

SIMULAÇÃO DO SISTEMA PISTÃO-BIELA-MANIVELA COM MANCAIS HIDRODINÂMICOS CURTOS EM UM COMPRESSOR ALTERNATIVO

Renato Augusto Frey Sabato

Escola Politécnica da USP: Avenida Prof. Luciano Gualberto, travessa 3 nº 380 - CEP - 05508-970 - São Paulo - SP
renato.sabato@poli.usp.br

Resumo. No trabalho realiza-se a simulação de um sistema pistão-biela-manivela, com mancal e juntas hidrodinâmicas curtas, a fim de se investigar o atrito viscoso nestes presente. Inicialmente realiza-se uma modelagem de um sistema simplificado, simulado em scilab para se entender o comportamento dos componentes principais do sistema, e comparar com a modelagem completa, simulado no software ADAMS da MSC. O trabalho mostra que a excentricidade e o atrito viscoso presente no mancal e nas juntas é altamente dependente dos fatores construtivos dos mesmos, como o seu comprimento, raio e folga radial, assim como a viscosidade do óleo utilizado. O trabalho mostra também as diferenças de simulação entre os dois softwares utilizados, porém a modelagem utilizada se restringe para mancais hidrodinâmicos curtos.

Palavras chave: pistão, biela, manivela, mancal hidrodinâmico curto, compressor alternativo.

1. Introdução

Quando se fala de taxas de compressão muito altas, ou aplicações em baixas capacidades, os compressores alternativos até hoje ainda são dominantes. Para refrigeração de geladeiras, por exemplo, ainda são amplamente utilizados pelo seu baixo custo e alta eficiência.

Dessa forma, muitos estudos ainda são realizados no âmbito de se entender as vibrações e ruído produzidos em tais compressores, assim como para aumentar sua eficiência energética e vida útil, e em outros aspectos, como por exemplo relacionados à manutenção e confiabilidade desses compressores.

Um dos pontos principais que têm sido analisados são as juntas presentes em um sistema pistão-biela-manivela dentro de um compressor. Um dos parâmetros importantes nas juntas do sistema é relação entre a espessura do filme de óleo e a rugosidade do material, que pode determinar o regime de lubrificação, como sendo marginal, misto ou hidrodinâmico (DURVAL, 2005). Tal parâmetro tem influência direta sobre o atrito em tal junta e a vida útil do sistema.

Gerardin (2005) desenvolve um trabalho de mancal hidrodinâmico em um motor de combustão interna (também dotado do sistema pistão-biela-manivela), para se chegar às distribuições de pressão e de força no mancal e folgas, de acordo com a pressão de combustão. Em sua análise ele utiliza a equação de Reynolds e o método de elementos finitos para o modelo do mancal hidrodinâmico, comprovando a eficiência e precisão do método nos resultados, e sugerindo, para um trabalho futuro, a utilização de um sistema com integração pelo método de Runge Kutta para a resolução com o sistema dinâmico.

Já Izuka (2007) desenvolve um trabalho especificamente para compressores herméticos, onde utiliza para o modelo matemático dos mancais hidrodinâmicos três metodologias diferentes: métodos dos elementos finitos, método das diferenças finitas e método dos volumes finitos, comparando as três metodologias para os casos analíticos de mancais curtos e mancais longos e posteriormente realiza uma simulação para mancais finitos. Ele também se preocupa com a dinâmica do sistema pistão-biela-manivela, utilizando o método de Newton Euler para a integração temporal. Os resultados obtidos são bem próximos aos resultados analíticos, e a sugestão para trabalhos futuros é a comparação com softwares comerciais, assim como a inclusão da cavitação no mancal e elasticidade no alojamento.

Couto (2006) também estudou a lubrificação de compressores alternativos, criando uma bancada experimental para a comparação com resultados teóricos fornecidos pelo método de elementos finitos, considerando também efeitos elásticos. Os resultados, porém, não foram possíveis de serem replicados no trabalho de Izuka (2007).

Estupiñan e Santos (2007) criam um modelo de compressor alternativo com pistão considerado como partícula, biela e manivela como corpos rígidos e eixo do mancal flexível, com mancal hidrodinâmico curto, utilizando o método de elementos finitos para os elementos flexíveis e sistemas de dinâmica de multicorpos para os corpos rígidos. Eles mostraram que embora o desbalanceamento do sistema afete a dinâmica da órbita do eixo no mancal hidrodinâmico, não afeta significativamente as forças e espessura do filme de óleo.

Percebe-se portanto um esforço no sentido de melhor entender os efeitos nos mancais dos compressores alternativos. Porém, até não se deu muita atenção ainda às juntas da biela com a manivela e da biela com o pistão, e seus efeitos para a vibração e sobre o atrito do sistema. Este trabalho possui a finalidade portanto de estudar melhor o efeito em tais juntas, considerando somente a teoria de mancais hidrodinâmicos curtos, e descobrir quais forças, excentricidades, órbitas e atrito viscoso nessas juntas, além do mancal principal, também já estudado por outros autores.

Na indústria automotiva atual estão presentes diversos softwares de simulação comercial, tais como o software de dinâmica de multicorpos da MSC, Adams. Durante o trabalho será realizada uma comparação entre o sistema simulado em um software que resolva equações diferenciais comum (tais como o Matlab e Scilab, com modelamento feito à parte), com tal software de dinâmica de multicorpos para se verificar a viabilidade de uso de tal software para a teoria de mancais hidrodinâmicos curtos.

2. Sistema Pistão-Biela-Manivela

Na modelagem do sistema, considera-se apenas o plano que contém os componentes, e assim sendo, no máximo cada componente pode possuir três graus de liberdade. O pistão, porém, considera-se que só se movimenta na direção horizontal, possuindo apenas um grau de liberdade. O diagrama esquemático pode ser observado na Figura 1:

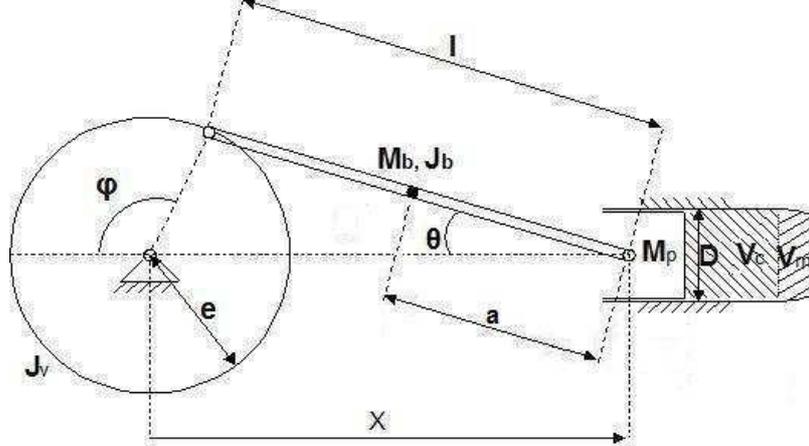


Figura 1: Diagrama esquemático do sistema

Como pode ser observado do diagrama, estão presentes também as forças de resistência ao movimento do pistão da compressão do ar, na câmara de compressão. Não foi mostrada, porém, no diagrama a excentricidade entre os diversos componentes que será incluída da teoria de mancais hidrodinâmicos curtos (entre mancal e manivela, entre manivela e biela e entre biela e pistão).

2.1. Referencial Teórico

Para a modelagem do sistema mecânico, foram utilizadas as equações de Lagrange que relaciona o movimento descrito por um corpo com a sua energia e as forças externas nele atuante:

$$\frac{d}{dt} \frac{\delta L}{\delta \dot{q}_k} - \frac{\delta L}{\delta q_k} = \sum_i^N F_{NC,i} \frac{\delta r_i}{\delta q_k}, \quad 1$$

onde L é o Lagrangiano do sistema, q é a coordenada generalizada, F_{NC} é uma força não conservativa presente, e r a posição de tal força.

Foi também utilizada a equação de energia cinética genérica de um corpo rígido, com referencial em O' em um plano:

$$T = \frac{V_{o'}^2 \cdot M + 2 \cdot \vec{V}_{o'} \cdot M \cdot \vec{w} \times \vec{R}_{GO'} + J \cdot w^2}{2}, \quad 2$$

onde $V_{o'}$ é a velocidade do ponto de referência O' , M é a massa do corpo, w é a velocidade rotacional do corpo, $\vec{R}_{GO'}$ é a distância entre o ponto de referência O' e o centro de massa G , e J é o momento de inércia do corpo no plano.

Além dessas, foi utilizada a seguinte relação que relaciona pressão e volume de um gás em um processo politrópico:

$$p_1 \cdot V_1^n = p_2 \cdot V_2^n, \quad 3$$

onde p_1 e p_2 são pressões em dois pontos do processo, V_1 e V_2 são os volumes em dois pontos do processo e n é uma constante dependente do gás e do processo em si.

E por fim, foram utilizadas as relações de mancais hidrodinâmicos curtos, que relacionam as forças atuantes no mancal, de acordo com a excentricidade, ângulo da excentricidade e velocidade angular entre mancal e eixo (ZACHARIADIS, 1998), assim como a relação do atrito viscoso existente no mancal (HARNOY, 1995):

$$F_x = -\frac{\mu \cdot R \cdot L^3}{c^2} \cdot \left\{ \left[(w - 2\dot{\gamma}) \left(\frac{\pi \cdot \varepsilon \cdot a(\varepsilon) \cdot \cos(\gamma) - 4 \cdot \varepsilon^2 \cdot \sin(\gamma)}{4 \cdot a(\varepsilon)^4} \right) \right] + \dot{\varepsilon} \left[\frac{4 \cdot \varepsilon \cdot a(\varepsilon) \cdot \cos(\gamma) - \pi \cdot b(\varepsilon) \cdot \sin(\gamma)}{2 \cdot a(\varepsilon)^5} \right] \right\} \quad 4$$

$$F_y = -\frac{\mu \cdot R \cdot L^3}{c^2} \cdot \left\{ \left[(w - 2\dot{\gamma}) \left(\frac{4 \cdot \varepsilon^2 \cdot \cos(\gamma) + \pi \cdot \varepsilon \cdot a(\varepsilon) \cdot \sin(\gamma)}{4 \cdot a(\varepsilon)^4} \right) \right] + \dot{\varepsilon} \left[\frac{\pi \cdot b(\varepsilon) \cdot \cos(\gamma) + 4 \cdot \varepsilon \cdot a(\varepsilon) \cdot \sin(\gamma)}{2 \cdot a(\varepsilon)^5} \right] \right\} \quad 5$$

$$T = \frac{L \cdot \mu \cdot R^2}{C} \cdot \frac{2 \cdot \pi}{(1 - \varepsilon^2)^{0,5}} \cdot \varpi \quad 6$$

onde $a(\varepsilon) = (1 - \varepsilon^2)^{0,5}$ e $b(\varepsilon) = (1 + 2 \cdot \varepsilon^2)$, e onde μ é a viscosidade do óleo utilizado na lubrificação, R é o raio do mancal hidrodinâmico, L o comprimento do mancal, c a folga radial do mancal, w a velocidade de rotação relativa entre as partes do mancal, ε a excentricidade adimensional do mancal (ou seja, a excentricidade dividida pela folga radial) e γ o ângulo da excentricidade.

2.2. Dados de simulação do sistema

Para o sistema simulado, foram utilizados os seguintes dados de entrada:

- Massa da manivela, biela e pistão, respectivamente: 0,7 kg; 0,1 kg e 0,1 kg;
- Momento de inércia da manivela e da biela, respectivamente: 0,008 kg m² e 0,0005 kg m²;
- Raio da manivela (até ponto de contato com biela) e comprimento da biela, respectivamente: 0,025 m e 0,1m;
- Distância entre centro de rotação e centro de massa da manivela e a (da **Figura 1**): 0,00125 m e 0,05 m;
- Pressão de saída do compressor, e diâmetro do pistão, respectivamente: 300.000 Pa e 0,004 m.

E o torque de entrada utilizado, é dado pela curva de torque de motores da classe N da Weg, especificamente, pelo motor Steel Motor Nema 56 de 0,18 kW. Tal curva foi aproximada por um polinômio de 6º grau com relação à velocidade de rotação da manivela:

$$T = -1,72 \cdot 10^{-14} \cdot \varphi^6 + 1,35 \cdot 10^{-11} \cdot \varphi^5 - 3,83 \cdot 10^{-9} \cdot \varphi^4 + 3,94 \cdot 10^{-7} \cdot \varphi^3 + 2,47 \cdot 10^{-5} \cdot \varphi^2 - 6,14 \cdot 10^{-3} \cdot \varphi + 1,50 \quad 7$$

E ainda, para o mancal e juntas hidrodinâmicos curtos, foram utilizados dois casos diferentes, para comparação entre si, e com o sistema sem mancal e juntas hidrodinâmicos curtos. Para o caso 1, o raio, comprimento e folga radial usados no mancal e juntas hidrodinâmicos curtos, foram respectivamente: 0,005 m; 0,01 m e 0,0000045 m. Já para o caso 2, tais dados foram: 0,05 m; 0,01 m e 0,0000045 m. A viscosidade do óleo utilizada foi sempre 0,1 Pa s.

2.3. Resultados

Os resultados observados para o sistema simulado sem mancal, ou juntas hidrodinâmicos curtos, foram:

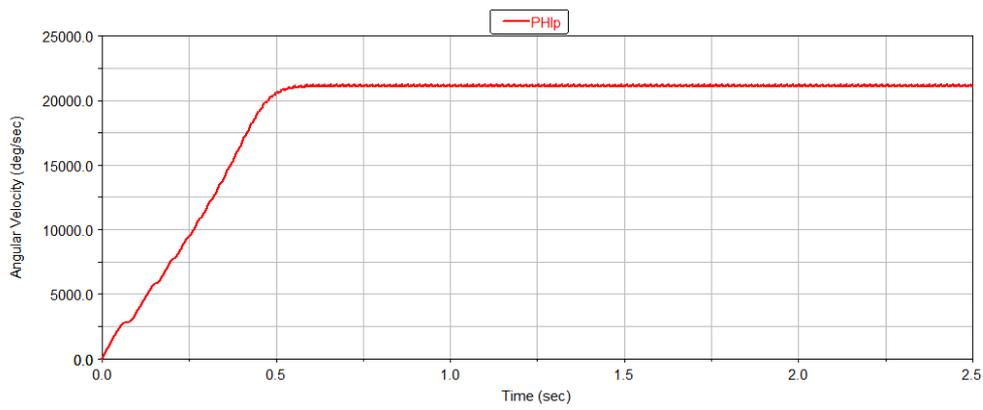


Figura 2: Velocidade Angular do volante

Como esperado, a velocidade angular da manivela se estabiliza com alguma oscilação, por causa das alterações na velocidade do pistão e da biela ao longo de um ciclo.

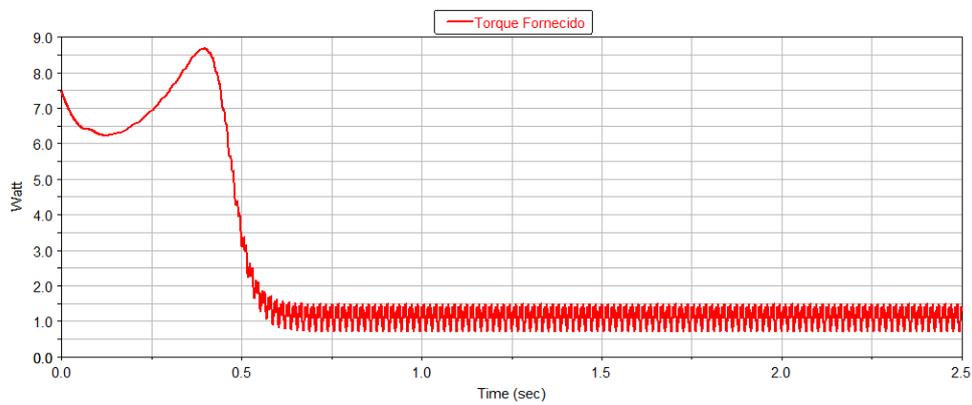


Figura 3: Torque Fornecido pelo Motor Elétrico

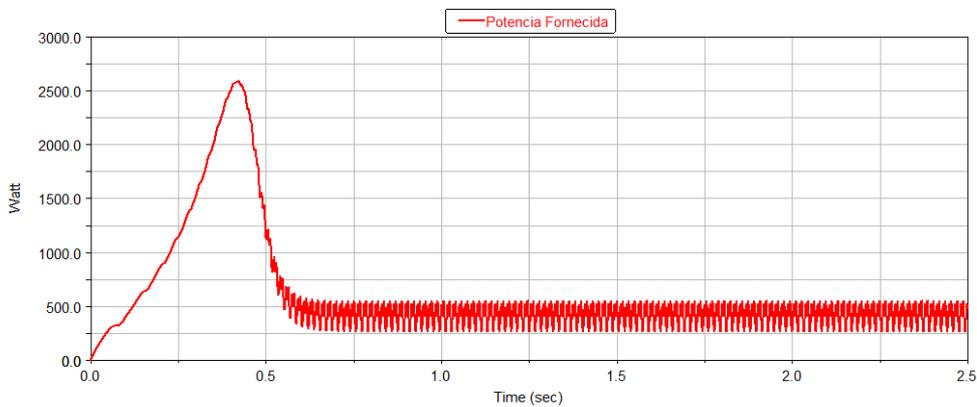


Figura 4: Potência Fornecida pelo Motor Elétrico

O torque e a potência, de acordo com a velocidade angular da manivela, também se estabilizam, com alguma oscilação, em algum ponto após o ponto de máximo torque do motor.

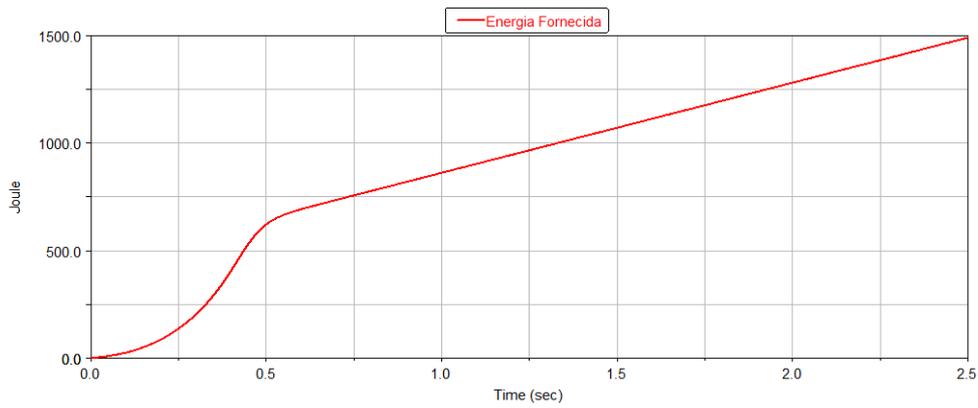


Figura 5: Energia Fornecida pelo Motor Elétrico

Portanto, o volume de ar comprimido e energia gasta foram, respectivamente, $2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ e 1490 J.

Já para o caso com mancal e juntas hidrodinâmicos curtos, os resultados obtidos foram os seguintes (como os efeitos nas juntas são similares aos do mancal, os gráficos estão omitidos nesse artigo, mas presentes no trabalho completo):

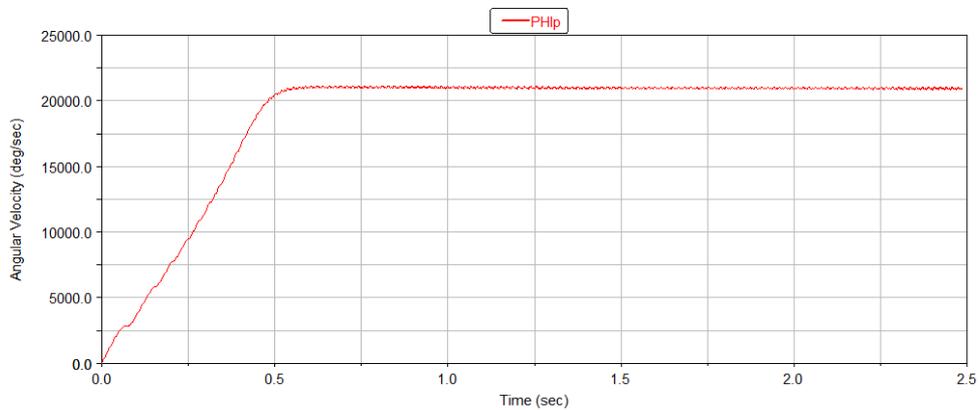


Figura 6: Velocidade angular do volante

Na velocidade angular da manivela, não se observa qualquer diferença perceptível (embora ela esteja presente, com efeito muito pequeno, não podendo ser observado no gráfico).

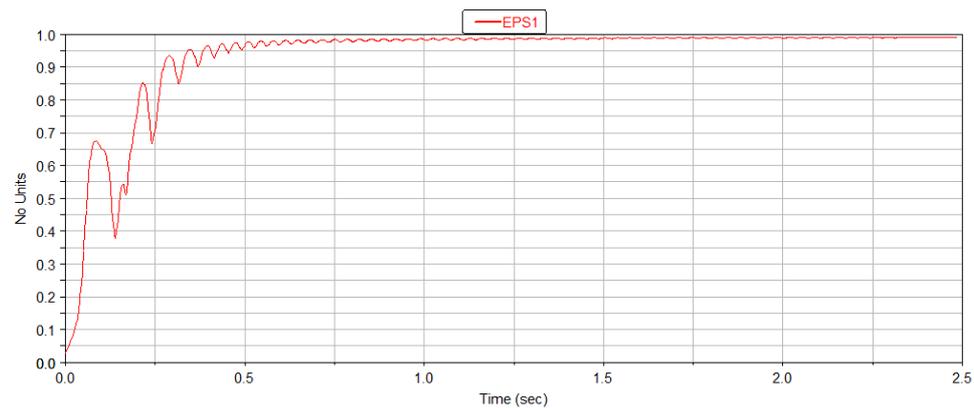


Figura 7: Excentricidade do contato Mancal/Volante

A excentricidade do mancal mostra-se altamente elevada quando o sistema se estabiliza.

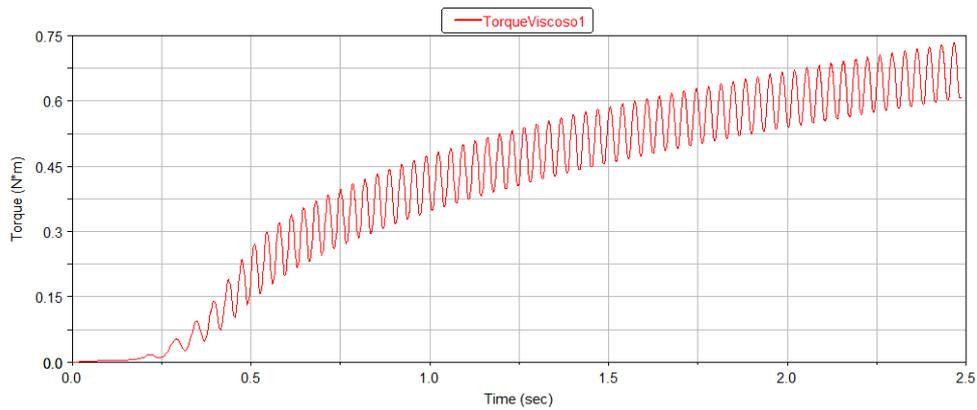


Figura 8: Torque viscoso do contato Mancal/Volante

O torque viscoso mostra-se altamente dependente da excentricidade do mancal hidrodinâmico em questão, além de outros parâmetros construtivos e da velocidade relativa entre as partes do mancal em si.

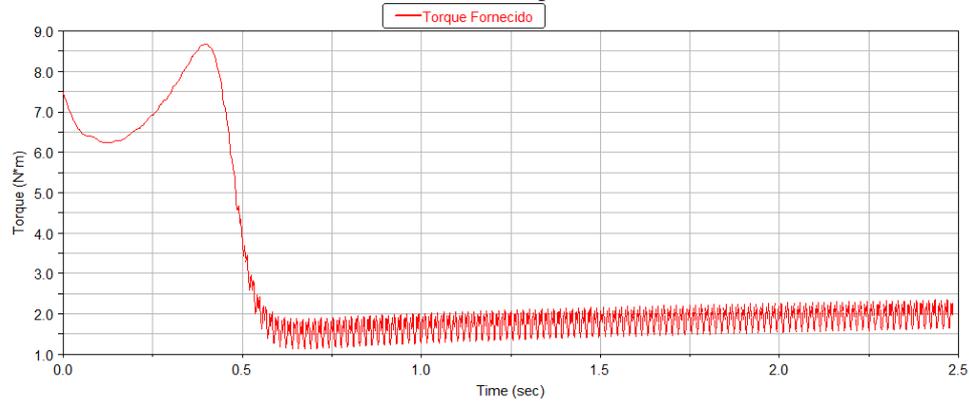


Figura 9: Torque Fornecido pelo Motor Elétrico

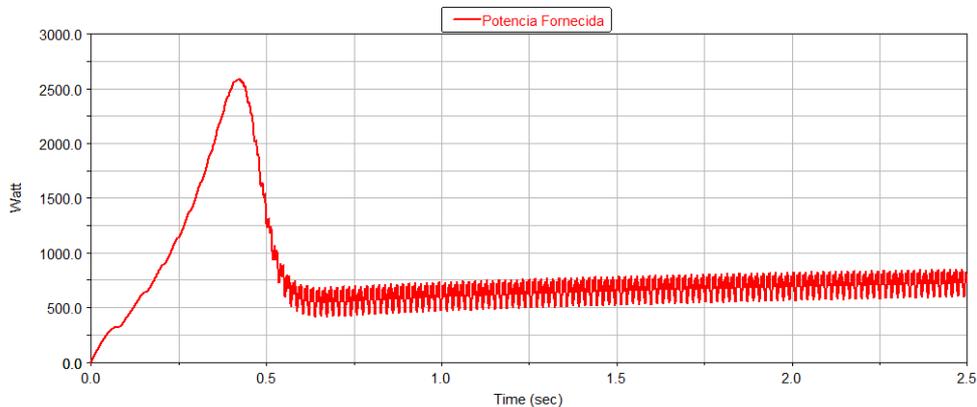


Figura 10: Potência Fornecida pelo Motor Elétrico

Já a potência e o torque fornecidos pelo motor mostram-se mais elevados, quando se estabilizam, justamente pelo fato do atrito viscoso presente, que força a desaceleração do sistema, e para compensar o motor fornece mais torque e consequentemente, maior potência. Portanto, o volume de ar comprimido e energia gasta foram, respectivamente, $2,56 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$ e 1964 J.

Com relação às órbitas observadas, percebe-se uma alta semelhança entre o contato do mancal com a manivela e o contato da manivela com a biela (com alta excentricidade):

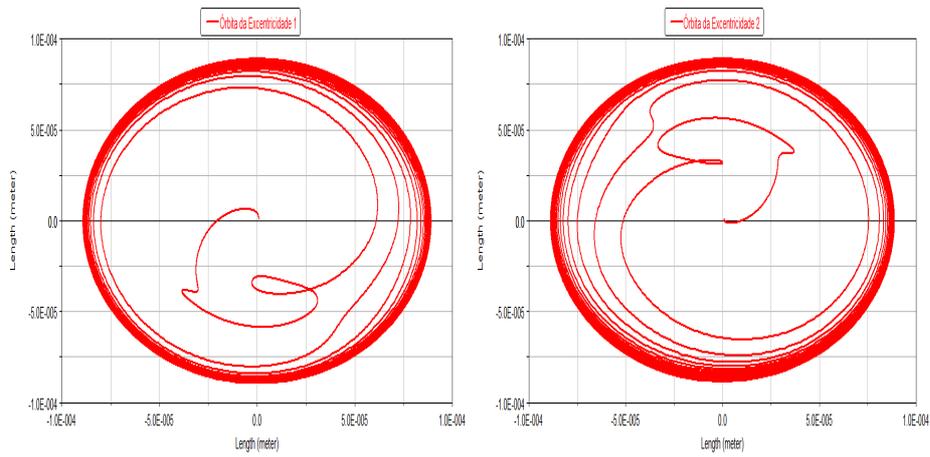


Figura 11: Órbitas do contato: mancal com manivela, e manivela com biela

Já a órbita do contato da biela com o pistão, pode se observar uma grande diferença:

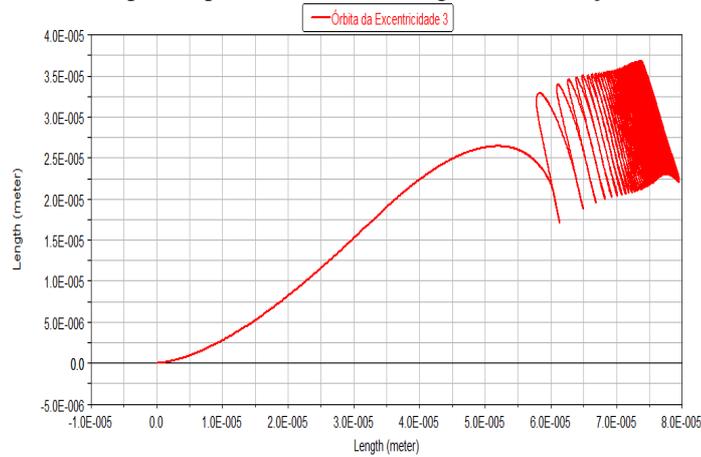


Figura 12: Órbita do contato da biela com o pistão

Tal diferença pode ser explicada pelo fato de na compressão a biela exercer força no pistão no sentido da compressão, que é o mesmo sentido na descompressão, quando o pistão que empurra a biela. A oscilação vertical é explicada pelo ângulo da biela que se altera durante o ciclo.

Com relação aos esforços nos mancais, pode se observar que o modelo criado com mancais hidrodinâmicos curtos pouco difere dos esforços de mancais ideais (se apresentam abaixo os esforços somente do intervalo de 1,9s até 2,5s que já está mais próximo da estabilização, e somente para o contato da biela com pistão, estando os demais presente na tese completa):

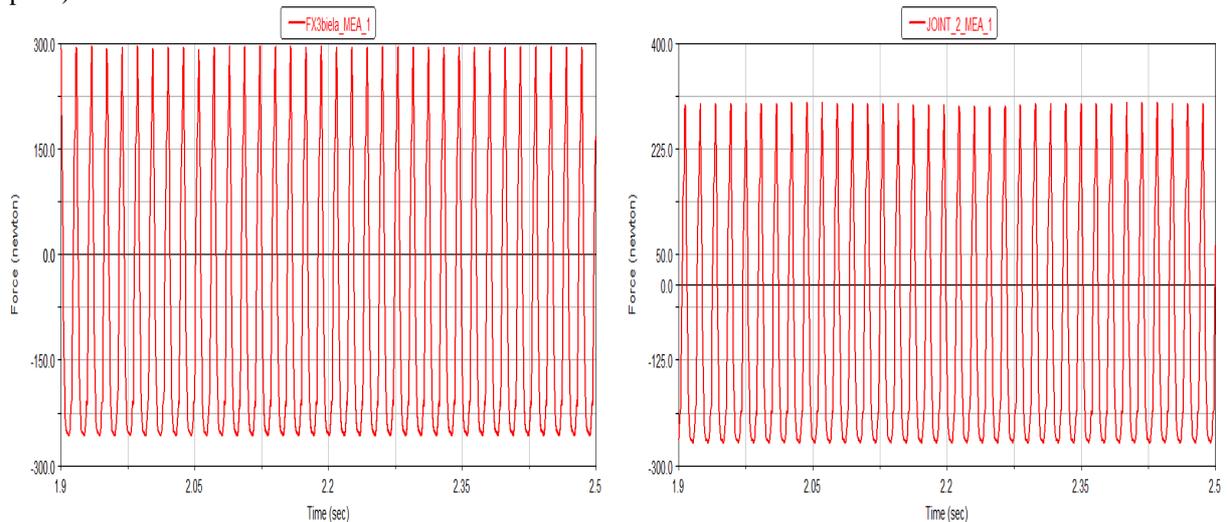


Figura 13: Esforços na direção X no contato Biela/Pistão para o modelo de mancais hidrodinâmicos curtos e ideais, respectivamente

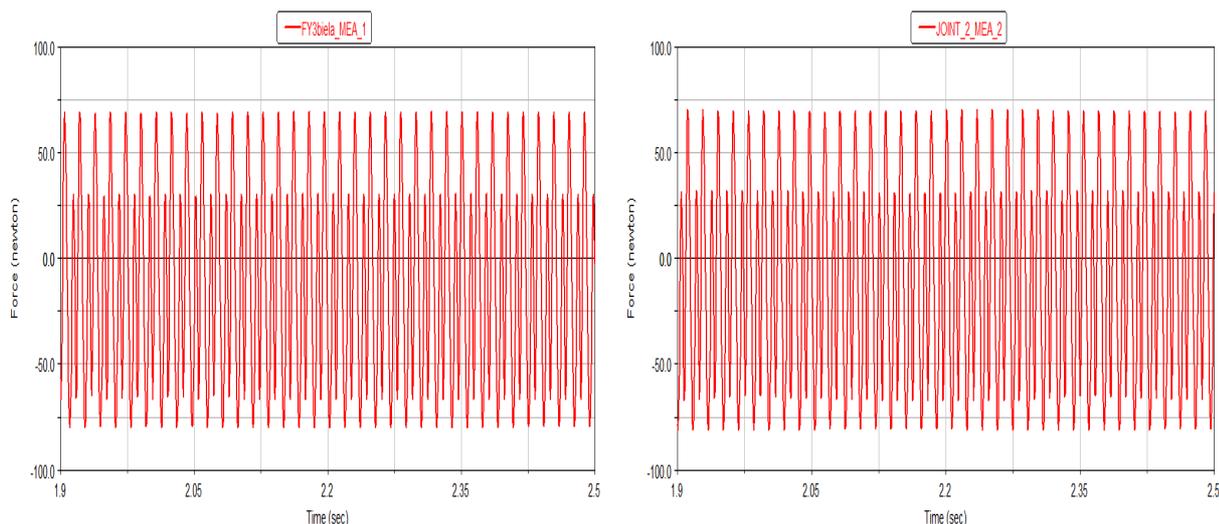


Figura 14: Esforços na direção Y no contato Biela/Pistão para o modelo de mancais hidrodinâmicos curtos e ideais, respectivamente

2.4. Conclusões

O modelo criado permitiu a avaliação dos diversos parâmetros de um compressor alternativo comum, como já muito explorados na literatura, assim como a avaliação do seu mancal e juntas hidrodinâmicas, tanto na excentricidade e órbita dessas, assim como o atrito viscoso presente nelas.

Primeiramente, o modelo mostrou que existe uma pequena diferença de simulação entre o software ADAMS e matlab, proveniente do método de integração usado de cada um, que fica desprezível ao se atingir o regime permanente.

Além disso, o modelo mostrou a faixa de grandeza do atrito viscoso para os casos estudados, assim como a sua curva característica, que é altamente dependente da excentricidade e velocidade relativa entre as partes, assim como dos elementos construtivos tais como comprimento, folga radial e principalmente raio, nos casos de mancais curtos.

Ele mostrou ainda, que, em um dos casos, não houve grande variação das velocidades dos elementos envolvidos (biela, manivela e pistão), mas sim da potência, pois como o atrito viscoso tende a desacelerar tais elementos, o torque fornecido pelo motor aumenta a ponto de reestabilizar as velocidades, e consequentemente aumentando a potência necessária.

Já no outro caso, onde o atrito observado foi muito maior (devido ao maior raio do sistema), pode-se observar que o sistema estabilizou mais rapidamente com significativas alterações nas velocidades dos componentes envolvidos, da potência desprendida pelo motor e do volume de ar comprimido pelo compressor.

Ele mostrou também que a estabilização da excentricidade das juntas e mancal hidrodinâmicos assim como do atrito viscoso é diferente que a estabilização da velocidade de biela, manivela e pistão (no caso mostrado, maior) quando considerados sem atrito.

O modelo construído não se restringe a pequenos compressores, como o caso estudado, podendo-se variar os parâmetros desse para se estudar compressores alternativos de grande escala também (ler o manual em anexo).

O modelo, porém, possui a restrição de mancais hidrodinâmicos curtos, apresentando resultados destoantes da realidade quando o raio do mancal for menor que duas vezes o seu comprimento, e assim só poderá servir como base de comparação para um modelo mais complexo de mancais hidrodinâmicos quando tais valores forem respeitados.

3. Referências

COUTO, PAULO R. C., *Análise de Mancais Radiais Hidrodinâmicos com Aplicação em Compressores Herméticos de Refrigeração*. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006 (Tese de Doutorado);

DURVAL, D. Jr., *Tribologia, Lubrificação e Mancais de Deslizamento*. Editora Ciência Moderna, Rio de Janeiro, 2005.

ESTUPIÑAN, E. A., SANTOS, I. F., *Dynamic Modeling of Hermetic Reciprocating Compressors, Combining Multibody Dynamics, Finite Elements Method and Fluid Film Lubrication*. International Journal of Mechanics, Issue 4, Volume 1, 2007;

GERARDIN, Rodrigo Ceccatto, *Modelo Dinâmico do Sistema Pistão-Biela-Manivela com Mancais Hidrodinâmicos*. Campinas : Faculdade de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas, 2005, 80 p, (Dissertação de Mestrado);

HARNOY, A., *Model-Based Investigation of Friction During Start-Up of Hydrodynamic Journal Bearings*. Journal of Tribology vol. 117. Outubro, 1995.

IZUKA, J. H., *Dinâmica de Sistema Rotor-Biela-Pistão de Compressores Alternativos com Mancais Radiais Hidrodinâmicos*. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009 (Tese de Mestrado);

WEG. *Catálogo de Motores Elétricos - Baixa Tensão (Mercado Brasil)*. Disponível em <http://www.weg.net/files/products/WEG-motores-eletricos-baixa-tensao-mercado-brasil-050-catalogo-portugues-br.pdf>;

ZACHARIADIS, D. C., *Short Bearing Model for the Evaluation of Journal's Dynamic Angular Misalignment Effects on Rotor Vibrations*, ASME paper 98-GT-397, ASME 43rd Gas Turbine Technical Congress, Stockholm, Sweden, 1998.

4. Direitos Autorais

O autor é o único responsável pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

SIMULATION OF THE SYSTEM: PISTON, CONNECTING ROD AND CRANKSHAFT WITH SHORT HYDRODYNAMIC BEARINGS OF A RECIPROCATING COMPRESSOR

Renato Augusto Frey Sabato

Polytechnic School of the University of São Paulo - Prof. Luciano Gualberto, travessa 3 nº 380 - CEP - 05508-970 - São Paulo - SP

renato.sabato@poli.usp.br

Abstract. In this report a simulation of the piston, connecting rod and camshaft system is done with the short bearing model, to investigate the viscous friction among them. Initially the modeling of a simplified system is done, and simulated in scilab, to understand the response of the main components of the system, and also to compare to the full modeling, simulated with the software ADAMS from MSC. The work shows that the excentricity and friction of the bearing and joints is highly dependent on the constructive factors of such componentes, such as length, radius, radial clearance, and oil viscosity used. The work also shows the differences on the simulation of both softwares used, however the modeling is restricted to short bearings.

Keywords. *piston, connecting rod, crankshaft, short hydrodynamic bearing, reciprocating compressor.*