COBEM 87 — IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Florianópolis, SC (Dezembro, 1987)
9th Brazilian Congress of Mechanical Engineering

Mesa com Mancais Aerostáticos para Simulação em um Grau de Liberdade de Sistemas de Controle de Atitude de Satélites Artificiais

LUIZ V.C. CARDIERI e AGENOR T. FLEURY
Instituto de Pesquisas Espaciais — INPE/DMC/MCT
12.201 - São José dos Campos - SP

CARLOS CHIEN-CHING TU
Escola Politécnica — USP
05.508 - São Paulo - SP

UFSC 1987 · 25 ANOS

Serviço de Bibliotecas
Biblioteca de Engenharia Mecânica, Naval e Oceânica

SUMÁRIO

Este trabalho apresenta o projeto de uma mesa apoiada em dois mancais aerostáticos, um axial e outro radial, dimensionados de modo a que se possa simular em laboratório as condições impostas a satélites artificiais no seu movimento de atitude. São ressaltados os parâmetros importantes para este projeto e as dificuldades de construção. São apresentados também a instalação pneumática necessária, os resultados dos testes de desempenho do primeiro protótipo e a plataforma instrumentada para testes com Sistemas de Controle de Atitude.

INTRODUÇÃO

Dentro do projeto de Sistemas de Controle de Atitude (SCAs), que são responsáveis pela estabilização dos satélites artificiais em torno de seu centro de massa, existe a necessidade de um equipamento que possa simular o movimento do satélite durante a fase de desenvolvimento dos componentes físicos do SCA. Isto deve ser feito de maneira a obter dados mais próximos ao desempenho real do satélite em órbita do que os conseguidos com simulações por meio de modelos matemáticos implementados em computadores.

Assim, torna-se importante desenvolver uma plataforma que possa sustentar um modelo físico do SCA e movimentá-lo em torno de um eixo bem definido dentro de condições especiais de estabilidade e atrito. Algumas das características exigidas [1] são:

a) torque perturbador máximo da ordem de 10^{-4} Nm,
b) desvio máximo do eixo de giro da ordem de 0,01°,
c) capacidade de carga mínima: 1000 N (mesmo com rotação nula),
d) medida de posição angular com precisão 0.01° e velocidade angular com precisão 10^{-5} rad/s.

DEFINIÇÃO DO TIPO DE MANCAL

Para suprir as exigências de desempenho, a concepção mais apropriada é uma mesa apoiada em mancais a gás.

A característica decisiva dos mancais a gás em simuladores de movimento de satélites é o seu torque perturbador extremamente baixo. Isto se deve ao fato dos gases possuirem coeficiente de viscosidade dinâmica cerca de 100 vezes menor que os óleos mais finos e aproximadamente 50 vezes menor que a água, na temperatura ambiente. Portanto, o uso de mancais a gás produz condições de atrito bem melhores que qualquer mancal convencional de deslizamento ou rolamento, além de possuir baixo nível de vibração e uma precisa definição do eixo de giro [7].

Entre os mancais a gás, os aerostáticos são os mais indicados para esta aplicação por receberem pressão externa e assim sustentarem cargas independentemente da movimentação da mesa. Além disso, o mancal aerostático apresenta melhores características de rigidez, capacidade de carga, estabilidade e facilidade de fabricação quando comparado com outros tipos de mancais a gás [5]. O gás normalmente empregado é o ar atmosférico filtrado e isento de óleo, e as pressões envolvidas são as geralmente encontradas em instalações pneumáticas industriais.

A seleção do tipo de mancal indica então o uso de dois mancais aerostáticos projetados separadamente: um mancal axial para sustentar a carga principal e um mancal radial para definição precisa do eixo de giro, ambos com boas características de estabilidade e rigidez. Um desenho em corte do primeiro protótipo da mesa está apresentado na Figura 1.

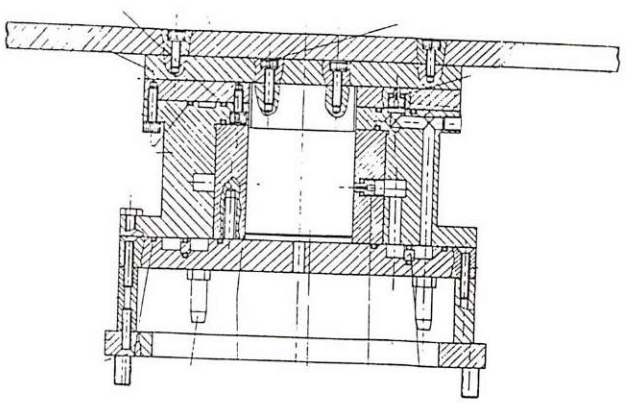


Fig. 1 Mesa com mancais aerostáticos

PROJETO DOS MANCAIS

No desenvolvimento dessa mesa optou-se por projetar e construir um protótipo para ser analisado e aperfeiçoado, definindo, quando possível, características modulares que permitam a fácil substituição de componentes. A geometria dos mancais e seus dutos de alimentação de ar comprimido foram projetados para poder manter diferentes pressões em cada mancal, de modo a conseguir uma melhor regulagem da folga em função da carga.

O procedimento de projeto de cada mancal é tratado a seguir e foi baseado principalmente em critérios descritos nas referências [1], [4], [5] e [7].

Mancal Axial. Entre as diversas geometrias possíveis para mancais aerostáticos axiais, a que melhor concilia as exigências de rigidez, estabilidade e capacidade de carga é a solução que emprega como restritores, orifícios com bolsões ("pockets") cilíndricos, dispostos anularmente. A Figura 2 apresenta um esquema deste mancal.

Para a escolha das dimensões, leva-se em conta que um mancal de grandes dimensões gera maiores dificuldades de usinagem e acabamento por lapidação, mas, em compensação, possui maior rigidez, maior capacidade de carga e menor vazão. Uma solução de compromisso leva a d_e = 150 mm. A relação d_e/d_i influi no coeficiente de carga, e o valor $d_e/d_i = 3$ resulta em um valor próximo do máximo coeficiente possível, conforme Shires [7]. Portanto escolhe-se d_i = 51 mm.

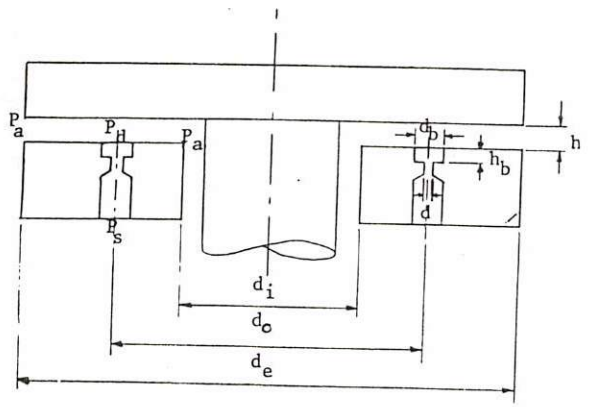


Fig.2 Esquema do mancal axial

O diâmetro do anel de orifícios d_o é encontrado igualando a vazão para fora e para dentro do mancal[5], o que resulta em $d_o = 87,5$ mm.

Como a mesa de simulação operará com diversos equipamentos, a variação de carga deve ser considerada. Isto requer uma abordagem diferente da disponível na literatura. Para uma certa carga axial, existe apenas uma pressão que maximiza a rigidez para uma dada geometria [4], [5]. Adotando como carga média esperada $W_m = 1000$ N, a pressão de alimentação efetiva que produz a máxima rigidez para a geometria escolhida é $P_{e,m} = 2,0$ bar. Nestas condições é analisada a variação da folga axial h com o diâmetro de orifício d. A folga deve ser a menor possível para uma melhor rigidez e menor vazão, mas deve considerar os erros de forma esperados. Adotando 12 orifícios com d=0,5 mm, a folga nas condições médias de carga é por volta de 30 μm, chegando a 23 μm para a carga máxima. Estes valores são adequados para o primeiro protótipo. A carga, a rigidez e a folga são calculados para o ponto de máxima rigidez (indicado com *) em função da pressão $P_e = P_s - P_a$, como mostra a Tabela 1.

Tabela 1. Carga, rigidez e folga do mancal axial em função da pressão

P_e (bar)	W* (N)	K* (10^7N/m)	h* (μm)
1,0	492	1,94	36,1
3,0	1477	7,36	28,5
5,0	2462	14,0	25,0
7,0	3446	21,5	22,8

A presença de bolsões de ar a jusante dos orifícios aumenta a rigidez dos mancais aerostáticos axiais em cerca de 50% [3], [4] e também a sua freqüência natural. Porém, isto causa uma redução na faixa de estabilidade pneumática, que pode ser explicada, em poucas palavras, por um atraso no amortecimento fluido causado pelo efeito de armazenagem dos bolsões. Este atraso se torna mais significativo em maiores freqüências de oscilação do mancal. O efeito de armazenagem cresce com maiores volumes, o que sugere um limite superior para o volume total dos bolsões V_b. Este valor deve ser da ordem de 1/4 do volume da película fluida do mancal axial [3]. Com isto define-se:

$$V_b < V_p/4 \rightarrow N d_b^2 h_b < (d_e^2 - d_i^2) h^*_{mín}/4 \qquad (1)$$

Um outro vínculo geométrico importante para os bolsões é que, para manter a restrição ao fluxo no orifício, a área da seção transversal do orifício deve ser menor que a área de saída do fluido para o bolsão e também menor que a área de saída do fluido do bolsão para o mancal [5], ou seja:

$$\pi d^2/4 < \pi d h_b \rightarrow h_b > d/4, \qquad (2)$$

$$\pi d^2/4 < \pi d_b h^*_{mín} \rightarrow d_b > d^2/4\, h^*_{mín} \qquad (3)$$

O vínculo (3) impõe que $d_b > 2,74$ mm. Tomando $d_b = 3,20$ mm, tem-se pelos vínculos (1) e (2) que:

$$0,13 < h_b < 0,92 \text{ mm}.$$

Portanto, a profundidade do bolsão pode ser escolhida entre os limites de restrição de vazão e instabilidade pneumática. Define-se, então, $h_b = 0,30$ mm.

Mancal Radial. Levando em conta os limites geométricos impostos pelo mancal axial e considerando o coeficiente de pressão $C_{po} = (P_d - P_a)/(P_s - P_a)$ próximo ao valor de máxima rigidez, definido por Powell [5] como $C_{po} = 0,8$, dimensiona-se o mancal radial (Figura 3) por um procedimento semelhante ao do mancal axial.

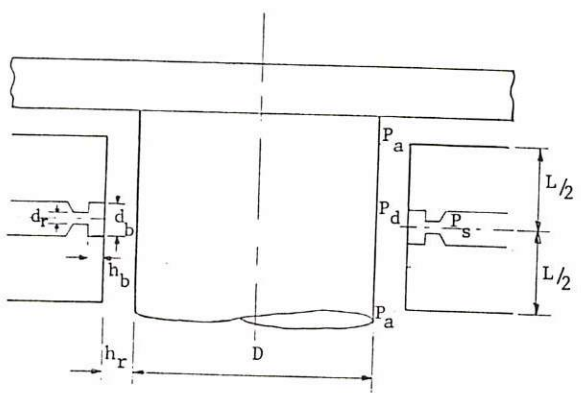


Fig.3 Esquema do mancal radial

Como se pode ver na Figura 3, adota-se uma fileira central de orifícios com bolsões, que possui um total de 8 orifícios. As principais dimensões do mancal para o primeiro protótipo são:

$$D = 50 \text{ mm}, \quad h_r = 20 \text{ μm},$$

$$L = 50 \text{ mm}, \quad d_r = 0,30 \text{ mm}.$$

O diâmetro de orifício está otimizado para operar com $P_e = P_s - P_a = 6,5$ bar, o que resulta em uma carga radial $W_r = 301$ N e uma rigidez radial $K_r = 3,0 \times 10^7$N/m.

Os mancais aerostáticos radiais são menos sujeitos à instabilidade pneumática que os axiais, devido ao melhor amortecimento causado pela maior área efetiva de fluido. No entanto, os vínculos (2) e (3) relativos à manutenção da restrição no orifício devem ser seguidos, e o volume do bolsão minimizado [5]. Como as rotações esperadas são baixas, não é necessário um estudo sobre outras instabilidades, e o bolsão pode ser definido com $d_b = 3,20$ mm e $h_b = 0,15$ mm.

Avaliação da Vazão e do Momento de Atrito. A vazão nos mancais aerostáticos é calculada a partir de gráficos experimentais [4], [5]. Para o mancal axial tem-se $Q_a = 2,1$ dm^3/s e para o radial, $Q_r = 0,5$ dm^3/s, ambos para a máxima pressão. Portanto, a vazão total máxima é estimada em $Q = 2,6$ dm^3/s.

O momento de atrito é um dos componentes do torque perturbador total e pode ser avaliado pela soma do torque devido ao atrito fluido e do torque devido à variação do momento angular do gás através do mancal [2].

Assim, colocando o torque de atrito em função da velocidade angular ω e supondo um escoamento laminar, tem-se para o mancal axial:

$$T_a = \left[\frac{\pi\mu(d_e^4 - d_i^4)}{32h} + \frac{Q_a \rho_{ar} (d_e^2 + d_i^2)}{16} \right] \omega = 2{,}98 \times 10^{-5}\, \omega \,[\text{Nm}].$$

Para o mancal radial, o torque de atrito é:

$$T_r = \left[\frac{\pi\mu D^3 L}{4h_r} + \frac{Q_r \rho_{ar} D^2}{8} \right] \omega = 4{,}63 \times 10^{-6}\, \omega \,[\text{Nm}].$$

O momento de atrito total, considerando ambos os mancais, é dado por:

$$T = T_a + T_r = 3{,}44 \times 10^{-5}\, \omega \,[\text{Nm}].$$

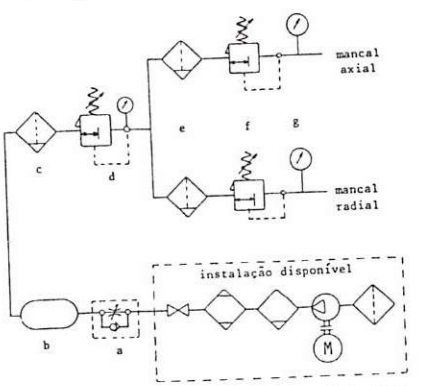
Limitando este valor em 50% do torque perturbador admitido, tem-se: $T_{máx} = 5 \times 10^{-5}$ Nm, o que resulta em $\omega_{máx} = 1{,}5$ rad/s(14 rpm). Este valor é satisfatório para a simulação dos SCAs de satélites estabilizados em 3 eixos, que possuem no seu modo de operação velocidades angulares da ordem de 10^{-4} rad/s.

As demais parcelas do torque perturbador total são de difícil estimação, causadas principalmente por defeitos de forma, circulação de ar e desbalanceamento, devendo ser minimizadas a partir de estreitas tolerâncias de forma para os mancais e avaliadas experimentalmente.

ALIMENTAÇÃO PNEUMÁTICA DA MESA

O ar comprimido destinado ao uso em mancais a gás deve ser filtrado com alta eficiência, retirando impurezas sólidas, líquidas e gasosas (geralmente água e óleo) que são comuns no ar comprimido industrial.

O circuito pneumático completo, projetado a partir de uma instalação industrial típica, está apresentado na Figura 4. Este circuito possui um pequeno tanque para regularização da vazão e reserva de ar para possíveis falhas do compressor e queda de energia. O circuito permite manter diferentes pressões nos mancais radial e axial, e controlar estas pressões com grande precisão através de reguladores e manômetros apropriados.



a) válvula de retenção com estrangulamento,
b) reservatório acumulador,
c) filtro para 50 µm,
d) regulador de pressão,
e) filtro para 1 µm, removedor de óleo,
f) regulador fino de pressão,
g) manômetro com precisão 0,5 %.

Fig. 4 Esquema da instalação pneumática

PROBLEMAS CONSTRUTIVOS

A construção de mancais aerostáticos é dificultada pelas estreitas tolerâncias de forma especificadas no seu projeto [1], [6]. No entanto, a aplicação proposta para esta mesa exige um desempenho obtido somente com peças rigorosamente dentro das tolerâncias, o que é conseguido após um cuidadoso processo de acabamento das superfícies.

Todas as superfícies planas são lapidadas dentro de uma planeza de 2µm e este erro não deve tender ao armazenamento de ar, o que poderia causar instabilidade.

As superfícies cilíndricas estão dentro de uma tolerância de 3 µm com circularidade de 1 µm, obtidas através de brunimento (furo) e retificação (eixo), também sem tendências ao armazenamento de ar.

Os orifícios não devem possuir uma diferença entre os diâmetros reais superior a 5% do valor nominal, para manter a uniformidade de vazão e pressão.

As demais peças do conjunto da mesa que podem transmitir erros macrogeométricos para os mancais também possuem tolerâncias de forma adequadas, até mesmo o disco de 400 mm que é a plataforma superior da mesa.

LEVANTAMENTO EXPERIMENTAL DAS CARACTERÍSTICAS DO PRIMEIRO PROTÓTIPO

Para verificar a conformidade das características do primeiro protótipo da mesa de simulação com as especificações, foram feitos vários testes de desempenho. Os resultados principais são mostrados a seguir.

Variação do Eixo de Giro. Foram medidas a batida radial e a batida axial da plataforma, utilizando vários relógios comparadores simultaneamente, de maneira a minimizar perturbações nas medidas. Para a batida axial obteve-se o valor de 5µm em 200 mm, ou seja, 5 segundos de arco, que é 7 vezes menor que o erro máximo especificado. Na medida da batida radial, não foi detectado erro pelos relógios comparadores com precisão 1 µm, o que indica uma precisão de giro dentro das especificações.

Teste Estático do Mancal Axial. Este teste consiste no levantamento experimental das curvas da carga em função da folga, para diversas pressões de alimentação (Figura 5). Com estas curvas pode-se comparar os valores experimentais com os valores teóricos, a partir da localização dos pontos de máxima rigidez (indicados com cruzes na Figura 5) para cada pressão, pela relação $K = dW/dh \cong \Delta W/\Delta h$ [7].

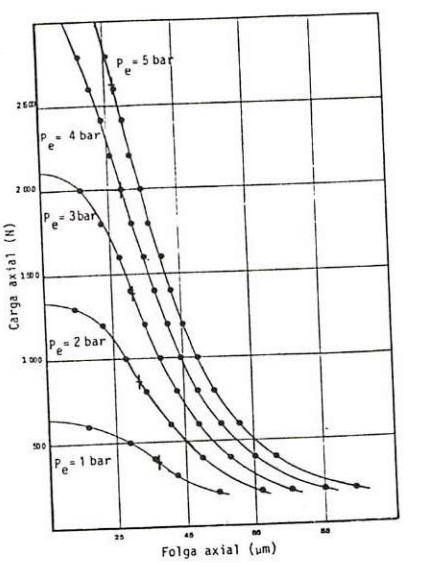


Fig. 5 Carga W x folga h para o mancal axial

Os resultados são satisfatórios e podem ser melhor avaliados através da Tabela 2.

Tabela 2. Comparação entre carga, rigidez e folga nos pontos de máxima rigidez para várias pressões

PRESSÃO P_e (bar)	VALORES EXPERIMENTAIS			VALORES TEÓRICOS		
	W* (N)	K* (10^7N/m)	h* (μm)	W* (N)	K* (10^7N/m)	h* (μm)
1,0	400	1,6	36,0	492	1,94	36,1
3,0	1400	6,7	30,5	1477	7,36	28,5
5,0	2600	12,5	27,5	2462	14,0	25,0

Torque perturbador em baixas velocidades. A mesa de simulação vai operar em baixas velocidades angulares na maioria dos testes previstos, quando será necessário um torque perturbador máximo de 10^{-4} Nm. A verificação deste torque foi feita acompanhando a movimentação da plataforma, com momento de inércia conhecido, em função do tempo. Registrando a posição angular chegou-se à aceleração, cujo valor máximo, $1,5 \times 10^{-4}$ rad/s^2, significa um torque perturbador de $3,0 \times 10^{-5}$ Nm, que está dentro das especificações.

PROJETO DA PLATAFORMA INSTRUMENTADA

Para permitir que a mesa de simulação seja utilizada em testes de SCAs, foram feitos modificações nos mancais de forma a reduzir a vazão e o torque perturbador, e aumentar a rigidez. Além disto, foi projetado um sistema de medida de posição e velocidade angular cujo transdutor é um codificador óptico-digital do tipo incremental, que fornece a posição angular dentro de 0,0036° e a velocidade angular com precisão de 10^{-4}rpm. Nesta nova montagem foram refinados os processos de acabamento e projetados dispositivos de alinhamento e ajuste da plataforma e do transdutor. Um detalhe desta mesa é apresentado na Figura 6.

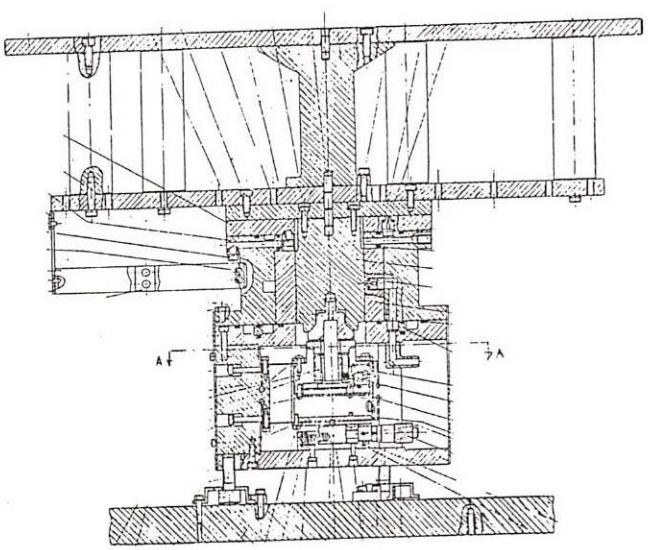


Fig.6 Mesa de simulação com codificador óptico-digital

Para complementar a instrumentação necessária para os testes e simulações foram desenvolvidos um sistema de recepção e transmissão de dados, que possui 15 canais de telemetria e 30 canais de telecomando e um sistema de suprimento de energia que possui um conjunto de baterias de Ni-Cd recarregáveis e conversores DC/DC que fornecem as seguintes tensões estabilizadas: ± 5 V, ± 15 V, + 9 V, + 20 V.

CONCLUSÕES

O desempenho da mesa com mancais aerostáticos mostrou-se muito bom, com a qualidade inicialmente atingida sendo suficiente para produzir os resultados esperados para o primeiro protótipo. No modelo instrumentado, apesar da maior complexidade, espera-se um desempenho ainda melhor, o que permitirá utilizar este equipamento em simulações com modelos físicos de SCAs.

REFERÊNCIAS

[1] Cardieri, L.V.C. Mesa com mancais aerostáticos para simulação em um grau de liberdade de sistemas de controle de atitude de satélites artificiais. Dissertação de Mestrado em Ciência Espacial/Dinâmica Orbital. São José dos Campos, INPE, 1986. 156 p.

[2] Bennett, J.; Marsh, H. The friction torque in externally pressurized bearings. In: International Gas Bearing Symposium, 6. University of Southampton, England, Mar. 27-29, 1974. p. A1-1--A2-9.

[3] Gross, W.A. Fluid film lubrication. New York,NY, Wiley, 1980.

[4] Munday, A.J. Gas bearings. In: Neale, M.J., ed. Tribology handbook. London, Butterworths, 1973.

[5] Powell, J.W. Design of aerostatic bearings. London, Machinery Publishing, 1970.

[6] Purquerio, B.M. Banco de ensaios para mancais aerostáticos axiais, projeto, construção e testes experimentais. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica. São Carlos, EESCUSP, 1975. 87 p.

[7] Shires, G.L. The design of externally pressurized bearings. In: Grassan, N.S.; Powell, J.W., ed. Gas lubricated bearings. London, Butterworths, 1964.

ABSTRACT

This work presents the design of a table supported by a thrust and a journal aerostatic bearings, which were dimensioned to simulate in laboratory the attitude movement of artificial satellites. The most important parameters for this design and the construction problems are emphasized. This work also shows the air supply facility, the results of the first prototype performance tests and the instrumented platform for tests with Attitude Control Systems.