

# CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRAÇÃO DE LUBRIFICANTES USANDO ROLOS DE TESTE

**Antonio Wagner Forti**

DPM/FEM/UNICAMP – Caixa Postal 6051, 13083-970, Campinas, S.P.

[awforti@fem.unicamp.br](mailto:awforti@fem.unicamp.br)

**Franco Giuseppe Dedini**

DPM/FEM/UNICAMP – Caixa Postal 6051, 13083-970, Campinas, S.P.

[dedini@fem.unicamp.br](mailto:dedini@fem.unicamp.br)

**Resumo.** O objetivo desse trabalho é a determinação experimental do coeficiente de tração de um fluido disponível no mercado brasileiro. Para isso, utiliza-se uma máquina de rolos de tração, que serve de base para a obtenção da curva do coeficiente de tração do fluido em função do escorregamento entre os rolos de tração em contato de rolamento. A determinação do coeficiente de tração faz parte do desenvolvimento de uma transmissão continuamente variável por tração. Como esse tipo de transmissão trabalha em altas pressões no contato e as superfícies de contato possuem baixa conformidade, surge um tipo de lubrificação chamado de elastohidrodinâmica. Esse tipo de lubrificação necessita de um fluido com alto coeficiente de tração para transmitir potência entre os elementos em contato de rolamento com boa eficiência.

**Palavras-chave:** Tribologia, Coeficiente de tração, Lubrificação elastohidrodinâmica, EHL..

## 1. INTRODUÇÃO

Em muitos contatos de rolamentos as forças entre os elementos em contato são transmitidas através de uma fina camada de óleo lubrificante, que separa os componentes móveis da máquina. Nos últimos anos, percebeu-se que a aplicação da teoria hidrodinâmica em contato de baixa conformidade tais como: engrenagens, alguns rolamentos, cames, entre outros, freqüentemente não condizia com as observações experimentais. Assim sendo, fatos que antes eram desconsiderados na formulação da lubrificação hidrodinâmica como, por exemplo: a variação a viscosidade do fluido durante sua passagem pela área de contato e a deformação elástica dos corpos em contato de rolamento passaram a ser considerados. Esses efeitos podem mudar drasticamente a distribuição de pressão, e consequentemente, a espessura do filme de fluido entre as duas superfícies. Desse modo, a combinação da teoria da lubrificação hidrodinâmica associada à deformação elástica das superfícies em contato deu origem a um novo tipo de lubrificação denominada lubrificação elastohidrodinâmica.

## 2. LUBRIFICAÇÃO ELASTOHIDRODINAMICA

A lubrificação pode ser dividida em três grupos:

- camada limite;
- filme-combinado;
- filme-completo.

A Fig. (1) mostra o tipo de lubrificação em função da fricção e do escorregamento, ou seja, a velocidade relativa entre os corpos em contato de rolamento no ponto de contato. Em velocidade baixa ocorre lubrificação limite, que tem como característica alta fricção. Com o aumento da velocidade de escorregamento além do ponto A, forma-se um filme de fluido hidrodinâmico, reduzindo assim a fricção. Em altas velocidades relativas, do ponto B em diante, forma-se um filme completo que separa as superfícies completamente, reduzindo assim a fricção em relação aos valores do ponto A. Em muitos contatos de rolamento pode-se encontrar os três regimes de lubrificação durante o início e final de operação.

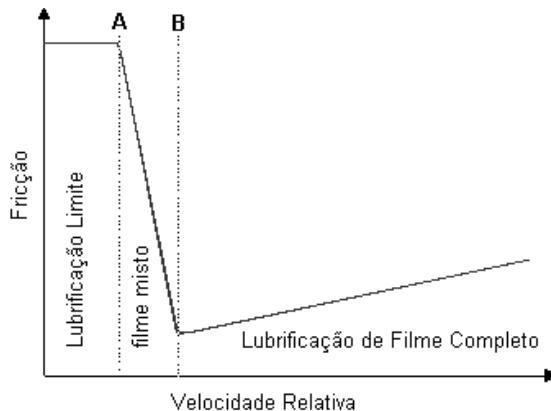


Figura 1 - Tipos de lubrificação em função da fricção e velocidade relativa dos corpos em contato de rolamento.

A lubrificação de filme completo pode ser: (1) Hidrostática; (2) Hidrodinâmica; (3) Elastohidrodinâmica, Fig. (2).

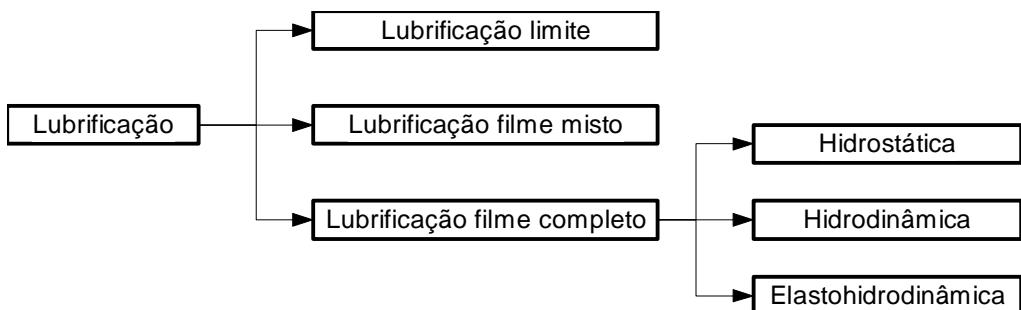


Figura 2 – Classificação dos tipos de lubrificação

### 3. TEORIA DA SOLIDIFICAÇÃO

Em baixas pressões os lubrificantes comportam-se com um líquido normal e, assim sendo, as mesmas propriedades dos líquidos podem ser usadas para analisar a pressão, a espessura do filme de óleo e as deformações elásticas das superfícies de contato.

Porém, em altas pressões, quando o lubrificante “solidifica-se”, o aumento da pressão é governada pela resistência ao cisalhamento, pela compressibilidade do lubrificante solidificado e pelas propriedades elásticas das superfícies em contato. Dependendo do gradiente de pressão no filme lubrificante ele pode assumir dois comportamentos distintos:

- 1.) O óleo adere às superfícies em contato de rolamento e move-se com a mesma velocidade que a superfície;
- 2.) O óleo “sólido” escorrega ao longo das superfícies na direção do gradiente local de pressão.

Qual comportamento irá ocorrer depende da tensão de cisalhamento na interface do óleo. Se a tensão de cisalhamento for menor do que a resistência ao cisalhamento da interface ou do óleo solidificado, o óleo aderirá às superfícies e mover-se-á como uma camada sólida sem escorregar entre as superfícies. Quando a tensão cisalhante alcançar o limite de resistência ao cisalhamento, ocorrerá escorregamento na direção da máxima tensão.

Se houver pressões maiores do que a pressão de solidificação a uma dada temperatura no contato lubrificado, a zona de óleo pode ser dividida em quatro partes como mostra a Fig. (3). Essas áreas são denominadas: óleo sem cavitação, óleo solidificado com escorregamento, óleo solidificado sem escorregamento e região de cavitação.

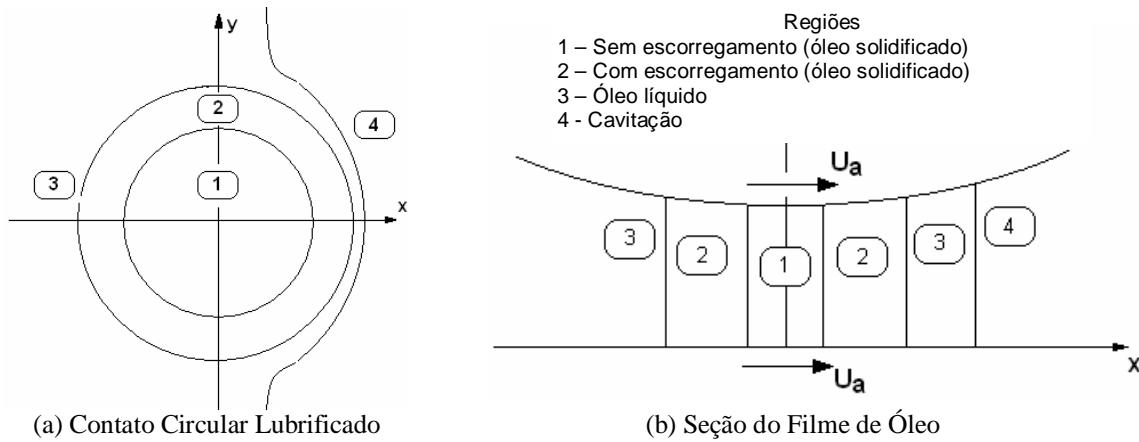


Figura 3 – Planos da área de contato mostrando as regiões do filme de óleo

Vale ressaltar que a pressão de solidificação é altamente dependente de temperatura. Segundo Jacobson (1991 - página 92), Hersey e Hopkins mostram no relatório intitulado *Viscosity of Lubricants Under Pressure* a temperatura de solidificação do óleo denominado P62 em três diferentes temperaturas:

25°C: 110 a 165 Mpa

40°C: 215 a 295 MPa

75°C: 550 a 570 MPa

Essas pressões são muito mais baixas do que a máxima pressão permitível em muitos contatos de rolamento, uma vez que rolamentos de esfera modernos podem resistir a pressões de até 3 Gpa.

#### **4. COEFICIENTE DE TRAÇÃO**

O coeficiente de tração dos fluidos  $m$  é a razão da força transmitida tangencialmente  $F_t$ , pela carga (normal ao contato),  $F_n$ , ou seja:

$$m = F_t / F_n = \tan(\epsilon) \quad (1)$$

sendo  $e$  = ângulo de tração Fig. (4a).

Todo fluido de tração é caracterizado por um gráfico do coeficiente de tração em função do *slip* (escorregamento), Fig. (4b). O *slip* (*s*) é a diferença relativa das velocidades nas superfícies de dois corpos em contato de rolamento, ou seja:

$$s = \frac{(U_1 - U_2)}{(U_1 + U_2)/2} \quad (2)$$

sendo  $U_1$  e  $U_2$  as velocidades dos corpos 1 e 2, Fig. (4c). Estas curvas são obtidas pressionando dois corpos rolantes em contato e causando uma diferença de velocidade entre eles. A rotação destes dois corpos junto com o lubrificante deixa um fino filme lubrificante entre as superfícies. A diferença de velocidade entre os corpos tende a cisalhar este filme, e a resistência ao cisalhamento do fluido transmite a força entre os corpos. Os valores de *slip* nos contatos das transmissões por tração geralmente variam 0.1 a 2 %.

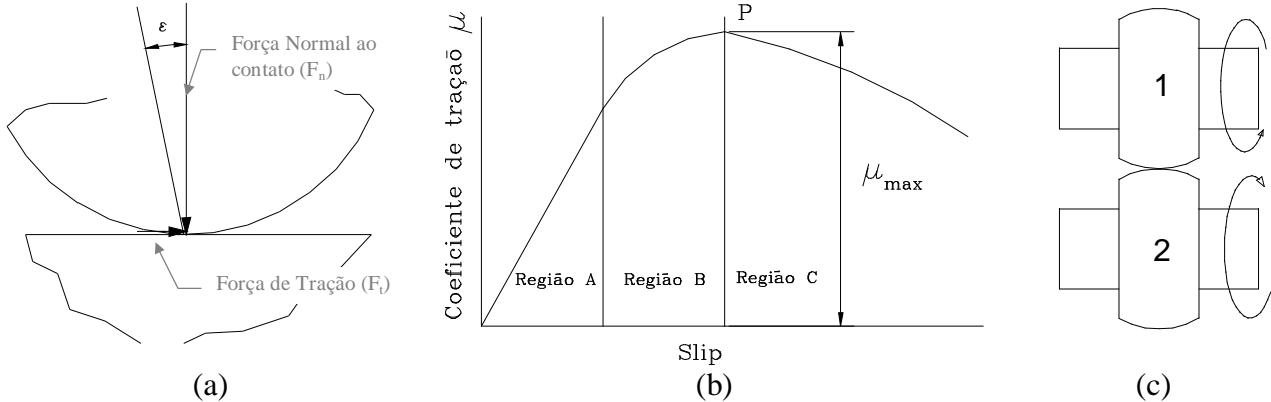


Figura 4 - Região de contato e curva de tração

O coeficiente de tração de um fluido é afetado por diversos fatores, dentre os quais destacam-se os seguintes:

- Velocidade de rolamento - para um dado valor de  $m$ , o escorregamento tende a aumentar com o aumento da velocidade de rolamento. O valor de  $m$  deve ser determinado para a mais alta velocidade de rolamento pretendida no projeto, assim para as velocidades menores o projeto estará preservado, Fig. (5a);
- Pressão no contato - o máximo valor de  $m$  tende a ocorrer na mesma faixa de pressão para a maioria dos fluidos de tração comumente usados (1.4 ~ 1.9 GPa), Fig. (5b);
- Temperatura - para temperaturas entre 4 e 121° C, se o acabamento superficial não for levado em consideração, a variação de  $m$  com a temperatura pode ser desprezada Fig. (5c);
- Spin - A Fig. (5d) é da mesma forma da Fig. (5a) onde uma família de curvas de  $m$  em função do *spin* foi plotada para o aumento de valores da velocidade de rotação. Um completo entendimento dos efeitos do *spin* requer análise do fenômeno na área de contato.

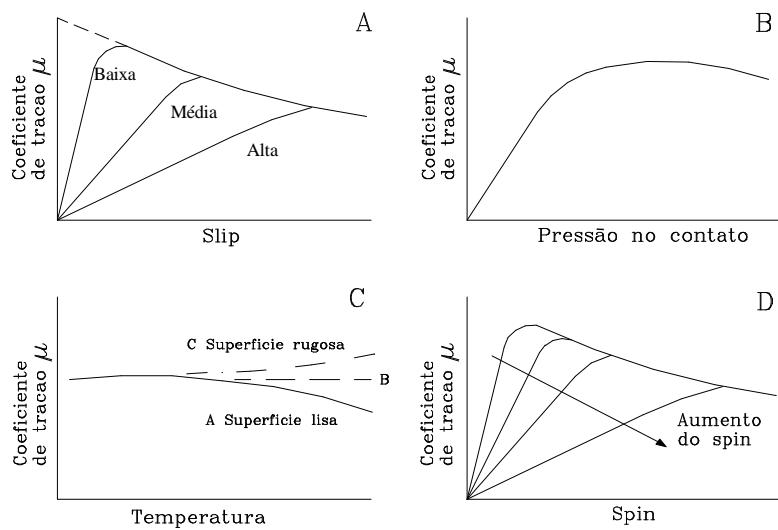


Figura 5 - Fatores que influenciam o coeficiente de tração

Heilich e Shube (1983) apresentam um estudo detalhado desses fatores agindo individual e simultaneamente. O valor de  $m$  para um projeto deve ficar abaixo do seu valor máximo para se trabalhar com segurança. Contudo, deve-se observar que para transmitir uma dada potência, quanto menor o valor de  $m$  adotado, maior a força normal no contato necessário, Eq. (1). Analisando a Fig. (6) nota-se uma região utilizável de  $m$ , sendo que, o valor selecionado de projeto deve ficar por volta de  $\frac{3}{4}$  do valor máximo (Heilich e Shube 1983).

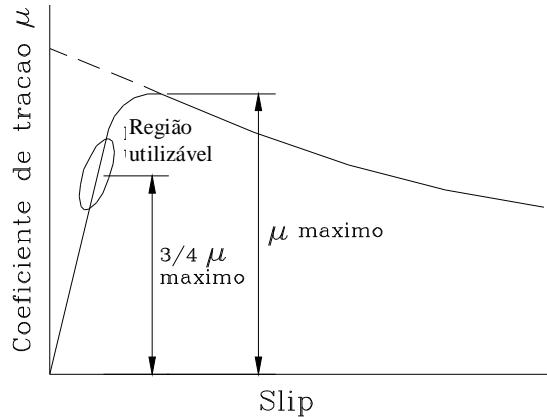


Figura 6 - Região utilizável de  $\mu$

## 5. CÁLCULO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE TRAÇÃO

Um aspecto importante no projeto de TD-CVT é o conhecimento do coeficiente de tração do fluido utilizado. Atualmente, sabe-se através da literatura, que os melhores lubrificantes para TD-CVT são: o Santotrac 2000 e o Santotrac 2100, não disponíveis no mercado brasileiro. Como nenhum dos óleos nacionais fornece o valor do seu respectivo coeficiente de tração, fica impossível uma comparação entre eles e os lubrificantes da linha Santotrac. Além disso, os testes na literatura geralmente são feitos em altas rotações, não havendo dados referentes a aplicações para baixas rotações (baixa potência), que tendem a aumentar o coeficiente de tração para um dado escorregamento, Fig. (5a). Assim sendo, foi necessário analisar o desempenho de um lubrificante nacional nesse tipo específico de aplicação.

### 5.1. Bancada de Testes

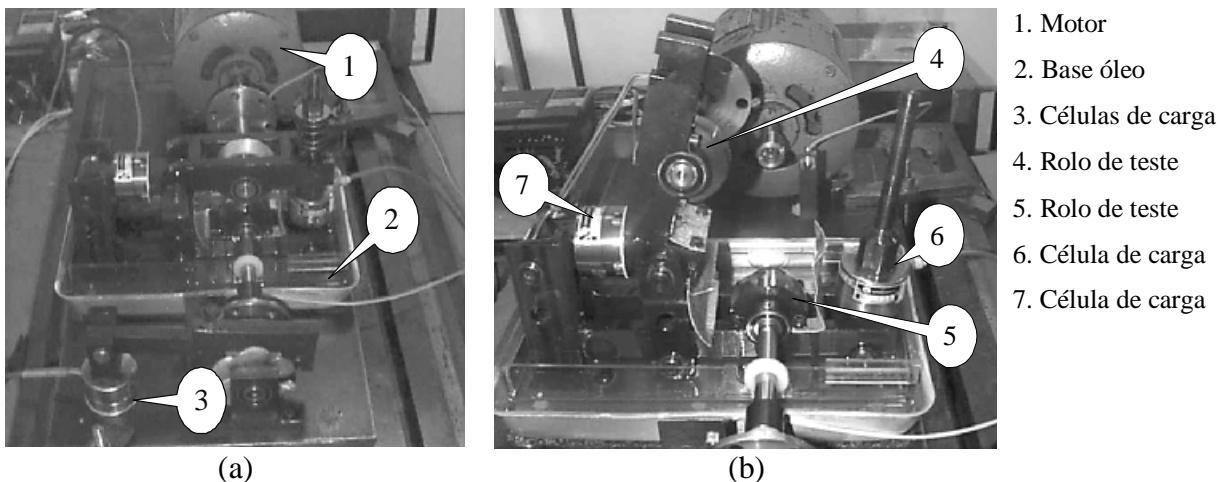


Figura 7 – Bancada de teste

A máquina de teste foi projetada para permitir a aplicação de uma pressão máxima de 2,2 GPa no centro do contato dos rolos de testes. A identificação direta da força normal aplicada, e da força tangencial transmitida é feita através das células de carga indicadas na Fig. (7) e Fig. (8). Utilizou-se também: sensores ópticos de rotação, retificador de sinais, ponte condicionadora e um PC modelo Pentium II 166 MHz para aquisição dos dados.

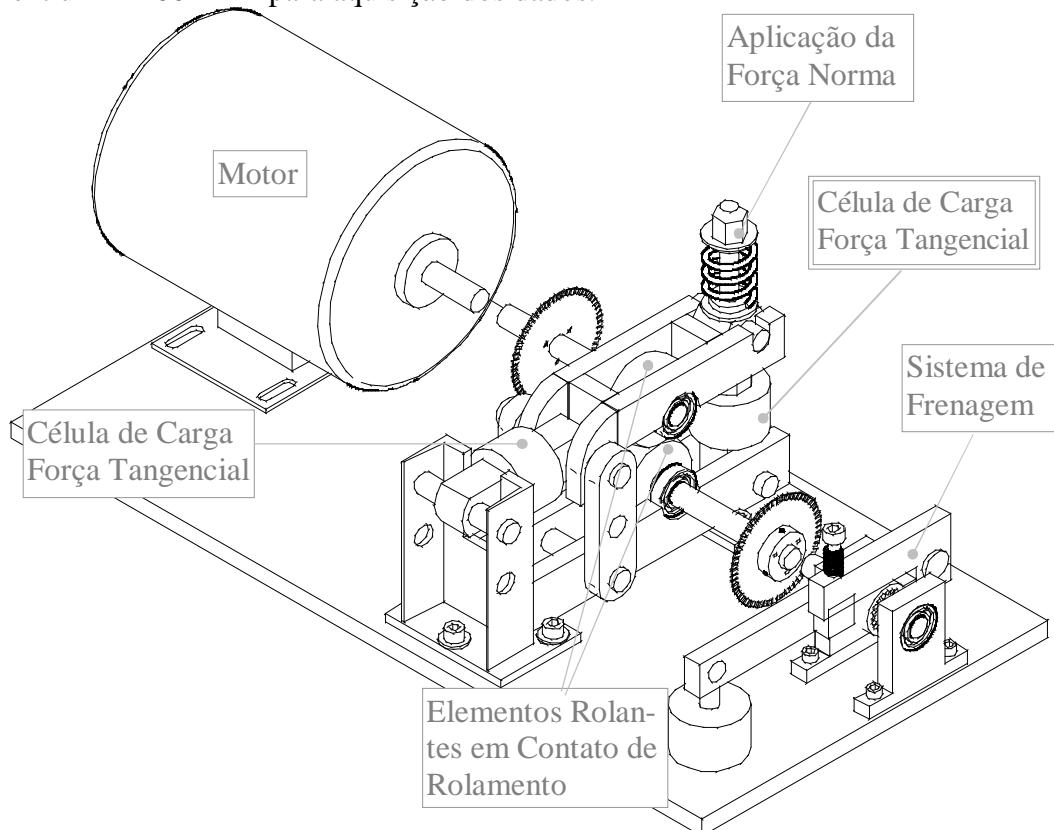


Figura 8 - Esquema da bancada de testes do lubrificante

## 5.2. Princípio de Funcionamento

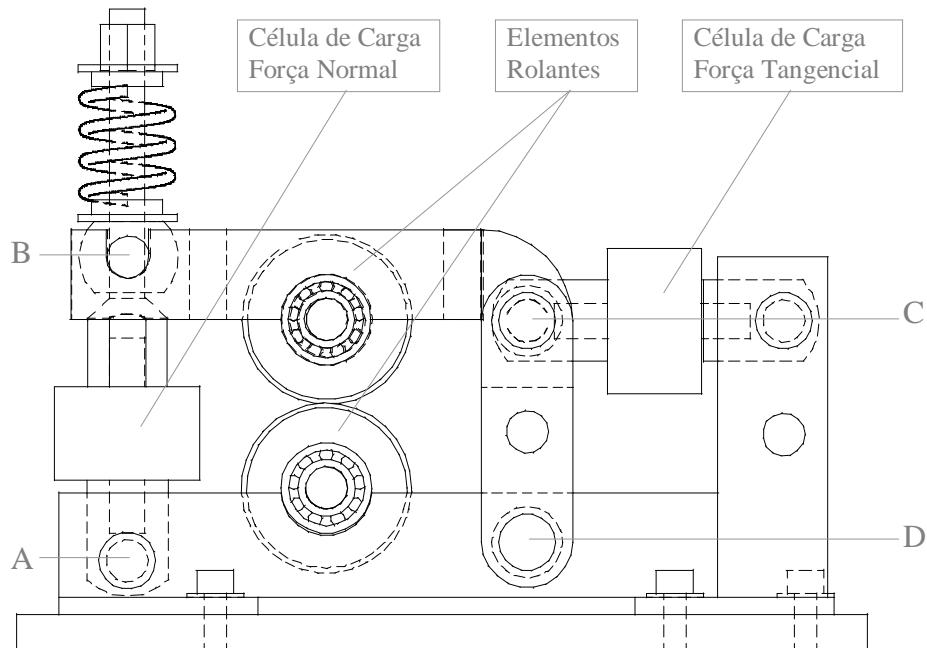


Figura 9 – Princípio de funcionamento do mecanismo para medir as forças

Os pontos A, B, C e D da Fig. (9) formam um mecanismo 4 barras, sendo a barra AD fixa. Quando os elementos rolantes são prensados um contra o outro e um torque é aplicado ao elemento rolante superior, ele faz com que o elemento rolante inferior gire e carregue o óleo que está na base do dispositivo formando um filme de óleo entre os elementos rolantes. Isso faz com que a barra AB gire um pouco em torno de A e a barra CD gire um pouco em torno de D. A força responsável por esse movimento angular ocorre devido a resistência ao cisalhamento do fluido lubrificante entre os elementos rolantes e, é medida pela célula de carga da força tangencial. Em função da geometria do dispositivo as forças normal e tangencial no ponto de contato é o dobro da marcada nas células de carga correspondente. Assim sendo, o coeficiente de tração é calculado diretamente pela relação entre as forças normal e tangencial.

## 6. RESULTADOS

Os resultados do coeficiente de tração em função do escorregamento são apresentados na Fig. (10) e Fig. (11), que se diferenciam apenas pela escala do eixo das abscissas. O óleo testado foi o Texaco Multigear LS 85W140, cujas características típicas são apresentadas na Tab. (1).

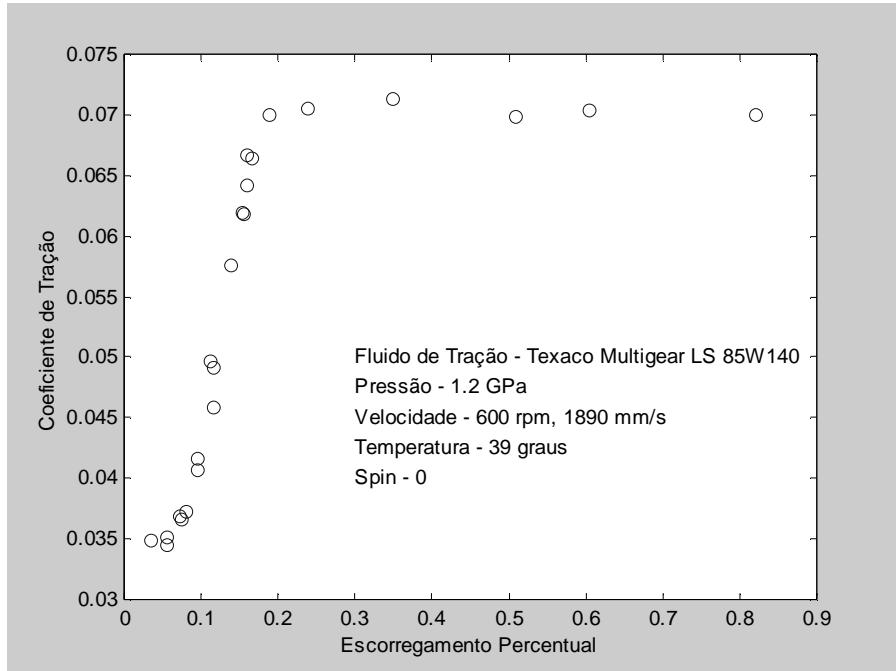


Figura 10 – Valores experimentais do coeficiente de tração

Em virtude da velocidade de rotação ser relativamente baixa, o coeficiente de tração máximo foi de aproximadamente 0.07. Como se pode constatar através da Fig. (5a), quanto maior a velocidade de rotação menor o coeficiente de tração para um dado escorregamento (*slip*). Como é aconselhável trabalhar por volta de 75% do coeficiente de tração máximo, é razoável adotar o valor do coeficiente de tração igual a 0.05 que, corresponde a um escorregamento por volta de 0.12% entre os elementos em contato de rolamento.

Características do teste: pressão no contato de rolamento, 1.2 GPa; temperatura do óleo no cárter próximo aos elementos rolantes, 39° centígrados; velocidade de rotação dos elementos rolantes aproximadamente 600 rpm (velocidade linear por volta de 1890 mm/s), sem movimento de spin, ou seja, os eixos de rotação dos elementos rolantes são paralelos.

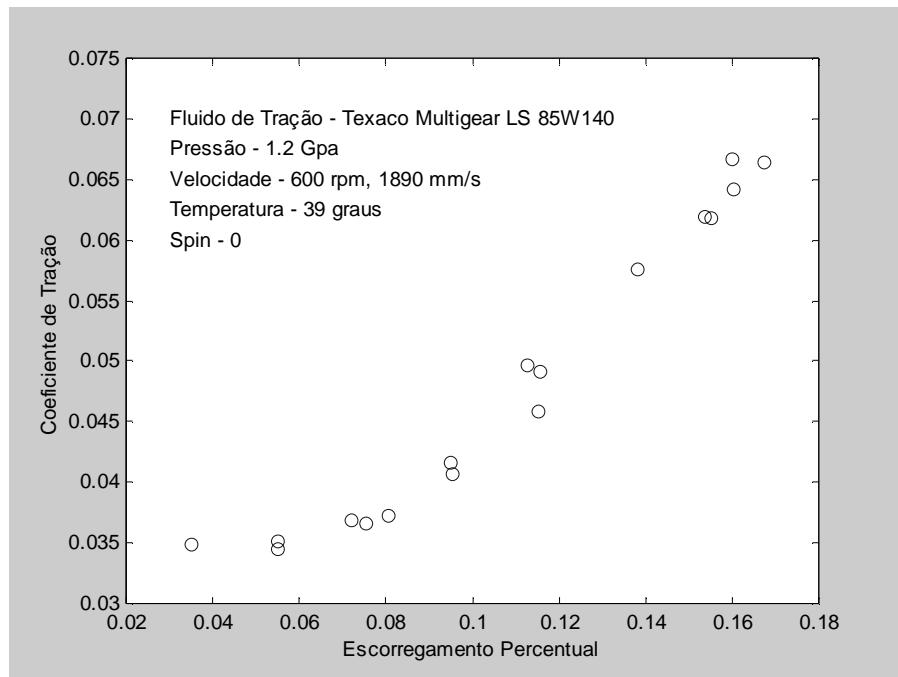


Figura 11 - Valores experimentais do coeficiente de tração

Tabela 1 - Características típicas do óleo Texaco Multigear LS 85W140

MULTIGEAR LS	
Grau de Viscosidade SAE	85W140
Código	02361
Densidade a 20°C, g.cm³ (D-4052)	0.908
Cor, ASTM (D-1500)	3.5
Ponto de Fulgor, °C (D-92)	202
Ponto de Fluidez	-18
Viscosidade	
sCt a 40°C	380
sCt a 100°C	26.8
Índice de Viscosidade (D-2270)	96
Corr. Lâmina Cu 3H/100°C (D-130)	1 A

## 7. COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Durante os teste deve-se evitar que o escorregamento entre os elementos rolantes ultrapasse um determinado valor limite, a partir do qual rompe-se o filme de fluido e os elementos rolantes entram em contato direto ocasionando a falha dos elementos rolantes.

Depois de determinar experimentalmente as curvas do coeficiente de tração em função do escorregimento é aconselhável adotar o valor de projeto do coeficiente de tração como sendo 75% do limite máximo. Coeficiente de tração muito baixo torna necessária a aplicação de forças normais nos contatos mais altas para transferir a mesma potência, o que compromete o tempo de vida do dispositivo.

O limite máximo do coeficiente de tração do fluido testado nesse trabalho foi de aproximadamente 0.07, Fig. (10). Assim sendo, para esse caso é aconselhável adotar um valor de projeto 0.05. Como dito inicialmente, esse trabalho faz parte do projeto de uma transmissão continuamente variável por tração. Assim sendo, o valor de 0,05 foi usado em simulações numéricas para estimar o tempo de vida de uma transmissão continuamente variável por tração tipo esfera-cone (Forti 2003).

## **8. AGRADECIMENTOS**

Os autores agradecem a CAPES e a FAPESP pelo auxílio recebido.

## **9. REFERÊNCIAS**

- Forti, A. W., 2003 “Estudo Teórico Experimental de Parâmetros de Projeto de uma Transmissão Continuamente Variável por Tração Tipo Esfera-Cone”, Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 203p. Tese de Doutorado.
- Heilich, F. W., Shube, E. E., 1983, Traction Drives - Selection and Application. Pleassey Dynamics Corporation, Hillside, New Jersey.
- Hersey, M.D., Hopkins, V., 1954, “Viscosity of Lubricants under Pressure”, ASME Research. Comm. On Lubrication, New York (The ASME).
- Jacobson, B.O., 1991, Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication. Tribology Series 19, Elsevier Science Publishing Company.

## **10. DIREITOS AUTORAIS**

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído nesse trabalho.

## **LUBRICANT TRACTION COEFFICIENT EVALUATION BY ROLLER TESTS**

### **Antonio Wagner Forti**

DPM/FEM/UNICAMP – Caixa Postal 6051, 13083-970, Campinas, S.P.

[awforti@fem.unicamp.br](mailto:awforti@fem.unicamp.br)

### **Franco Giuseppe Dedini**

DPM/FEM/UNICAMP – Caixa Postal 6051, 13083-970, Campinas, S.P.

[dedini@fem.unicamp.br](mailto:dedini@fem.unicamp.br)

***Abstract.** The aim of this work is the experimental determination of the coefficient of traction of an available fluid in the brazilian market. For that, a roller machine is used. Using this machine is possible to plot a curve of the traction coefficient as function of the slip between the rollers in rolling contact. The determination of traction coefficient is part of the development of a traction drive continuously variable transmission. As this kind of transmission works on high pressure at the contact and the contact surfaces are nonconforming, appears a type of lubrication called elastohidrodynamic. This type of lubrication needs a fluid with high traction coefficient to transmit power between the elements in rolling contact with good efficiency.*

**Keywords.** Tribology, Traction Coefficient, Elastohydrodynamic Lubrication, EHL.