgaste K , aplicando a equação 11. A tendência do desgaste das esferas utilizadas como pino no ensaio de deslizamento, para cada lubrificante é apresentada na Figura 8.

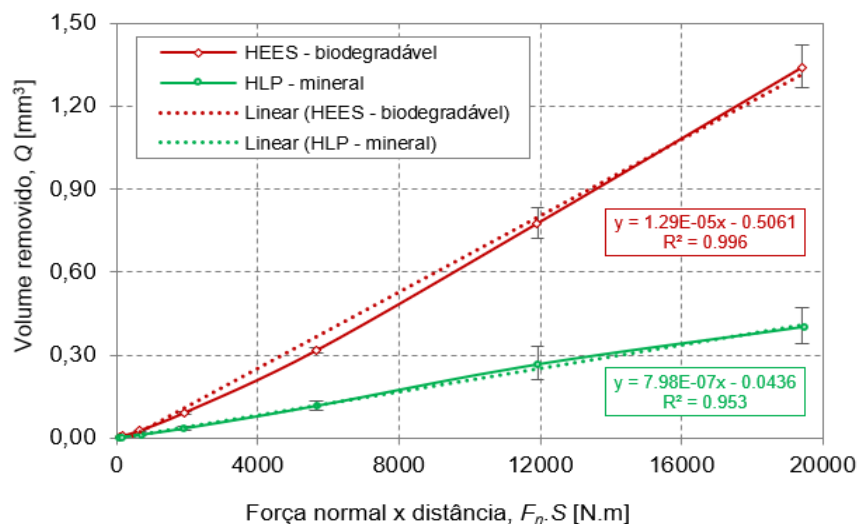


Figura 8: Resultados para o coeficiente de desgaste, K em $mm^3/N.m$ para cada lubrificante.

O coeficiente de desgaste (K) obtido pela equação 11, para a esfera fabricada com a liga Cu-35Zn, apresenta-se com uma tendência ao comportamento linear para os dois lubrificantes. Para o óleo biodegradável, o valor de $K = 1,29 \times 10^{-5} mm^3/N.m$ com um coeficiente de correlação, $R^2 = 99,6 \%$. Enquanto com uso do óleo mineral, $K = 7,98 \times 10^{-7} mm^3/N.m$ com $R^2 = 95,3 \%$, indicando uma boa qualidade dos dados utilizados no método de regressão linear. É notável que a diferença do desgaste com entre os lubrificantes é significativa, ou seja, o volume removido acumulado, Q_i com uso do biodegradável foi de $1,34 mm^3$ contra $0,4 mm^3$ com óleo mineral. Ao final, o coeficiente de desgaste da esfera com uso do óleo biodegradável foi superior a 16 vezes maior sobre o mineral.

A comparação de regime de lubrificação e desgaste parcial é apresentado da Fig.9. Na Figura 9a e 9b apresenta-se esses comparativos para o deslizamento com óleo HEES e HLP, respectivamente.

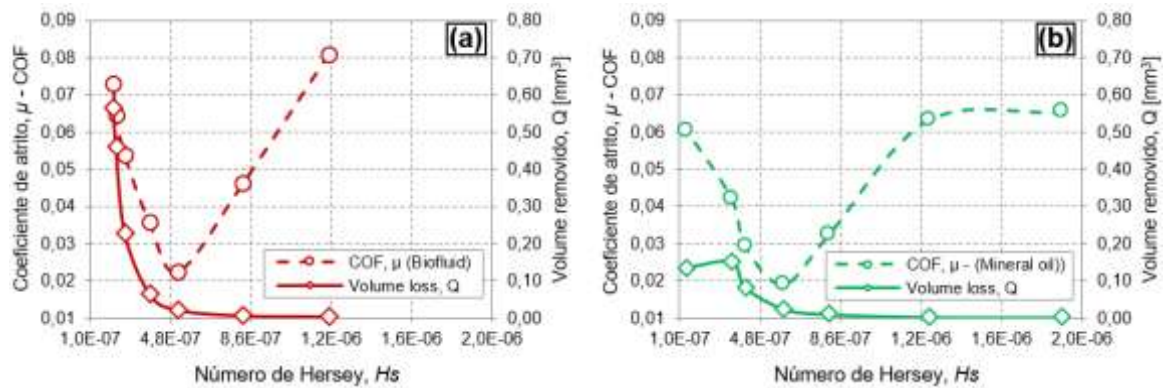


Figura 9: Comparativo do coeficiente de atrito e volume removido do pino x versus nº de Hersey. (a) óleo biodegradável – HEES e (b) óleo mineral - HLP.

Na relação número de Hersey com o coeficiente de atrito e o volume removido de cada ensaio se observa que:

- Em ambos óleos, para pequenas cargas e no regime elastohidrodinâmico o desgaste foi pequeno e desprezível, pouco antes de atingir a condição de concavidade da curva de Stribeck. Neste regime, se assume que não há contato entre as asperezas das superfícies.
- Se a curva de Stribeck atinge a condição de côncavo, se inicia um pequeno, mas perceptível desgaste, o qual se evidencia que se poderia evitar o desgaste com valores maiores de número de Hersey da condição de côncavo. Para o óleo HEES, o menor coeficiente de atrito foi com a carga de 4 N, porém, com menores cargas (maior a 1 N), poderia ser atingido um menor coeficiente de atrito e talvez menor desgaste, detectando-se o regime limite de lubrificação.
- Após de superar a condição de côncavo o desgaste entre ambos óleos é completamente diferente, sendo baixo para o óleo mineral e significativo para o óleo biodegradável. No regime de lubrificação mista ocorrerão contatos entre os picos mais altos da rugosidade.
- Os aditivos estariam fortemente influenciando positivamente no HLP, devido a concentração de Zn, próximo de 29,2 vezes maior que HEES e no fósforo a relação é 3,2 vezes maior ao HEES.
- Observando no ponto de maior carga (60 N) com menor número de Hersey para o óleo HLP (Fig. 9b), se reduziu levemente o desgaste, comparado à carga de 50 N. Isso se deveria ao uma reação dos aditivos anti-desgaste e de extrema pressão que funcionam melhor nestas condições de maiores cargas.

Nos ensaios de deslizamento lubrificado de um bloco de cobre sobre roda de aço SAE 52100 feito por Moshkovich [23], foi observado que em lubrificação elastohidrodinâmica o coeficiente de atrito, taxa de desgaste e temperatura tem valores baixos e constantes. Enquanto a lubrificação mista se caracteriza por ter regiões estáveis próximo ao limite de elastohidrodinâmico e instáveis quando a interação de asperezas é maior, acarretando maior coeficiente de atrito. Como consequência, o desgaste ocorreria pela ausência de filme lubrificante, permitindo o riscamento, retirada de partícula, deposição na trilha e esmagamento da partícula, caso que o material seja de ductilidade, o que ocorreria em sucessivas passagens do pino sobre a trilha.

Na Figura 10 é apresentada as micrografias feitas por MEV das superfícies dos discos utilizados no raio de 18 mm, formando a trilha de desgaste para cada teste. Observa-se que os mecanismos de desgaste encontrados nos testes, se assemelham do desgaste adesivo (Fig. 10a) e abrasivo (Fig. 10b). Na ampliação feita na Fig. 10a é observado uma quantidade de material de coloração escura, sobre as ranhuras deixadas pela preparação da superfície do disco. De acordo com Noorawzi e Samion [24], o desgaste adesivo ocorre quando há riscamento nas superfícies dos materiais, onde este transfere material de uma superfície de contato para outra. Na Fig. 10a, provavelmente ocorreu o fenômeno de adesão do material da esfera na superfície do disco, justificando os maiores valores obtidos para o coeficiente de atrito e desgaste da esfera.

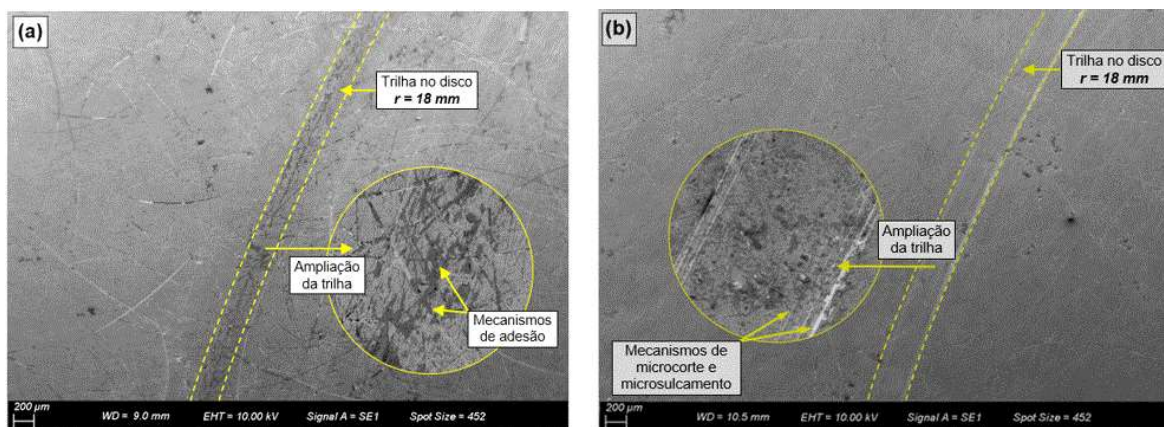


Figura 10: Micrografias das superfícies (trilhas) dos discos por MEV. (a) deslizamento com HEES – biodegradável e (b) deslizamento por HLP - mineral

Segundo Rabinowicz [25], o desgaste adesivo ocorre no deslizamento entre metais, quando as superfícies estão em contato, é possível que se produzam micro soldas entre os metais com um posterior desprendimento destes materiais. Quanto mais compatíveis são os metais, maior será o desgaste adesivo. Considera-se compatíveis aos metais quando sua soldabilidade está entre 0,1 a 1 %, caso fosse abaixo de 0,1 %, os metais são considerados parcialmente incompatíveis e se for desprezível fica caracterizado como não compatíveis. Nos ensaios, o material predominante no disco é o tungstênio (W – 70,2 %) e no pino o cobre (Cu) é de 62,3 %. De acordo com estudos realizados por Straffellini [26], nestas ligas de carboneto de tungstênio e latão utilizadas nos testes, predomina a condição parcialmente compatível, portanto iria ocorrer desgaste adesivo e abrasivo.

A superfície do disco tem como revestimento a liga WC-10Co4Cr, cuja microdureza média superficial é de 1256 HV_{0,02}, enquanto que o pino fabricado com a liga Cu-35Zn é de 172 HV_{0,02}, e como consequência o desgaste do pino seria do tipo abrasivo e severo. Mas também ocorreu desgaste abrasivo no disco. Na Figura 10b o mecanismo de desgaste abrasivo foi evidenciado devido à existência de ranhuras retas na direção do deslizamento. As asperezas da superfície dura (disco) endentaram a superfície do pino e em seguida se desprenderam, mantendo-se preso ao pino. Dessa forma, o pino se comportou como uma ferramenta de corte para o disco e o filme de lubrificação não conseguiu impedir o desgaste. Uma redução na espessura do filme lubrificante permite que as superfícies se aproximem umas das outras e provoque maior desgaste. De acordo com Shahabuddin *et al.* [27], a inadequada quantidade de lubrificante e a má formação de um filme lubrificante, influencia diretamente nos diferentes mecanismos de desgaste, além das concentrações e da combinação dos aditivos antifricção, anti-desgaste e de extrema pressão.

4. CONCLUSÕES

A partir dos resultados obtidos nos estudos teóricos e experimentais, pode-se inferir algumas conclusões:

- Os ensaios do pino sobre disco realizados no tribômetro, permitiu comparar o comportamento dos óleos HEES e HLP nos regimes de lubrificação mista e elastohidrodinâmica, usando a curva de Stribeck, a qual relaciona o coeficiente de atrito com o número de Hersey, evidenciando uma leve diferença no coeficiente de atrito. Foi identificado que o limite do regime de lubrificação elastohidrodinâmico e misto para o óleo HLP e HEES foi com a carga de 10 N e 4 N, respectivamente;
- Os modelos matemáticos para calcular as espessuras da película foram importantes para avaliar os lubrificantes. Para isso foi necessário determinar as pressões de contato, o módulo de Young equivalente dos materiais, como também o raio equivalente do contato. Com os dados, verificou-se que as propriedades dos fluidos, como coeficiente de viscosidade e pressão, assim como a viscosidade dinâmica, influenciam fortemente na formação do filme;
- O parâmetro do filme Lambda (λ) permitiu comparar os valores determinados por outros autores, identificando regimes de lubrificação com diferentes valores. Essa diferença é devido a alta porosidades que o revestimento de WC-CoCr apresenta, o que proporciona um valor alto de rugosidade do disco e consequentemente um baixo valor para o Lambda. A diferença da rugosidade do disco com relação ao pino é de 11 vezes maior.

- A concentração dos materiais Zn e P usados como aditivos para cada lubrificante influenciou fortemente nos resultados de atrito e nos mecanismos de desgaste. Nos ensaios a quantidade de Zn e P no óleo HLP foi de 29,2 e 3,2 vezes maior, respectivamente, do que no óleo HEES;
- A medição do diâmetro da cicatriz (WSD), permitiu calcular o volume removido, Q e identificar a tendência de desgaste do pino a partir de cada carga aplicada. Embora que o desgaste do diâmetro não apresentou um comportamento linear, o volume removido acumulado na equação de Archard, teve uma tendência linear, de modo que se identificou uma proporção nos valores do coeficiente de desgaste K de 6 vezes maior com o óleo HEES;
- Os mecanismos de desgaste adesivo e abrasivo foram identificados nas trilhas dos discos. Este tipo de desgaste ocorre no regime de lubrificação mista, onde os contatos das asperezas riscaram as superfícies e desprenderam partículas na trilha de deslizamento. Devido que o óleo HLP tem aditivos de extrema pressão e anti-desgaste, o dano no pino foi menor, entretanto no disco foi mais perceptível a formação da trilha;
- Ao final, identificou-se a necessidade de melhorar a concentração de aditivos nos óleos biodegradáveis do tipo HEES para aumentar seu desempenho quanto a resistência ao desgaste das superfícies em contato.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem a Metalúrgica Rijeza pelo apoio técnico e financeiro dado na deposição dos revestimentos de WC-CoCr aos corpos de prova.

6. BIBLIOGRAFIA

- [1] TULÍK, J., HUJO, L., *et al.*, “Evaluation of New Biodegradable Fluid on the Basis of Accelerated Durability Test, FTIR and ICP Spectroscopy”, *Research in Agricultural Engineering*, v. 63, n. 1, 1-9. 2017.
- [2] MENDONZA, Y. E. A., *Sistematização do Projeto de Circuitos Hidráulicos para o Emprego de Fluidos Biodegradáveis*. Tese de doutorado, UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina, setembro, 2013: 228p., Florianópolis.
- [3] JOHN DEERE, <http://www.deere.com>, acessado em outubro de 2018.
- [4] AL-SAYED ALI S. R., HUSSEIN A. H. A., *et al.*, “Laser Powder Cladding of Ti-6Al-4V α/β Alloy”, *Materials*, v. 10, n. 10: 1-16, Oct. 2017.
- [5] YANG, Z., *Alternatives to Hard Chromium Plating on Piston Rods*. PhD. Thesis, Suécia, Karlstads Universitet, 2011.
- [6] RACHIDI, R., EL KIHHEL, B., *et al.*, “Wear Performance of Thermally Sprayed NiCrBSi and NiCrBSi-WC Coatings Under Two Different Wear Modes”, *Journal of Materials and Environmental Sciences*, v. 8, n. 12, pp. 4550-4559, 2017.
- [7] CASTRO, R.M., ROCHA, A. S., *et al.*, “Comparison of Microstructural, Mechanical and Tribological Properties of WC-10Co4Cr - HVOF Coating and Hard Chrome to Use in Hydraulic Cylinders”. *American Journal of Materials Science*, v. 8, pp. 15–26, 2018.
- [8] LINSINGEN, I. V., *Fundamentos de Sistemas Hidráulicos*. Ed. UFSC, 4ªed., Florianópolis, SC, 2013.
- [9] SHARMA, B. K., BIRESAW, G., *Environmentally Friendly and Biobased Lubricants*. Ed. CRC Press, Florida, EUA, 2016, 434 p.
- [10] REXROTH. Environmentally Acceptable Hydraulic Fluids HETG, HEPG, HEES for Axial Piston Units. RA 90 221/05.93. 1993.
- [11] STACHOWIAK, G.W, BATCHELOR, A.W *Engineering Tribology*. Ed. Butterworth-Heinemann – BH, Oxford, UK, 2013. 884p.
- [12] HAMROCK, B.J., DOWSON, D., *Ball Bearing Lubrication, The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*, John Willey and Sons, Inc., New York, 1981.
- [13] DIEW, M., ERNESTO, A., *et al.*, “Stribeck and Traction Curves Under Moderate Contact Pressure: From Friction to Interfacial Rheology”, *Tribology Letters*, vol. 57: 1-10, Jan. 2015.
- [14] CZICHOS, H., “Multilaboratory Tribotesting: Results from the Versailles Advanced Materials and Standards Program of Wear Methods”, *Elsevier*, Vol. 114, pp. 109-130, Jan. 1987.
- [15] FILDES, J. M., MEYERS, S. J., *et al.*, “Evaluation of the Wear and Abrasion Resistance of Hard Coatings by Ball-on-Three-Disk Test Methods - A Case Study”, *Wear*, v. 302: 1040-1049, April 2013.

- [16] ERNESTO, A., MAZUYER, D., *et al.*, “From full-film lubrication to boundary regime in transient kinematics”, *Tribology Letters*, v. 59, n. 1, p. 23, Jun. 2015.
- [17] WANG, Y., WANG, Q.J., *et al.*,” Development of a set of Stribeck curves for conformal contacts of rough surfaces”, *Tribology transactions*, v. 49, n. 4, pp. 526-535, 2006.
- [18] LI, X., SOSA, M., OLOFSSON, U. “A pin-on-disc study of the tribology characteristics of sintered versus standard steel gear materials”, *Wear*, v. 340, pp. 31-40, Oct. 2015.
- [19] DOBRICA, M. B., FILLON, M., *et al.*, “Influence of mixed-lubrication and rough elastic-plastic contact on the performance of small fluid film bearings”, *Tribology Transactions*, v. 51, n. 6, pp. 699-717, Oct. 2008.
- [20] LAFOUNTAIN, A. R., JOHNSTON, G. J., *et al.*, “The elastohydrodynamic traction of synthetic base oil blends”, *Tribology Transactions*, v. 44, n. 4, pp. 648-656, Mar. 2008.
- [21] GUEGAN, J., KADIRIC, A., *et al.*, “The relationship between friction and film thickness in EHD point contacts in the presence of longitudinal roughness”, *Tribology Letters*, v. 64, n. 3, p. 33, Dec. 2016.
- [22] THAPLIYAL P. & THAKRE, G. D., “Correlation Study of Physicochemical, Rheological, and Tribological Parameters of Engine Oils”, *Advances in Tribology*, v. 2017, Jun. 2017.
- [23] MOSHKOVICH, A., PERFILVEV. V., *et al.*, “Stribeck curve under friction of copper samples in the steady friction state”, *Tribology letters*, v. 37, n. 3, pp. 645-653, Dec. 2019.
- [24] NOORAWZI, N. & SAMION, S., “Tribological Effects of Vegetable Oil as Alternative Lubricant: A Pin-on-Disk Tribometer and Wear Study”. *Tribology Transactions*, v. 59, n. 5, p. 831–837, Jul. 2015.
- [25] RABINOWICZ, E., “Wear of Hard Surfaces by Soft Abrasives”, In: *International Conference on Wear of Materials*, Reston, VA, EUA, April 11-13, 1983.
- [26] STRAFFELINI G., *Friction and Wear Methodologies for Design and Control*. Ed. Springer. Tracts in Mechanical Engineering, p. 85, Trento, Italy, 2015.
- [27] SHAHABUDDIN, M., MASJUKI, H. H., *et al.*, “Comparative Tribological Investigation of Bio-Lubricant Formulated from a Nonedible Oil Source (Jatropha Oil)”, *Industrial Crops and Products*, v. 47, pp. 323 – 333, May. 2013.

ORCID

Richard de Medeiros Castro	https://orcid.org/0000-0002-5346-148X
Elvys Isaías Mercado Curi	https://orcid.org/0000-0003-4015-2490
Reginaldo Rosso Marcello	https://orcid.org/0000-0001-5173-4491
Luiz Fernando Feltrin Inácio	https://orcid.org/0000-0001-5384-0319
Alexandre da Silva Rocha	https://orcid.org/0000-0002-4086-5389