

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

OBTENÇÃO DE CURVAS DE STRIBECK EM SISTEMA TRIBOLÓGICO TIPO MANCAL DE DESLIZAMENTO

Raphael Cesar Maximiano, rcmaximiano@hotmail.com¹
Alexandre Vatanabe Shinmi, alexandreshinmi@hotmail.com¹
Carlos Henrique da Silva, carloshs@utfpr.edu.br¹

¹Laboratório de Superfícies e Contato – LASC, Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC, Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR

Resumo: Motivada pela necessidade de minimizar manutenção e maximizar eficiência de máquinas, a tribologia vem se desenvolvendo e ganhando reconhecimento. Dentre as ferramentas desenvolvidas nesse ramo de pesquisa está a chamada “Curva de Stribeck”, que facilita a visualização do comportamento do coeficiente de atrito de um conjunto lubrificado em função da carga, velocidade relativa das superfícies separadas pelo lubrificante e viscosidade do mesmo. O presente estudo propõe a obtenção de curvas de Stribeck para um conjunto tribológico tipo eixo-mancal. O eixo é feito de aço SAE 1020 usinado, o mancal de deslizamento é uma bucha comercial da empresa MAHLE Metal Leve S.A. e o sistema é lubrificado pelo óleo Lubrax Top Turbo 15W40 da Petrobras. A máquina de ensaio conta com um inversor de frequência para controle da rotação do eixo e um sistema de circulação e aquecimento do óleo lubrificante. Nos quatro ensaios com carga constante de 55,2N, o coeficiente de atrito do conjunto foi analisado a partir da leitura de uma célula de carga que captava os esforços (força de atrito) surgidos da interação das superfícies do mancal (elemento estático) e do eixo rotativo. Os valores de rotação do eixo usados nas análises foram de 2500, 2250, 2000, 1500, 1000, 500 e 250 RPM. Ao final dos testes, notou-se que a variação da rotação influenciou no fluxo de óleo que passava pelo sistema tribológico e impactava indiretamente na temperatura do lubrificante. A variação da temperatura implica na mudança da viscosidade o que significa que o controle da temperatura não foi alcançado com o sistema utilizado. Contudo, com o equipamento desenvolvido foi possível montar a curva de Stribeck do sistema tribológico estudado e comparar o coeficiente de atrito medido com seu valor teórico. Dado o formato das curvas obtidas, conclui-se que o tribossistema estudado passou do regime de lubrificação por filme completo – comportamento caracterizado pelo aumento do coeficiente de atrito ao passo que aumenta-se a rotação do eixo – para lubrificação limítrofe – regime evidenciado pelo desgaste dos mancais.

Palavras-chave: Tribologia, Curva de Stribeck, Lubrificação, Mancal de deslizamento, Coeficiente de atrito cinético.

1. INTRODUÇÃO

De maneira geral, quando em funcionamento, mecanismos apresentam partes com movimento relativo entre si ou, ao menos, tendência ao movimento. Nos dois casos, quando existir uma força normal aplicada sobre duas superfícies em contato forçando uma contra a outra, existirá também uma força resistiva ao movimento (atrito). Caso haja movimento relativo entre essas superfícies, o resultado da interação de asperezas em contato será a dispersão de parte da energia mecânica do conjunto e desgaste dos componentes. Para lidar com situações como essa, faz-se uso de lubrificantes que, se utilizados da maneira correta, atenuam as forças de atrito e, conseqüentemente, minimizam o desgaste, aumentam a eficiência do mecanismo e diminuem a necessidade de manutenção. Por isso, faz-se importante o estudo da tribologia, ciência cuja área de conhecimento engloba atrito, desgaste e lubrificação, no projeto de máquinas (Hutchings, 1992).

Dentro da tribologia, um tema de muito interesse trata dos regimes de lubrificação e de sua relação com o coeficiente de atrito. Uma das ferramentas utilizadas nessa linha de estudo são representações gráficas, conhecidas como “curvas de Stribeck”, que permitem aos pesquisadores monitorar as mudanças dos regimes de lubrificação e observar como o coeficiente de atrito se comporta com a mudança de outros parâmetros de teste.

A curva de Stribeck lança luz sobre uma série de questões acerca do mecanismo de funcionamento da lubrificação em mancais de deslizamento. Sua forma característica mostra a existência de um ponto de valor mínimo de coeficiente de atrito (μ) que representa a transição entre o regime de lubrificação hidrodinâmica (ou lubrificação de filme completo)

e o de lubrificação limítrofe (Dowson, 1979). Trata-se de uma curva cuja ordenada é dada pelo coeficiente de atrito e a abscissa equivale ao chamado parâmetro de mancal (constante adimensional) calculado em função da viscosidade cinemática do fluido (η), da velocidade angular (ω) e da pressão (p_m) gerada pela carga aplicada sobre o eixo (Eq. 1). Na Figura 1 a Curva de Stribeck é também apresentada com informações referentes à espessura de filme lubrificante tradicional para os diversos regimes de lubrificação: lubrificação limítrofe, lubrificação mista, lubrificação elasto-hidrodinâmica e lubrificação hidrodinâmica.

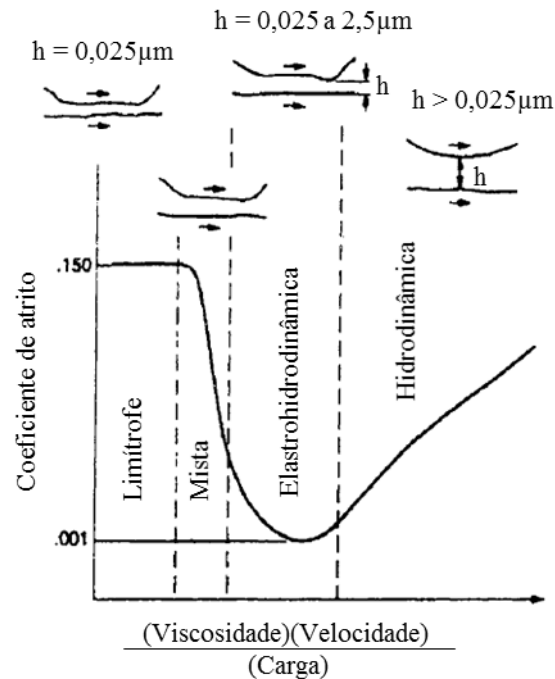


Figura 1: Exemplo de uma curva de Stribeck-Hersey. No eixo das ordenadas, “f” o coeficiente de atrito, “Z” a viscosidade, “V” a velocidade, “L” o fator de carga e “h” a espessura de filme.

Fonte: Pawlak (2003), pág. 169.

Existe mais de um nome dado à variável da abscissa. Segundo Shigley (2005), o nome dado a essa variável seria “característica do mancal”. Já Norton (2013) e Hutchings (1992) fazem referência a ela como “número de Sommerfeld” (apesar de haver algumas diferenças na fórmula – diferença essa que seria a consideração da folga diametral e diâmetro do munhão –, esse parâmetro é notavelmente semelhante). Stachowiak (2001) trata a constante como sendo “número de Stribeck” e, em artigos usados como referência para esse trabalho (Wang, 2006), chama o mesmo de “número de Hersey”. No desenvolver desse trabalho esse parâmetro será tratado como “número de Stribeck” (em equações e gráficos será usada a sigla “Str”).

$$\text{Str} = \frac{\eta \omega}{p_m} \quad (1)$$

$$p_m = \frac{F_n}{2rl} \quad (2)$$

Na Equação (2), “ F_n ” é igual ao valor da força normal aplicada sobre o conjunto, “ r ” é a medida do raio interno do mancal e “ l ” é o comprimento do mancal.

O objetivo desse artigo é obter Curvas de Stribeck para um sistema tipo mancal-eixo, caracterizar o comportamento do coeficiente de atrito ao passo que se mudam os parâmetros de teste e analisar os mecanismos de desgaste presentes.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Os ensaios foram realizados no Laboratório de Superfícies e Contato (LASC) da UTFPR – campus Curitiba com a Máquina de Atrito Cinético (MAC). Detalhes sobre a máquina de ensaios, os procedimentos dos mesmos e os materiais usados serão descritos a seguir.

2.1. Máquina de Atrito Cinético

Trata-se de um equipamento que possui um eixo rotativo de aço inoxidável amparado por dois mancais rolamentados movido por um motor elétrico cuja rotação é controlada por um inversor de frequência. Na ponta oposta

ao motor elétrico são montados o eixo estudado e o mancal de deslizamento com o auxílio do suporte do corpo de prova (SCP), conforme mostrado na Fig. 2. Uma haste aplica uma força vertical diretamente acima do SCP (força essa advinda de uma anilha de carga presa a uma das extremidades da haste em questão) simulando uma situação real de funcionamento do mancal de deslizamento. Com o motor elétrico ligado e o SCP devidamente posicionado e impedido de girar, a força resistiva, devido à interação de suas superfícies (atrito cinético), é transmitida pelo SCP para a célula de carga.

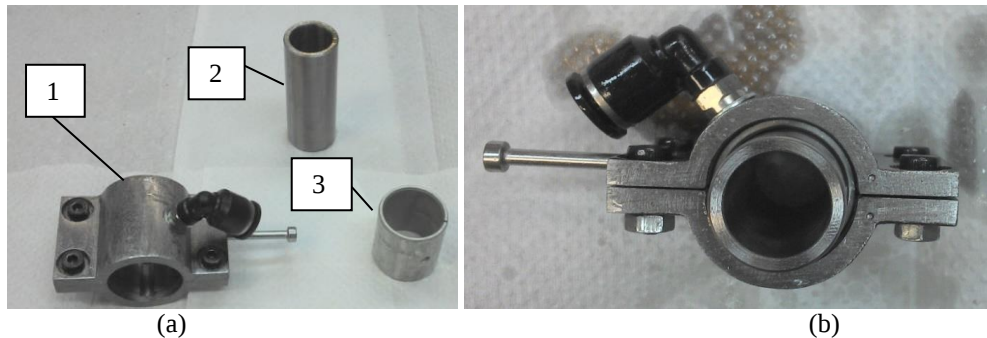


Figura 2: (a) conjunto desmontado formado por suporte do corpo de prova (SCP) – item 1 –, eixo de SAE 1020 – item 2 – e mancal de deslizamento – item 3; (b) conjunto montado.

A célula de carga usada tem capacidade máxima de 2,0kg, resolução de 0,1g e está ligada a uma placa de circuito integrado, cujo propósito é a aquisição e gravação de dados de carga a cada dez segundos. O monitoramento da temperatura do óleo lubrificante foi feito por um sistema de aquisição de dados (NI SCXI-1000 – 3.1 e NI SCXI 1321 – 3.2), ligado a um termopar do tipo K, coletando os valores de temperatura a uma taxa de 0,2 Hz. Na Figura 3 (a) é apresentada a montagem completa da MAC dividida em três sistemas básicos: O primeiro é o SCP já montado com o parafuso responsável pela transferência da força gerada pelo giro do eixo para a célula de carga (Fig. 3 (b)); O segundo, composto por cinco partes, é o sistema de circulação e aquecimento de óleo que funciona da seguinte forma:

- O óleo lubrificante, inicialmente a temperatura ambiente, fica armazenado no reservatório de saída (2.5) até que seja succionado pela bomba peristáltica (2.2) em direção ao filtro (2.4) e entra em uma mangueira de silicone que o conduz até o reservatório de óleo quente (item 2.3);
- O óleo entra em contato com uma resistência elétrica controlada por um termostato (2.1) que mantém a temperatura do óleo próxima a 60°C;
- O óleo aquecido deixa o reservatório e é levado até o SCP (item 1.0) pela força gravitacional. As temperaturas de entrada e saída do fluido lubrificante foram monitoradas por termopares em duas posições mostradas na Fig. 3 (b).

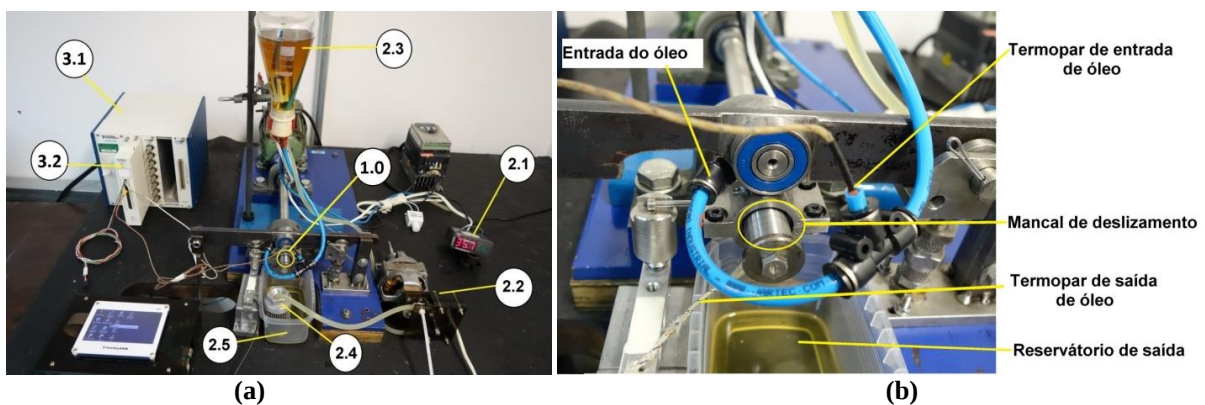


Figura 3: (a) Imagem do equipamento de ensaio e (b) imagem ampliada do SCP, eixo e do mancal.

2.2. Planejamento dos Ensaios e Processamento de Dados

O planejamento dos ensaios foi feito de tal forma que para uma mesma carga normal (fator “ p_m ” da Eq. 1 constante) e uma mesma temperatura do óleo lubrificante (viscosidade cinemática do fluido “ η ” também constante), fossem medidos os valores dos coeficientes de atrito para sete rotações diferentes (variando-se velocidade angular “ ω ”). O fator referente à pressão “ p_m ” foi calculado com base na força normal “ F_n ” (Eq. 3) dividida pela área projetada do mancal de deslizamento (Eq. 2). A viscosidade cinemática do fluido “ η ” foi calculada a partir da equação empírica (Fig. 4) obtida por Salamone *et al.* (2014). A variável “ ω ” foi computada via medição direta da rotação do eixo.

O equacionamento para determinação do coeficiente de atrito “ μ ” (Eq. 5) foi desenvolvido nos trabalhos de Do Vale (2013) e Salamone *et al.* (2014). Os valores e significados dos parâmetros do sistema estão descritos na Tabela 1.

A curva de atrito teórico (Eq. 6), que foi desenvolvida a partir da equação de Petroff cujo resultado representa a resistência do fluido e não considera o contato metal-metal, também é plotada com a intensão de comparar resultados medidos.

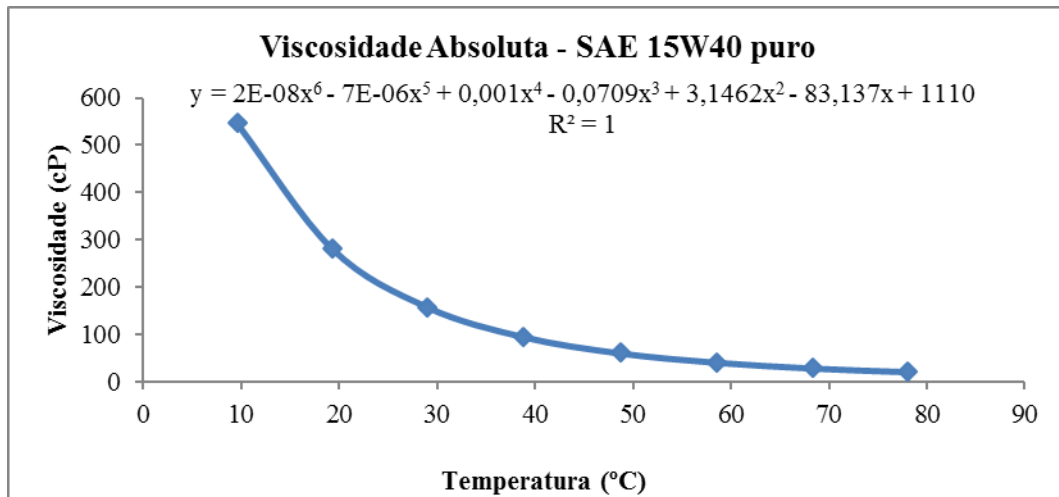


Figura 4: Curva de viscosidade para Lubrax Top Turbo SAE 15W40 puro.

Fonte: Adaptado de Salamone *et al.* (2014)

$$F_N = g * \left[\frac{m_c * L_c + C_{mh} * L_w}{L_w - \mu_r * \frac{d_r}{D_r} * L_{Ry}} - m_b \right] \quad (3)$$

$$F_{at} = \frac{g}{R_2} * \left[L_b * m_b + \frac{\mu_r * d_r * D_c * (m_c * L_c + C_{mh} * L_w)}{2 * D_r * \left(L_w - \mu_r * \frac{d_r}{D_r} * L_{Ry} \right)} \right] \quad (4)$$

$$\mu_{empirico} = \frac{F_{at}}{F_N} \quad (5)$$

$$\mu_{teorico} = 2 * \pi * \frac{R_2^2 * L * \eta * \omega}{C * F_N} \quad (6)$$

Tabela 1: Características do sistema para cálculo das forças e coeficientes de atrito.

Designação	Constante	Valor	Unidade
Aceleração da gravidade	G	9,81	[m/s ²]
Distância entre ponto de giro da haste e ponto de fixação das anilhas	L _c	0,228	[m]
Massa da haste de aplicação de carga	C _{mh}	2,442	[kg]
Distância entre ponto de giro da haste e ponto de aplicação da carga	L _w	0,089	[m]
Coeficiente de atrito do rolamento (dado de catálogo de fabricante)	μ _r	0,0015	[-]
Diâmetro interno do rolamento	d _r	0,012	[m]
Diâmetro externo do rolamento	D _r	0,032	[m]
Distância no eixo "y" entre o ponto de giro da haste e o ponto de contato dos rolamentos e o SCP	L _{Ry}	0,015	[m]
Distância entre o centro do SCP e o ponto de apoio da célula de carga	L _b	0,035	[m]
Diâmetro externo do SCP	D _c	0,015	[m]
Comprimento do mancal	L	0,023	[m]
Reação da célula de carga	m _b	Medido	[kgf]
Diâmetro interno do mancal de deslizamento	R ₂	*	[m]
Folga radial do conjunto tribológico colocar o valor e tirar o medido	C	*	[m]
Força normal agindo sobre o mancal	F _N	55,2	[N]
Força de atrito	F _{at}	Calculada	[N]

* Dados aferidos a cada ensaio. Medidas nominais são R₂ = 19,8mm; C̄ = 0,08mm.

O coeficiente de atrito do conjunto foi analisado nas velocidades de 250, 500, 1000, 1500, 2000, 2250 e 2500 RPM.

2.3. Materiais

O corpo de prova utilizado foi uma bucha comercial da fabricante MAHLE cujas características geométricas fundamentaram o desenvolvimento do SCP. O mancal de pistão automotivo utilizado é composto por uma chapa base de liga de aço com alto módulo de elasticidade e elevada capacidade de transferência de calor revestida com uma liga *Babbitt* de cobre-chumbo ($\text{CuSn}_{10}\text{Pb}_{10}$) sinterizada. Por fim a bucha recebe uma fina camada de estanho para proteção contra oxidação (MAHLE, 2014, p. 20, 238, 387). O eixo é um cilindro de aço SAE 1020, com diâmetro de 19,57 mm e comprimento de 50 mm usinado por torno CNC.

A Figura 5 (a) é uma imagem obtida via microscópio ótico do mancal em corte transversal com suas camadas em evidência. A espessura da camada de *Babbitt* é de $573\mu\text{m}$ e a chapa base de aço é de $1220\mu\text{m}$, aproximadamente. A camada de estanho que cobre a liga *Babbitt* não pôde ser visualizada nas fotos obtidas pelo microscópio ótico por ser muito fina. A Figura 5 (b) mostra o aspecto metalográfico usual, de ferrita e perlita, de um aço hipoeutetóide. A composição química dos materiais do tribossistema foram obtidos por EDS e estão apresentados na Tab. 2. Parâmetros de rugosidade e dureza de eixos e mancais estão descritas nas Tab. 3 e 4.

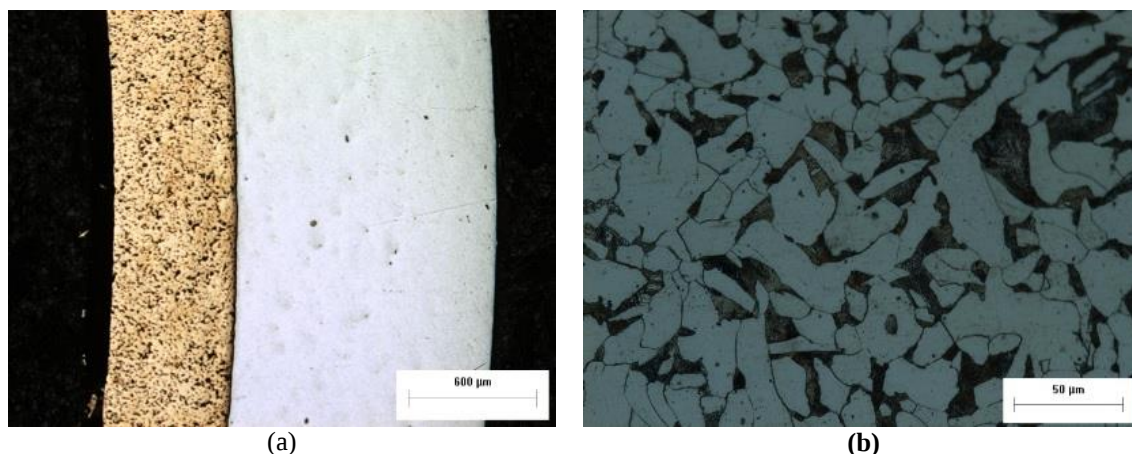


Figura 5: Fotografias por microscopia ótica do mancal – bucha bi-metálica (a) – e da estrutura cristalina do eixo de aço SAE 1020 depois de ataque por solução de Nital a 2%.

Tabela 2: Composição química (% em peso).

Elemento	Mancal	Eixo
C	8,74	6,68
O	1,87	0,00
Cu	76,73	0,00
Sn	9,99	0,00
Pb	2,67	0,00
Mn	0,00	0,72
Fe	0,00	92,60

Tabela 3: Parâmetro de rugosidade dos componentes (antes dos ensaios) do tribossistema.

Componente	Ra [μm]	Rq [μm]	Rv [μm]	RSm [mm]	Rdq [$^\circ$]
Eixo	$2,5 \pm 0,4$	$3,1 \pm 0,5$	$6,4 \pm 0,7$	$0,13 \pm 0,02$	14 ± 2
Mancal	$0,9 \pm 0,2$	$1,3 \pm 0,3$	$7,3 \pm 1,8$	$0,10 \pm 0,02$	10 ± 2

Tabela 4: Microdureza Vickers [HV 0,3].

Bucha liga Sb-Ch (interna)	Cilindro aço SAE 1020
108 ± 5	202 ± 5

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados serão apresentados em 3 tópicos. O primeiro será a respeito da variação do fluxo do lubrificante e como isso influenciou os outros parâmetros dos ensaios. O segundo apresentará as Curvas de Stribeck obtidas e por fim será apresentada uma discussão breve referente aos mecanismos de desgaste observados.

3.1. Fluxo do Lubrificante e Viscosidade do Óleo

No decorrer dos ensaios, observou-se uma relação entre a rotação do eixo e o fluxo de óleo que circulava pelo conjunto tribológico. Quanto menor a rotação do eixo, menor o fluxo e maior o intervalo de tempo entre o momento que o fluido saía do reservatório de óleo quente e chegava ao par tribológico. O aumento desse intervalo implicava em maiores perdas de energia para o ambiente e, consequentemente, menor temperatura na entrada do SCP. O comportamento da temperatura do óleo pode ser observado na Fig. 6.

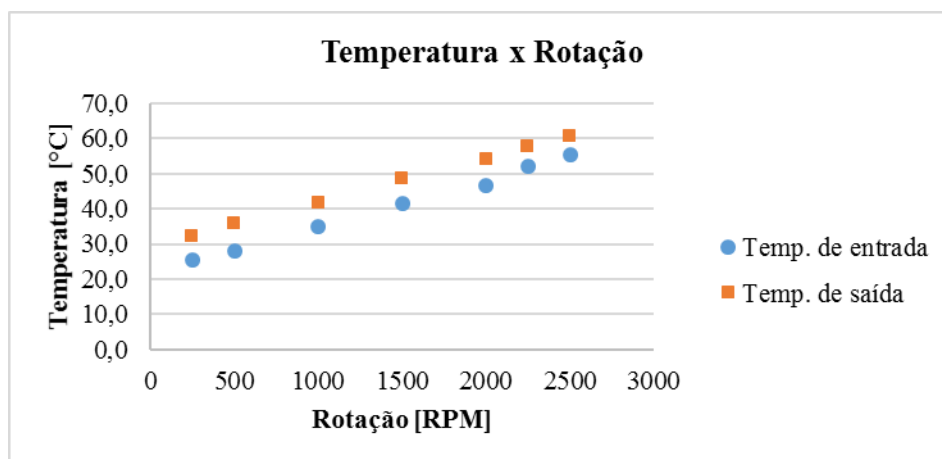


Figura 6: Gráfico das temperaturas de entrada e saída do lubrificante do SCP em função da rotação.

A variação de temperatura resultou em mudanças na viscosidade no decorrer dos ensaios (Fig. 7) e por isso, para cálculo da constante de Stribeck, a viscosidade cinemática foi recalculada para cada velocidade com base na temperatura de saída do óleo. Isso porque a temperatura do lubrificante nesse ponto de medição está mais próxima à sua temperatura na região do contato.

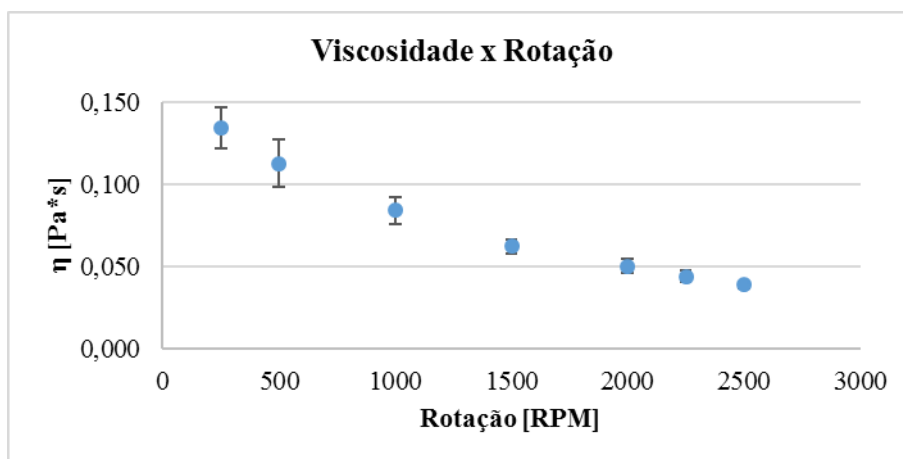


Figura 7: Gráfico da viscosidade absoluta versus rotação.

O motivo pelo qual a dispersão dos valores foi maior em rotações mais baixas também tem fundamento na variação do fluxo de óleo. Em rotações maiores a reposição de fluido no reservatório de óleo quente era mais frequente devido ao fluxo maior de óleo. O líquido que entra no reservatório é mais frio e, com reposições mais constantes, existe homogeneização térmica e a oscilação de temperatura do fluido na saída do reservatório é menor.

3.2. Curvas de Stribeck

A partir das leituras da célula de carga (variável “ m_b ”) foi calculada a força de atrito “ F_{at} ” para cada rotação e composto o gráfico da Fig.8. O gráfico obtido está em acordo com outros encontrados na literatura (Adatepe, 2011) e

nota-se formato semelhante ao da curva de Stribeck. O que é perfeitamente lógico dada a proporcionalidade entre “ F_{at} ” e coeficiente de atrito “ μ ” e entre Número de Stribeck “ Str ” e rotação. O mesmo foi feito para a força normal “ F_N ” e assim determinou-se os respectivos valores de “ μ ”. Os dados que compõem o Número de Stribeck para cada ponto também foram processados e os gráficos obtidos são apresentados nas Fig. 9 (a), (b), (c) e (d).

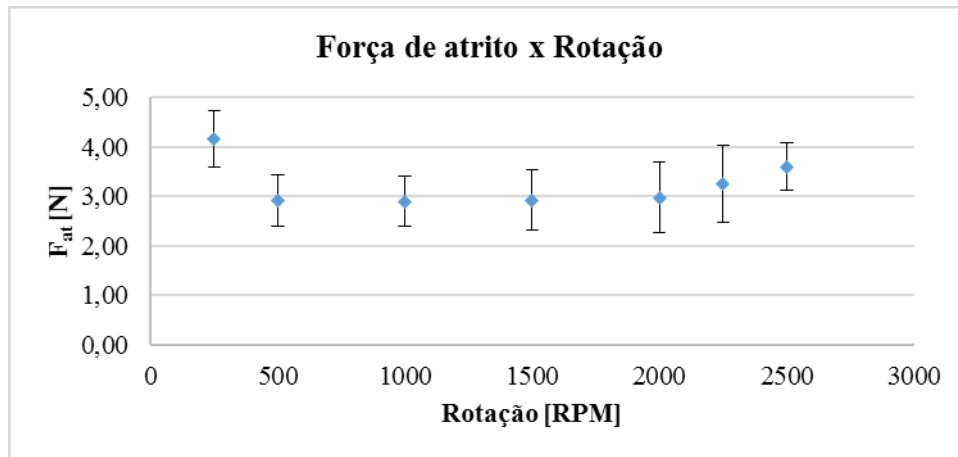


Figura 8: Força de atrito versus rotação.

Nos gráficos nota-se que, partindo dos pontos obtidos em rotações mais altas, há uma tendência à diminuição do coeficiente de atrito com a redução da rotação. Essa relação de proporcionalidade é característica do regime de lubrificação por filme completo (lubrificação hidrodinâmica). Com a diminuição da rotação, o coeficiente de atrito atinge um ponto de mínimo (transição para o regime misto) e para rotações ainda mais baixas, o atrito passa a aumentar.

Em todos os mancais foram encontradas marcas de desgaste na superfície que é um indicativo de contato com o eixo. Essa é uma característica do regime de lubrificação limítrofe em que o movimento de rotação do eixo não é suficiente para que se forme uma película de filme que separe totalmente as superfícies. Logo, com a redução da espessura de filme mais picos de asperezas se tocam e eleva-se o atrito.

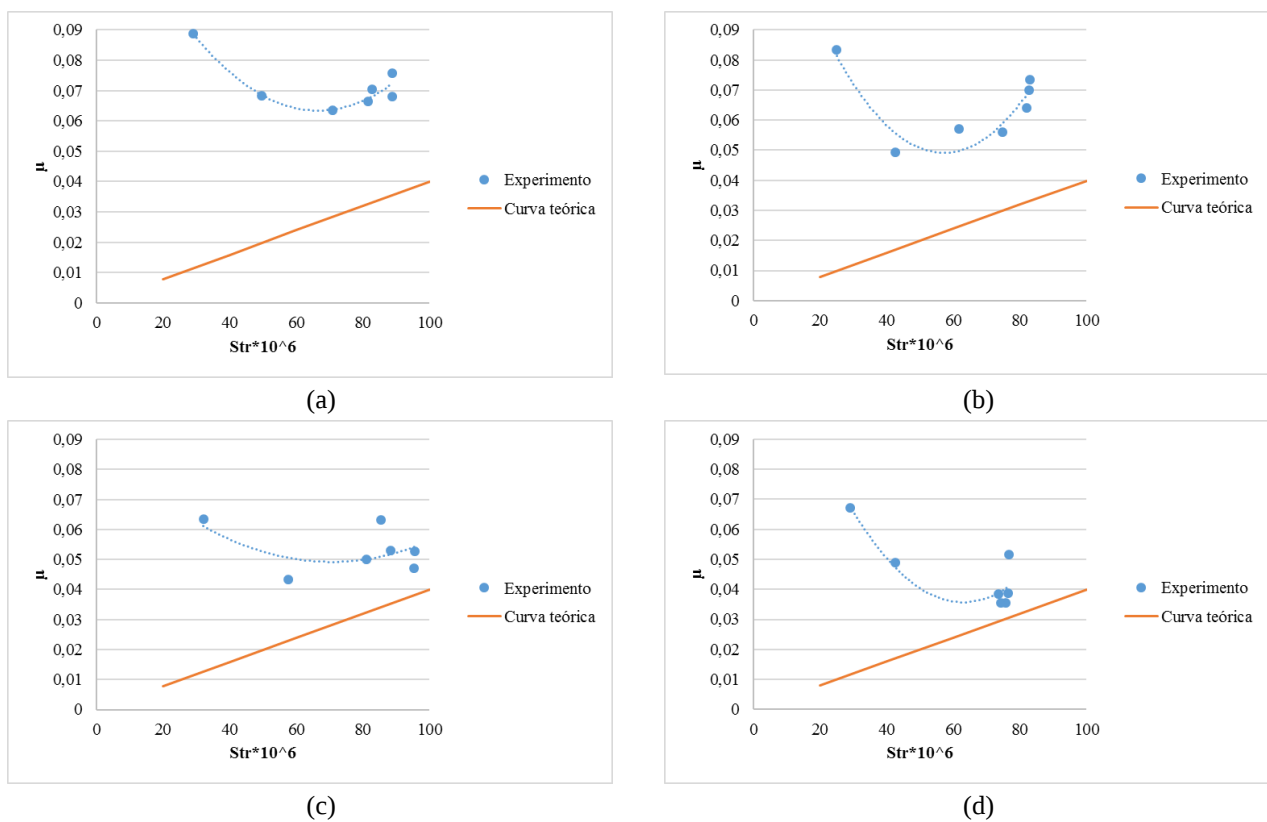


Figura 9: Curvas de Stribeck obtidas em 4 ensaios.

Isso posto, entende-se que aconteceu a passagem de início de lubrificação de filme completo para lubrificação limítrofe, concluindo-se assim que pelo menos parte dos ensaios foram conduzidos em regime de lubrificação elastohidrodinâmica.

Em comparação às curvas de atrito teórico, as Curvas de Stribeck plotadas parecem estar deslocadas para cima. Tendo em vista que os mancais de deslizamento utilizados possuem um sulco central anular, esse resultado concorda com o apresentado na literatura (Adatepe *et al.*, 2011).

Existem algumas razões que justificam a diferença entre os valores das curvas. A primeira é que a equação de Petroff considera uma situação de ausência de carga sobre o eixo e, conseqüentemente, folga radial constante (Norton, 2013). A segunda razão está ligada ao fluxo de óleo entre os componentes do sistema. Em caso de existência de condições geométricas desfavoráveis (como conicidade ou ovalização do mancal), o fluxo de óleo lubrificante pode ser prejudicado e isso causaria aumento do atrito (Adatepe *et al.*, 2011). A terceira razão é que o coeficiente de atrito em um sistema lubrificado (cuja separação das superfícies sólidas não é total) é composto pela viscosidade do lubrificante e pela interação de superfícies sólidas (Kalin, 2009). E, como já se sabe, a Eq. 6 não considera a contato metal-metal.

3.3. Mecanismos de Desgaste

Nas amostras de eixos, não se observou diferenças significativa no aspecto superficial entre o antes e o após dos ensaios. Realizando-se uma avaliação mais minuciosa, notou-se a presença de riscos na superfície por MEV. Na Figura 10: (a), observam-se riscos provenientes do processo de usinagem. Já na Figura 10: (b), nota-se a presença de marcas não periódicas e o que parece ser o achatamento dos riscos de usinagem. Durante regimes de desgaste moderado, os picos de asperezas podem ser quebrados formando assim platôs (Stachowiak e Batchelor, 2001), o que pode ser uma explicação para o fenômeno.

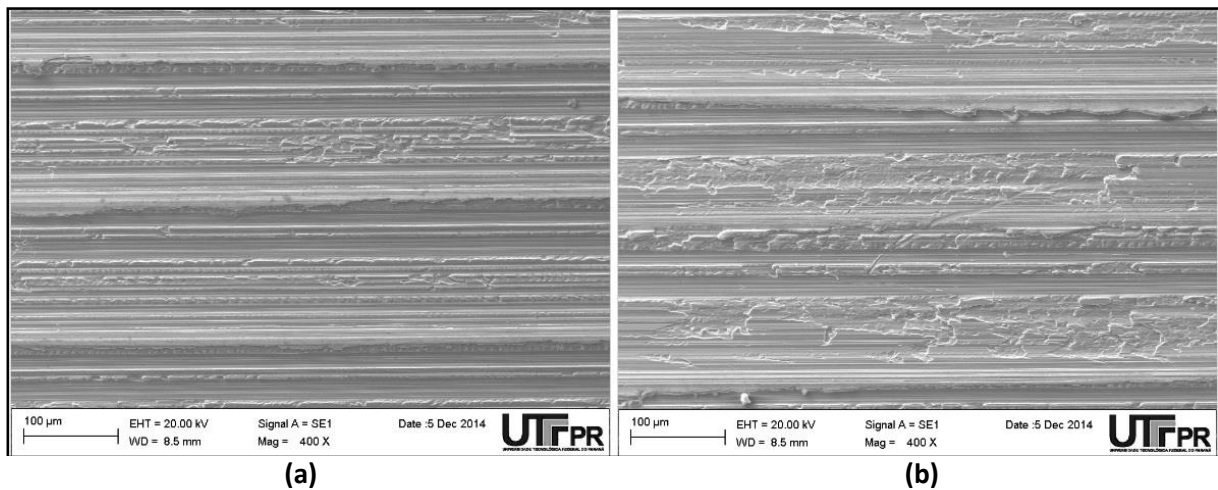


Figura 10: Imagem obtida por MEV do eixo antes (a) e depois (b) do ensaio.

No entanto, o desgaste do mancal é muito notável. A olho nu é possível distinguir as áreas desgastadas, já que a superfície da bucha automotiva tem aspecto claramente alterado. A Figura 11 (a) apresenta um mancal novo e a Fig. 11 (b) um que sofreu desgaste. A Figura 12 revela com maior clareza o resultado do contato entre as superfícies.



Figura 11: Aspecto visual do mancal antes (a) e depois (b) dos ensaios.

Na Figura 12 (a) são mostradas regiões internas dos mancais usados nas quais é possível contrastar a superfície que sofreu algum desgaste com as regiões intocadas. Em áreas onde não houve contato entre as superfícies do eixo e do mancal, o aspecto geral é de uma superfície porosa. Isso porque a camada interna de *Babbitt* é inserida por um processo de sinterização, resultando em superfícies com orifícios e espaços vazios que servem ao propósito de reservatório de óleo (RODRIGUES *et al.*, 2012). Já na região mostrada na Fig. 12 (b), nota-se de maneira bem clara riscos de abrasão e

um acúmulo de material ao final da área desgastada, característica de micro mecanismo tipo formação de proa (Zum-Ghar, 1987).

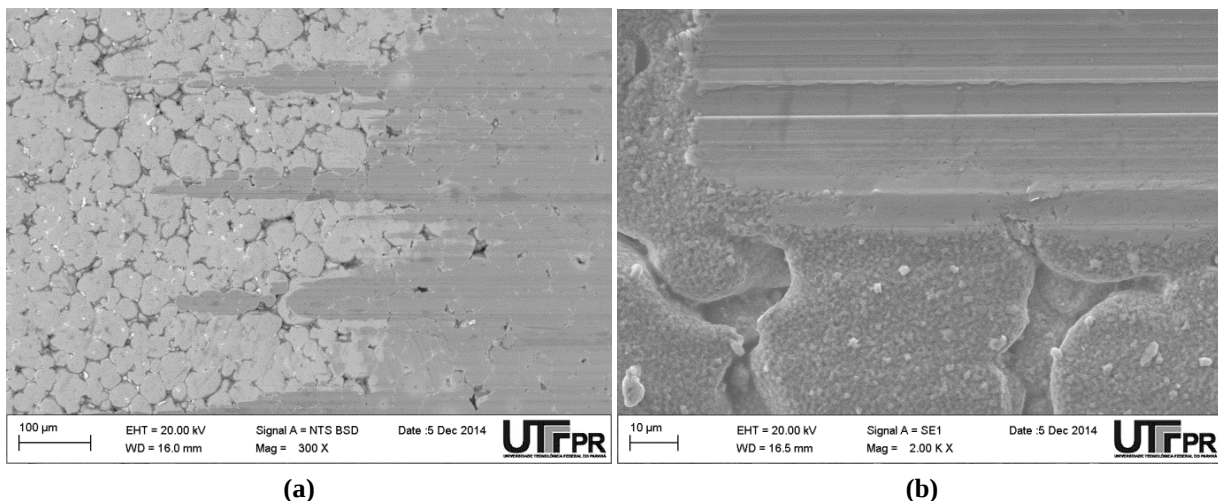


Figura 12: (a) Região de transição entre áreas com e sem desgaste do mancal; (b) detalhe dos mecanismos.

4. CONCLUSÕES

As linhas de tendências das Curvas de Stribeck obtidas apresentam forma característica das curvas encontradas na literatura e foram encontrados indícios de que o tribossistema passou por regimes de lubrificação distintos durante todos os ensaios que fundamentam esse estudo. Em rotações mais altas os coeficientes de atrito foram mais altos e, conforme a rotação diminuía, o coeficiente de atrito também diminuiu até atingir um ponto de mínimo. Passado esse ponto, o coeficiente de atrito voltou a aumentar. Análises dos mancais após ensaio revelam regiões de desgaste em todos os corpos de prova provando assim que se atingiu regime de lubrificação limítrofe nos testes conduzidos. Em rotações mais altas, há indícios que os valores de atrito continuariam a subir acompanhando a curva de atrito teórico, o que indica que o sistema se encontra no início da condição de lubrificação por filme completo. Os valores de coeficiente de atrito medidos eram superiores aos valores teóricos calculados e possíveis razões que isso são as seguintes: Havia contato entre superfícies metálicas e a parcela referente a essa interação que contribuiu para composição do coeficiente de atrito medido não foi considerada no cálculo de atrito teórico; Devido à existência de conicidade e/ou ovalização do mancal, o fluxo de óleo lubrificante possivelmente foi prejudicado o que acarretou em má distribuição do filme lubrificante e aumento do atrito.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores deste trabalho agradecem ao Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC/UTFPR), ao Prof. Me. João L. do Vale (LASC/DAMEC/UTFPR), ao Técnico de laboratório Reinaldo S. G. Justiniano (LACIT/DAMEC/UTFPR), ao Profs. Dr. Walter Luis Mikos, Dr. Marcos Roberto Rodacoski, Dr. Marcio Avelar e à empresa: Mahle Metal Leve S.A. representada por Matheus dos Santos Ferreira. Agradecimento especial ao Prof. Dr. Julio Kein Neves e ao Técnico de Laboratório Alexandre José Gonçalves do Laboratório de Microscopia Eletrônica da UTFPR pelo apoio.

6. REFERÊNCIAS

- Adatepe, H.; Bıyıklıoğlu, A.; Sofuoğlu, H. 2011, "An experimental investigation on frictional behavior of statically loaded micro-grooved journal bearing". *Tribology International*, Vol. 44, p. 1942-1948.
- Dowson, D., 1979, "Men of Tribology", *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 101, p.115-119.
- Do Vale, J. L., Silva, C. H., 2014, "Kinetic Friction Modeling and Standard Uncertainty Measurement Determination for Sliding Bearing on Shaft Apparatus". Em: *Second International Brazilian Conference on Tribology*, Foz do Iguaçu. Anais eletrônicos. Disponível em: <http://www.abmbrasil.com.br/anais>.
- Hutchings, I. M., 1992, "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", 1a Ed., Cambridge: Butterworth Heinemann.
- Kalin, M., Velkavrh, I., Vizintin, J., 2009, "The Stribeck curve and lubrication design for non-fully wetted surfaces", *Wear*, 267, p. 1232-1240.
- Mahle. Ltda. "Pistões, Camisas, Kits e Bronzinas", 2014, São Paulo. p. 438. Acesso em 05 de março de 2014. Disponível em: [http://www.mahle-aftermarket.com/c1256f7900537a47/vwcontentbykey/w296npbn832stulen/\\$file/mahle%20catalogo%20de%20pistoes%20e%20bronzinas%20julho%202014.pdf](http://www.mahle-aftermarket.com/c1256f7900537a47/vwcontentbykey/w296npbn832stulen/$file/mahle%20catalogo%20de%20pistoes%20e%20bronzinas%20julho%202014.pdf).

- Norton, R. L., 2013, “Projeto de máquinas: uma abordagem integrada”, 4a. Ed., Porto Alegre: Bookman, XIII, 931 p., ISBN 8536302739.
- Pawlak, Z., 2003, “Tribiochemistry of Lubricating Oils”, Tribology and Interface Engineering Series, Elsevier, Vol. 45, p. 161-215.
- Rodrigues, W. C., Gonzatti, R., Martins, V., Ferrandini, P. L., Dias, M. M., e Schaeffer, L., 2012, “Avaliação do desgaste em buchas autolubrificantes sinterizadas de Fe-0,8%C”, Revista eletrônica de materiais e processos. Porto Alegre, RS.
- Roveri, E., Chaves, A. P. 2011, “Mecanismos de desgaste de corpos moedores em moinhos de bolas”, Tecnologia em metalurgia, materiais e mineração, Vol. 8. Número 4, p. 261-266.
- Salamone, B. C., Strano, I. A. 2013, “Estudo da variação do atrito cinético em mancais de deslizamento devido à contaminação do fluido lubrificante por biodiesel”. Em VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG.
- Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G, 2005, “Projeto de engenharia mecânica”, 7a Ed., Porto Alegre, RS.
- Stachowiak, G. W.; Batchelor, A. W., 2005, “Engineering tribology”, 3. Ed, Boston: Elsevier Butterworth-Heinemann, XXIV, 801 p., ISBN 0750678364.
- Wang, Y., Wang, Q. J., Lin, C., e Shi, F., 2006, “Development of a Set of Stribeck Curves for Conformal Contacts of Rough Surfaces”, Tribology Transactions, p. 526-535.
- Zum-Gahr, K. H., 1987, “Microstructure and Wear of Materials” - Tribology Series, no.10 - Elsevier S Publishers

7. RESPONSABILIDADE AUTORAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

Obtainment of Stribeck's Curve in a Journal Plain Bearing System

Raphael Cesar Maximiano, rcmaximiano@hotmail.com¹

Alexandre Vatanabe Shinmi, alexandreshinmi@hotmail.com¹

Carlos Henrique da Silva, carloshs@utfpr.edu.br¹

¹Laboratório de Superfícies e Contato – LASC, Departamento Acadêmico de Mecânica – DAMEC, Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR

Abstract. Over the years, the improvement of machinery and the search for maximum efficiency lead to the development of the field of tribology. Among the tools developed in this area of knowledge, there is the Stribeck's Curve that helps visualizing the behavior of the friction coefficient regarding load, speed of the moving parts and the lubricant's viscosity. The goal of the present work was the assesment of Stribeck's Curves using a tribological set lubricated with Lubrax Top Turbo oil, 15W40, manufactured by Petrobrás. This set was composed by a counter specimen made of machined SAE 1020 steel and a commercial sliding bearing specimen manufactured by MAHLE Metal Leve S.A. The machine used for the tests – known as Kinetic Friction Machine (Máquina de Atrito Cinético - M.A.C. - in Portuguese) – has a frequency converter responsible for the adjustment of the counter specimen's rotation speed and a lubricant's circulation and heating system. A total of 4 tests with a constant load of 55,2 N were performed and the friction coefficient for each situation were obtained by a load cell's readings. Those readings were frictional forces that arose from the interactions between the bearing's and journal's surfaces. The rotation speeds chosen for the tests were 2500, 2000, 1500, 1000, 500 and 250 rpm. By the end, it was observed that the shaft rotation speed has a significant influence over the oil flow, which impacts in the lubricant's inlet temperature. Due to the changing in the oil's temperature, viscosity also changed and, despite the implementation of an oil heating system, it was not possible to control the lubricant's temperature over the entire rotation range. Despite that, the goal of obtaining Stribeck's Curves were achieved and the results were compared with the theoretical value of the friction coefficient. By analysis of the obtained diagrams, it seems that the tribological set went throw hydrodynamic lubrication – characterized by increase of friction when there is increase of velocity – to boundary lubrication – evidenced by the sliding bearing's wear marks.

Keywords: Tribology, Stribeck's Curve, lubrication, sliding bearing, Kinect friction coefficient.