

MODELOS DE ATRITO E DESGASTE NO SISTEMA CAME – SEGUIDOR

André Ferrarese

Samantha Uehara

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Laboratório de Fenômenos de Superfície, Departamento de Engenharia Mecânica, 05424-970, São Paulo, SP, Brasil, E-mails: aferrarese@metalleve.com.br e samantha@uol.com.br

Resumo

O funcionamento uniforme e adequado do motor depende do perfeito ajuste e sincronia de cada componente. Um desgaste acentuado na árvore de cames, por exemplo, além de gerar uma falta de sincronismo com a árvore de manivelas (virabrequim), compromete a qualidade da combustão da mistura ar-combustível. Desta maneira, o desempenho do veículo é prejudicado, quanto potência e consumo de combustível, assim como a emissão de poluentes se torna fora dos padrões aceitáveis. Serão apresentados modelos dinâmicos discretos do sistema came-seguidor, a fim de comparar os resultados com diferentes níveis de discretização. A estes são incorporados modelos de atrito e desgaste no contato came-seguidor, nos quais é considerado o efeito da lubrificação.

Palavras-chave: Came, Seguidor, Atrito, Desgaste, Dinâmica.

1. INTRODUÇÃO

O estudo de fenômenos de atrito e desgaste tem adquirido cada vez maior importância no setor industrial, não somente pelos problemas de manutenção, mas também devido a fatores ligados à eficiência dos sistemas mecânicos.

O funcionamento uniforme e adequado do motor depende do perfeito ajuste e sincronia de cada componente. A seguir serão analisados alguns trabalhos que contribuíram para este artigo.

No artigo de Uehara e Padovese (1999), são apresentados dois modelos dinâmicos do sistema came-seguidor do tipo *over-head*, que foram simulados a 2000 rpm em apenas um ciclo do came sobre a pastilha. Estes modelos serão aqui analisados quanto a influência da discretização para dois ciclos e diferentes rotações.

Bagci e Kurnool (1997) apresentam um modelo de dois graus de liberdade com base oscilante e levam em consideração a rigidez do contato. Chen (1982) trata dos diversos tipos de cames apresentando modelagens dinâmicas do sistema.

Pisano e Freudenstein (1983) tratam de uma modelagem do esforço normal no contato válvula e tucho através da teoria da mecânica do contato de Hertz. É analisado também o comportamento dinâmico da mola de retorno da válvula. Em Pisano (1984) é apresentado um modelo dinâmico de 1 grau de liberdade do sistema experimentalmente estudado. É apresentado também um modelo do contato da sede da válvula. Os resultados de simulações numéricas são comparados com os experimentalmente obtidos.

Schey (1983) discute sobre o filme de óleo existente entre o came e o seguidor conforme o movimento de rotação do came. Hutchings (1992) trata das diversas formas de desgaste inerente a cada tipo de material, bem como os modelos de atrito e desgaste existentes. No

artigo de Kano e Kimura (1993) o desgaste no sistema came-seguidor é analisado quanto a apresentação visual das superfícies em contato, com isso foi feita análise de diversos pares de materiais em contato.

McCool (1988) discute a teoria do contato rugoso de Greenwood-Willianson, avaliando as diferenças entre contato nominal e real. Tomanik (1993) faz uma avaliação do contato entre asperezas para aplicação em anéis de pistão. Este último pode ser utilizado como uma fonte de informação sobre a avaliação da pressão hidrodinâmica entre uma superfície plana e outra cilíndrica, ou seja em um contato não-conforme.

Neste trabalho, serão apresentados modelos de atrito e desgaste para o sistema came-seguidor. Em conjunto, é apresentado um modelo dinâmico com dois níveis de discretização, que auxiliará na obtenção de dados para avaliação dos resultados dos modelos de atrito e desgaste.

2. MODELAGEM DO SISTEMA

Foram confeccionados dois modelos dinâmicos discretos do sistema came-seguidor do tipo over-head: um com 2 e outro com 5 graus de liberdade. Estes graus de liberdade correspondem a uma menor ou maior discretização da haste da válvula. O primeiro modelo tem dois graus de liberdade, mostrado na Figura 1 a) e o segundo tem cinco graus de liberdade, apresentado na Figura 1 b). Na Figura 1c) é mostrado um esquema real do sistema came-seguidor.

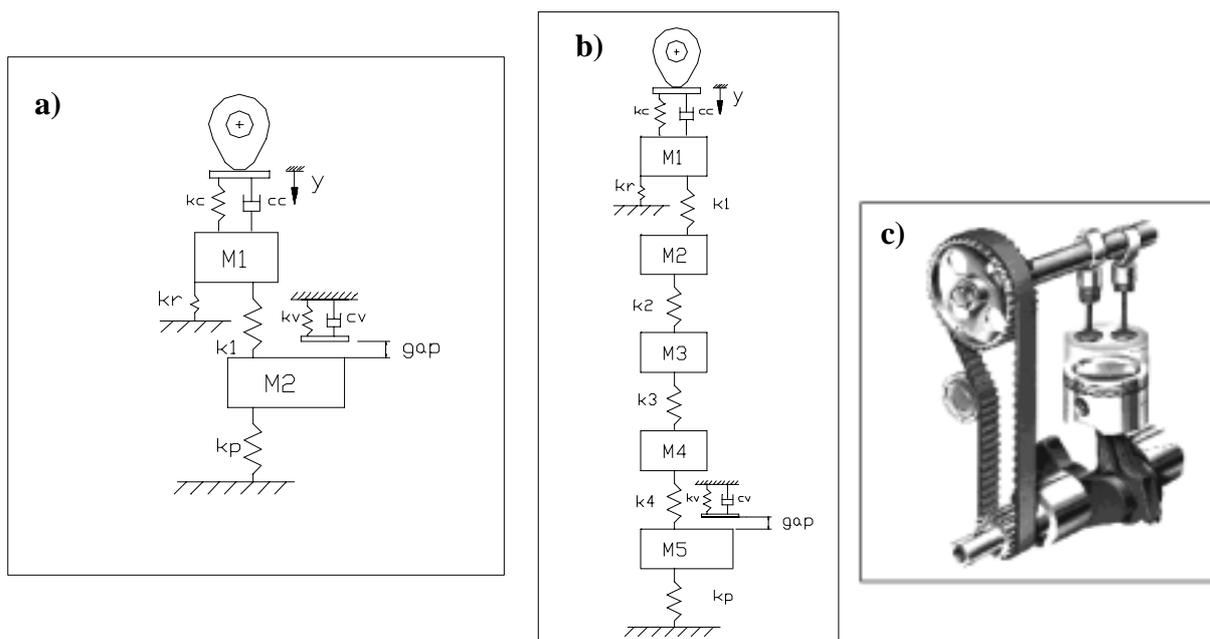


Figura 1: a) Modelo de 2 graus de liberdade; b) Modelo de 5 graus de liberdade, c) esquema do sistema came-seguidor

A nomenclatura a ser utilizada na apresentação dos modelos e mostrada na Figura 1 é a seguinte: k_c , c_c são os coeficientes de rigidez e amortecimento do contato came-seguidor respectivamente, k_v e c_v coeficientes de rigidez e amortecimento do contato válvula-sede, k_r e k_p coeficientes de rigidez das molas de retorno e de pressão, k_i ($i=1...4$) coeficientes de rigidez da discretização da haste, m_i ($i=1...5$) inércias da discretização da haste, y é o deslocamento do seguidor.

Pode-se notar que os modelos tratam do contato válvula-sede, mas consideram que isto somente ocorre quando a válvula está fechada, assim como no sistema real. E que a mola de pressão k_p representa a pressão existente sob a válvula devido a mistura ar-combustível.

Os dados globais do sistema são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1:Dados do sistema came-seguidor

Massa da válvula	65,7g
Massa da pastilha	23,1g
Massa do copinho	48,0g
Rigidez da mola de retorno	$3,34.10^3$ N/m
Rigidez da mola de pressão	$13,35.10^3$ N/m

Os parâmetros do sistema utilizados nas simulações são melhor discutidos em Uehara e Padovese (1999), sendo listados na Tabelas 2.

Tabela 2: Parâmetros utilizados nas simulações.

Parâmetros	2 GL	5 GL
m1 [g]	105,5	79,7
m2 [g]	30,4	8,6
m3 [g]	não fazem parte deste modelo	8,6
m4 [g]		8,6
m5 [g]		30,4
k1 [kN/m]		$1,25.10^5$
k2 [kN/m]	não fazem parte deste modelo	$5,03.10^5$
k3 [kN/m]		$5,03.10^5$
k4 [kN/m]		$5,03.10^5$
kc [kN/m]	$1,05.10^3$	
cc [Ns/m]	635	
kv [kN/m]	$1,31.10^4$	
cv [Ns/m]	963	

Com este modelo dinâmico do sistema came-seguidor obtém-se os dados da força normal (N) que será utilizada nos modelos de atrito e desgaste propostos a seguir.

3. MODELO DE ATRITO

O modelo de atrito entre o came e a pastilha do seguidor considera o contato lubrificado num regime elasto-hidrodinâmico (EHD) durante a revolução do came (Hutchings, 1992). No regime EHD supõe-se que não há contato metal-metal significativo (além de eventuais contatos de asperezas mais pronunciadas). Não serão consideradas eventuais quebras do filme de lubrificante (deslocamento do regime EHD para um lubrificado limite). Na Figura 2 (Schey, 1983), é apresentada, como exemplo, a espessura do filme de óleo em função do ângulo do came (CA).

Com estas hipóteses, tem-se que a área de contato seca é dada pela área de Hertz, que é dada segundo Hutchings (1992), pela Equação (1).

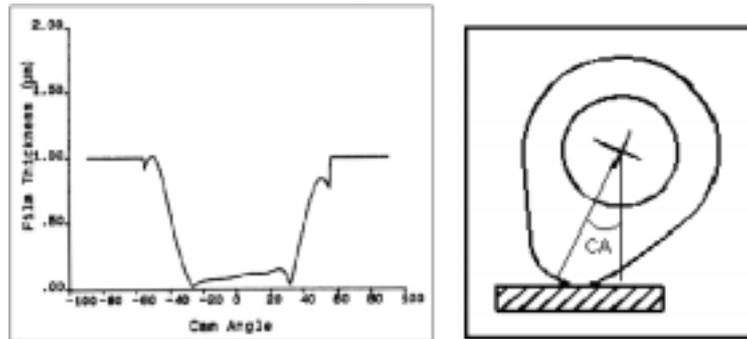


Figura 2: Comportamento do filme de óleo segundo o perfil do came (Schey, 1983).

$$A_{HERTZ} = \pi \cdot \left(\frac{3 \cdot N \cdot R}{4 \cdot E} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (1)$$

$$E = \left(\frac{(1 - \nu_{came}^2)}{E_{came}} + \frac{(1 - \nu_{pastilha}^2)}{E_{pastilha}} \right)^{-1} \quad (2)$$

onde:

N : carga normal (obtida do modelo dinâmico apresentado anteriormente)
 R : raio do came
 E_i : módulo de elasticidade do material i
 ν_i : coeficiente de Poisson do material i

} (obtidos experimentalmente)

Como o sistema é lubrificado e as duas superfícies são não conformes, pode-se admitir que a área de contato será ampliada, em relação a um contato seco. Esta área de contato lubrificada pode ser descrita por:

$$A_L = k_L \cdot A_{HERTZ} \quad (3)$$

onde: k_L : constante de lubrificação (para este trabalho será utilizada uma margem de aplicação desta constante entre 1 e 3, por considerar que o sistema trabalha em um regime EHD de lubrificação).

Como a espessura do filme (da ordem de microns) é muito pequena quando comparada às curvaturas da superfície do came, supõe-se que o filme de óleo “enxerga” este contato como plano e de área constante nos contatos came-pastilha e pastilha-fluido.

Também, admite-se que a força de atrito nesses contatos é constante.

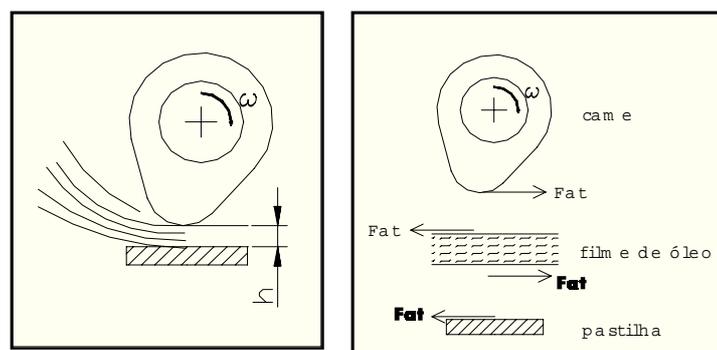


Figura 3: Esforços atuantes no sistema

Com isso, considerando que o fluido seja newtoniano tem-se:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dV}{dy} \quad (4)$$

onde: μ : viscosidade do óleo

V : velocidade do óleo na direção de Fat

y : coordenada na direção da espessura do filme de óleo (h)

sendo:

$$\tau = \frac{Fat}{A_L} \quad (5)$$

Tem-se que a tensão de cisalhamento é constante em todo o filme de óleo e assim o perfil de velocidades é linear com y , resultando em (6).

$$\frac{dV}{dy} = \frac{\Delta V}{\Delta y} = \frac{V}{h} = \frac{\omega \cdot R}{h} = \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot R}{h} \quad (6)$$

onde n é a rotação do came em rpm, h é a espessura do filme e V a velocidade periférica do came . Portanto:

$$Fat = A_L \cdot \mu \cdot \frac{\pi}{30} \cdot \frac{n \cdot R}{h} \quad (7)$$

Segundo Hutchings (1992), para um regime elasto-hidrodinâmico e um contato não-conforme, o filme de óleo h é dado por:

$$h = 2.8 \cdot R^{0.77} \cdot \mu^{0.65} \cdot V^{0.65} \cdot E^{-0.44} \cdot N^{-0.21} \quad (8)$$

Desta maneira, o modelo de atrito proposto por este artigo é dado por:

$$Fat = k_{at} \cdot \mu^{0.35} \cdot R^{0.247} \cdot E^{-0.227} \cdot N^{0.877} \cdot n^{0.35} \quad (9)$$

onde: k_{at} (constante de atrito) = $9,699 \cdot 10^{-2} \cdot k_L$

4. MODELO DE DESGASTE

Admite-se que a perda de massa do sistema ocorre no regime moderado e que esta se dá pelo mecanismo de desgaste oxidativo (Quinn, 1992). O contato ocasional entre asperezas gera picos de temperatura que provoca a formação e aumento da camada de óxido. Parte destas camadas são removidas da interface pelas tensões tangenciais (cisalhamento) e levadas pelo lubrificante, causando assim a perda de massa do sistema.

O esforço responsável pelo arrancamento destes óxidos é a força de atrito. Importante ressaltar que a remoção de material e a mudança de temperatura da interface devem acontecer em situações críticas do sistema, isto é, em que o filme de óleo atinge espessura mínima situando-se na condição de lubrificação limite, proporcionando o contato metal-metal. Admite-se que esta formação e arrancamento de óxidos não modifica as propriedades inerentes ao sistema, como módulo de elasticidade equivalente, que são válidas para os dois modelos propostos (atrito e desgaste), não havendo mudança significativa durante o processo de perda de massa.

Na interface em que ocorre a perda de massa, há a atuação da força de atrito (Fat) e da força normal (N). Estas agem sobre a área de contato (A_L) com uma determinada velocidade relativa entre came e seguidor (V). A perda de material se dá pela ação de uma potência que pode ser expressa por duas formas: Potência de arrancamento (Pot_{arr}) e Potência de atrito (Pot_{at}), dadas por (10) e (11) respectivamente.

$$Pot_{arr} = \tau \cdot q = \frac{Fat}{A_L} \cdot q \quad (10)$$

$$Pot_{at} = Fat \cdot V \quad (11)$$

onde: q : volume de material arrancado por unidade de tempo

A área de contato lubrificada (A_L) continua sendo dada por (3) e como:

$$V = \frac{\pi}{30} \cdot n \cdot R \quad (12)$$

tem-se que:

$$q = k_q \cdot R^{5/3} \cdot E^{-2/3} \cdot N^{2/3} \cdot n \quad (13)$$

onde: k_q (constante de desgaste) = $8,644 \cdot 10^{-2} \cdot k_L$

A hipótese de que as potências de arrancamento e atrito são iguais deve ser verificada experimentalmente, pois existe a questão da geração de calor responsável pela formação de óxidos antes do arrancamento do material, a qual absorveria parte da potência de atrito para essa geração de calor. Para esta validação dos modelos encontra-se em desenvolvimento uma bancada de testes, onde poderão ser coletadas informações em breve. Considerando o estado da arte atual, são apresentados os resultados de simulação numérica.

5. RESULTADOS

Como resultados deste trabalho foram calculadas a taxa de desgaste e a potência de atrito para diferentes rotações. Estes valores serão calculados em dois ciclos de rotação do came e a potência de atrito e a taxa de desgaste serão dados pela média integral das curvas resultantes de cada simulação. Para isso, foi utilizado o modelo dinâmico apresentado anteriormente, do qual se obtém a carga normal (veja Figura 4) a entrar nos modelos de atrito e desgaste.

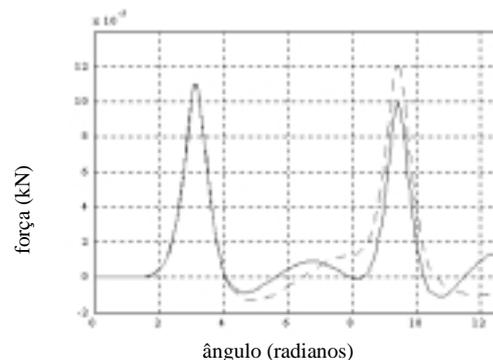


Figura 4: Gráfico da Força Normal. (- - -) 5GL; (—) 2GL; 3000rpm.

É interessante notar que as curvas de resultados dos modelos aqui apresentados, taxa de desgaste (Figura 5) e potência de atrito (Figura 6), apresentam semelhança geométrica com os resultados apresentados em Uehara e Padovese (1999), que utilizam modelos de Coulomb (atrito) e Archard (desgaste).

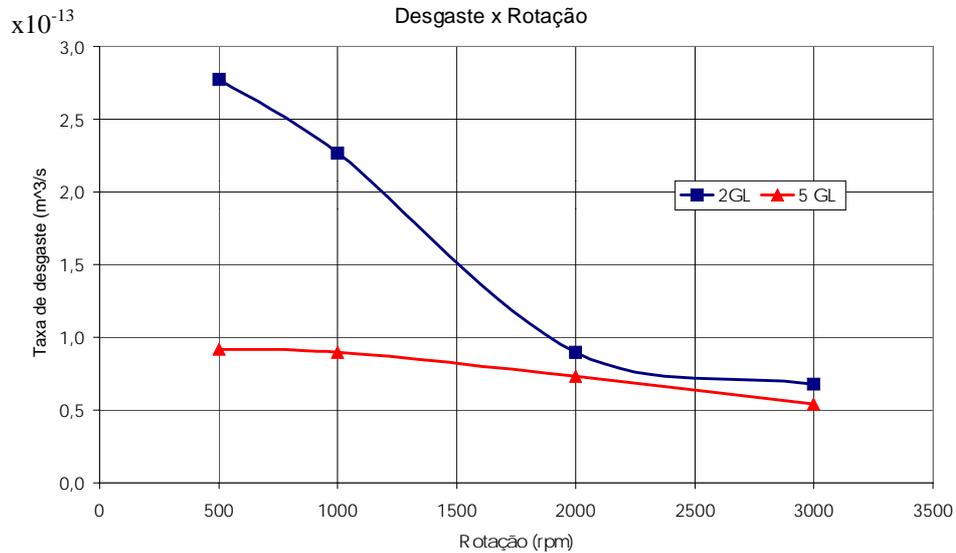


Figura 5: Respostas de desgaste para os diferentes níveis de discretização.

Para ambas respostas (Figuras 5 e 6), é possível notar que há uma queda nos valores quando há aumento da rotação, isto é justificado pela importância da rotação na ação dinâmica do sistema, observado no modelo dinâmico do qual é extraída a carga normal. Este resultado corresponde ao observado na literatura quanto ao desgaste (curva de Stribeck; Hutchings, 1992). No caso da curva de atrito, é previsto na literatura que após um determinado aumento da velocidade, o decaimento da curva cesse e inicie um aumento do atrito novamente decorrente da dissipação de energia no fluido em altas velocidades. Importante notar que os resultados aqui levantados apresentam valores médios obtidos em dois ciclos de revolução do came, sendo limitada a rotação em 3000 rpm como máxima, mas

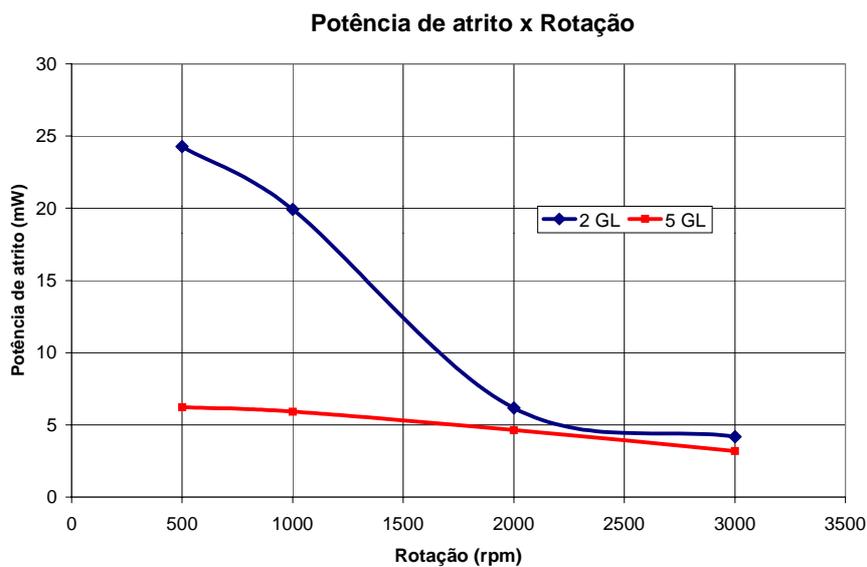


Figura 6: Respostas de Potência de atrito para diferentes níveis de discretização.

este fenômeno poderá ser melhor analisado quando da obtenção de resultados experimentais a serem coletados na bancada de teste em desenvolvimento.

6. CONCLUSÕES

Os modelos de atrito e desgaste aqui propostos possuem a vantagem de levar em consideração diversos parâmetros inerentes ao sistema (rotação, material, lubrificação, dinâmica), o que não é observado em modelos convencionais, como Coulomb (força de atrito: $F_{at} = \mu \cdot N$) e Archard (desgaste: $Q = k \cdot N/H$). Nestes modelos, existem constantes com valores de aplicação com ordens de grandeza bastante variadas, em especial a constante k do modelo de Archard. Nos modelos aqui apresentados também há uma constante desta natureza, mas com um escopo de aplicação mais restrito ($1 < k_L < 3$).

Estes modelos necessitam de validação experimental. Para isto uma bancada de testes está em desenvolvimento, podendo ser coletados dados num futuro próximo.

7. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer a todos aqueles que direta ou indiretamente contribuíram para este trabalho. Em especial aos membros da equipe do Laboratório de Fenômenos de Superfície da Escola Politécnica da USP pela experiência compartilhada e pelo espaço fornecido. Lembrando que a primeira versão deste trabalho foi apresentada na disciplina *Introdução à Tribologia* do curso de graduação do departamento da Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP.

8. REFERÊNCIAS

- Bagci, C. and Kurnool, S., 1997, "Exact Response Analysis and Dynamic Design of Cam Follower Systems Using Laplace Transforms", *Journal of Mechanical Design*, vol. 119.
- Chen, F.Y., 1982, "Mechanics and Design of Cam Mechanisms", Pergamon Press, New York, USA.
- Hutchings, I.M., 1992, "Tribology: Friction and Wear of Engineering Materials", Edward Arnold, London, England.
- Kano, M. and Kimura, Y., 1993, "Quantitative analysis of cam follower wear in relation to various material properties", *Wear*, vol. 162, pp. 897-905.
- McCool, J. I., 1988, "The Distribution of Microcontact Area, Load, Pressure, and Flash Temperature under the Greenwood-Williamson Model", *Transactions of the ASME*, vol. 110, pp. 106-111.
- Pisano, A.P. and Freudenstein, F., 1983, "An Experimental and Analytical Investigation of the Dynamic Response of a High-Speed Cam Follower System", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 105, pp. 692-704.
- Pisano, A.P., 1984, "Coulomb Friction in High-Speed Cam Systems", *Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design*, vol. 106, pp. 470-474.
- Quin, T.F.J., 1992, *ASM Handbook*, vol. 18, pp. 280-287.
- Schey, J.A., 1983, "Tribology in Metalworking Friction, Lubrication and Wear", American Society for Metals, Ohio.
- Tomanik, E., 1993, "Simulação do Movimento Axial dos Anéis de Pistão", Dissertação de mestrado, 80p., Escola Politécnica – Universidade de São Paulo, Brasil.
- Uehara, S. and Padovese, L.R., 1999, "A Dynamical Study of a Cam Follower System", XX CILAMCE, São Paulo, Brazil.