

## CONSTRUÇÃO DE BANCO DE TESTES DE RETENTORES

Luiz Carlos Vidal Castro\*

Jan Leon Scieszko\*

Sylvio Jose Ribeiro de Oliveira\*

\*Universidade Federal do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Caixa Postal 68503, 21945-970, Rio de Janeiro, RJ, Brasil

***Abstract.** Radial lip seals are very common machine elements. Nevertheless, there is not yet an incontestable theory to explain the lubrication and sealing mechanisms in the contact zone seal-shaft. Temperature, contact pressure, surface roughness, dynamic and static shaft eccentricities, shaft rotations and lubricant properties are important parameters to determine the tribological conditions in the sealing zone. The usual contact width between shaft and seal is narrower than 0,2 mm and the fluid thickness doesn't reach 1  $\mu\text{m}$ . Therefore, it's not easy to realize experiments to achieve precise results about the working conditions in the sealing zone. A test machine was built at UFRJ for testing radial lip seals with 80 mm diameter and shaft rotations up to 4,200 rpm. The frictional torques from the radial lip seal and the lubricant bath temperatures close to the contact zone can be measured. The test machine is quite operational and its first results are presented.*

***Keywords:** Tribology, Machine Design, Radial Lip Seal, Lubrication, Sealing.*

### 1. INTRODUÇÃO

Retentores (vedadores radiais de lábios) são elementos de máquinas largamente utilizados para vedação de fluidos lubrificantes. São amplamente aplicados, por exemplo, na indústria automobilística como principais elementos de vedação em eixos de manivelas de motores. Apesar do custo de aquisição ser relativamente baixo, a troca desses elementos sempre é um trabalho demorado e custoso. Por outro lado, devido a problemas ambientais e custos de novos fluidos lubrificantes sintéticos, vazamentos vêm se tornando cada vez menos toleráveis e, por isso, um aumento de vida útil do retentor torna-se desejável. Por exemplo: é muito comum observar motores de automóveis com vazamentos nos retentores do eixo de manivela já a partir de 50.000 km rodados, porém os motores de veículos de passeio costumam rodar até 150.000 km sem que sejam necessários serviços de manutenção mais intensos (retificação de motor e etc.). Um aumento de vida útil dos retentores é buscado, entretanto, muitos dos vazamentos acontecem, sem que a verdadeira causa seja constatada.

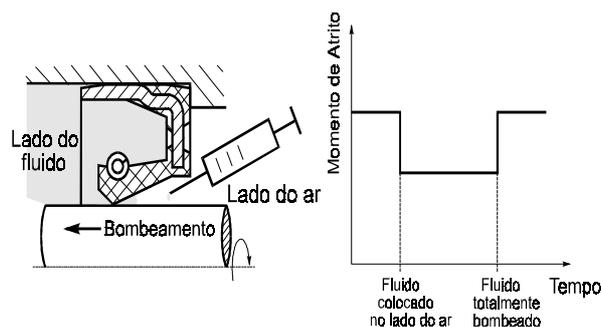
Retentores são elementos de máquinas desenvolvidos até as formas atuais, através de métodos empíricos, pois os fenômenos combinados de vedação e lubrificação, que ocorrem na

zona de vedação retentor(lábio)-eixo, não são completamente compreendidos até hoje. A situação de montagem de um retentor não é especialmente favorável à lubrificação, mesmo assim esses elementos são largamente usados para vedação (SIMCAT – FREUDENBERG-NOK Componentes do Brasil LTDA, 1997), para velocidades periféricas de superfície de eixo de até  $15 \text{ m.s}^{-1}$ , mantendo a capacidade de vedação e com taxas de desgaste relativamente baixas.

Jagger (1957) observou que, sob condições dinâmicas (eixo em movimento), o fluido lubrificante penetra na zona de vedação. Já que a zona de contato retentor-eixo pode ser vista como duas superfícies paralelas com velocidade relativa, tornou-se difícil esclarecer como uma pressão hidrodinâmica pode ser gerada, para separar as duas superfícies, mantendo o desgaste baixo. Jagger (1957), para esclarecer o mecanismo de vedação, formulou uma hipótese, na qual tensão superficial do óleo criaria um menisco na interface fluido-ar, que impediria o óleo de fluir através da abertura entre o retentor e o eixo. Esse menisco dependeria, segundo Jagger (1957), de um equilíbrio entre tensão superficial do fluido lubrificante e o contato desse fluido com o material do eixo e do retentor, formando assim uma estável interface fluido-ar.

Hermann e Seffler (1985) colocaram, com uma seringa, uma pequena quantidade de fluido lubrificante no lado do ar do retentor com o eixo girando (Fig. 1). Eles observaram que essa pequena quantidade de fluido lubrificante fluiu do lado do ar do retentor para o lado do fluido. Esse fenômeno foi denominado como mecanismo de "bombeamento". O momento de atrito, que foi medido durante o ensaio, determinou o fim e o início do "bombeamento". A diferença entre o momento de atrito em condições normais e o "bombeamento" pode chegar até 40%, dependendo da combinação retentor-óleo.

A taxa de fluxo foi determinada pela medida do tempo para uma certa quantidade de óleo que foi bombeada através da zona de contato retentor-eixo. Um súbito decréscimo do momento de atrito indicou o começo, e um súbito aumento do momento de atrito marcou o fim do bombeamento. Após a observação desse fenômeno, pode-se concluir que os retentores realizam um processo de vedação dinâmico, não havendo uma separação completa entre o fluido a ser vedado (normalmente fluido lubrificante) e o meio externo (normalmente ar).



**Fig. 1 Mecanismo de Bombeamento**

Kammüller e Müller (1986) e Müller (1987) que em investigações anteriores, observaram a formação de estruturas de rugosidade na superfície de retentores já usados, onduladas e transversais à direção de deslizamento do eixo, supuseram que a combinação dessas microestruturas com uma pressão radial assimétrica, oriunda da forma do retentor sobre o eixo, poderia causar uma distribuição de tensões de cisalhamento assimétrica na superfície do retentor, devido ao atrito desigual, e com isso gerando uma deformação assimétrica da superfície do retentor na direção de deslizamento. Essa deformação assimétrica seria responsável por um efeito hidrodinâmico similar ao observado em mancais em "espinha de

peixe". Müller (1987) afirmou que, como os canais oriundos das microestruturas onduladas seriam mais longos do lado do ar, haveria assim uma maior movimentação de fluido axialmente do lado do ar para o lado do fluido dos retentores. Desse modo, o filme na zona de vedação encontrar-se-ia em um equilíbrio dinâmico. O problema dessa hipótese é que essas microestruturas onduladas não aparecem sempre nas superfícies de retentores que, apesar disso, apresentam condições normais de serviço.

Em investigações do comportamento simultâneo do momento de atrito e temperatura na zona de vedação, para diferentes rotações do eixo, conduzidas por Oliveira (Oliveira, 1995), não foram observadas tais microestruturas onduladas em retentores, que trabalharam com condições normais de serviço. Além disso, os resultados obtidos de momento de atrito e temperatura na zona de vedação indicaram que as espessuras de filme são inferiores a  $1\ \mu\text{m}$  e, como as velocidades de deslizamento são superiores a  $1\ \text{ms}^{-1}$ , os gradientes de velocidade do fluido lubrificante são superiores a  $10^6\ \text{s}^{-1}$ . Para essas condições foi questionado o comportamento newtoniano do fluido lubrificante.

Foi formulada uma nova hipótese sobre os mecanismos combinados de lubrificação e vedação na zona de contato de retentores baseada no comportamento não-newtoniano dos fluidos lubrificantes (Oliveira, 1995), (Oliveira *et al*, 1996), (Oliveira *et al.*, 1997).

Oliveira *et al* (1997) propuseram que a espessura de filme  $h(z)$ , capaz de suportar a pressão realizada pelo retentor sobre o eixo, quando o retentor está sob condições normais de funcionamento, pode ser descrita da seguinte maneira:

$$h(z) = \left( \frac{v_2(z)}{P_{RK}(z)} \right)^{1/2} U \quad (1)$$

Como pode ser observado, a espessura de filme  $h(z)$  na zona de vedação de retentores é determinada pela velocidade  $U$  da superfície do eixo, pela distribuição de pressão oriunda da força radial do retentor  $P_{RK}(z)$  e por uma propriedade do fluido lubrificante, o coeficiente da segunda função de tensão normal  $v_2$ . Esse coeficiente representa a propriedade visco-elástica do fluido lubrificante, e o seu valor é determinado pela estrutura molecular do fluido lubrificante.

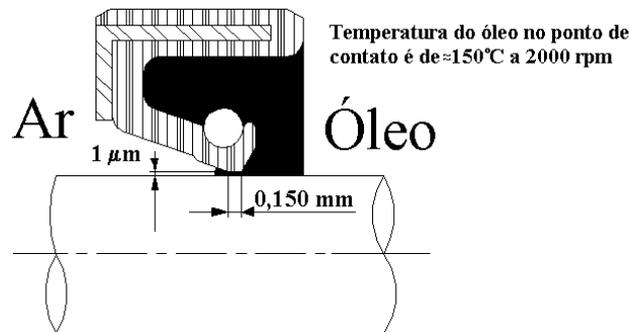
Para a situação de "bombeamento", Oliveira *et al* propuseram a seguinte expressão para o fluxo de massa de fluido  $Q$  do lado do ar para o lado do fluido do retentor:

$$Q = 2\pi r \frac{\rho v_2}{\eta_z} U \phi \quad (2)$$

Onde  $r$  é o raio do eixo,  $\rho$  é a massa específica,  $v_2$  o coeficiente da segunda função de tensão normal, e  $\eta_z$  a viscosidade dinâmica do fluido lubrificante. A viscosidade dinâmica do fluido lubrificante na zona de contato retentor-eixo foi considerada uma propriedade anisotrópica e  $\eta_z$  é a viscosidade dinâmica perpendicular à direção de cisalhamento.  $U$  é a velocidade periférica da superfície do eixo e a função  $\phi$  depende basicamente da forma construtiva do retentor, contendo informações sobre a distribuição de pressão radial exercida na superfície do eixo.

Os fenômenos combinados de lubrificação e vedação em retentores são complexos, envolvem vários parâmetros de influência simultaneamente e para poder-se compreender melhor esses fenômenos, torna-se necessário o apoio de uma estrutura experimental, que

permita gerar resultados. Tanto as hipóteses que consideram prioritariamente a estrutura superficial dos eixos e retentores (Müller, 1987), quanto a hipótese que considera fundamental a interação entre eixo, fluido lubrificante e retentor (Oliveira *et al.*, 1997), não são completamente comprovadas por trabalhos experimentais definitivos. Deve-se ressaltar, que os fenômenos de lubrificação e vedação acontecem em uma zona de contato de dimensões muito pequenas e com condições que dificultam muitíssimo a observação dos mesmos, como se pode observar na Fig. 2.



**Fig.2 Zona de Contato Retentor-Eixo**

Talvez nenhuma hipótese, até agora formulada, sozinha, consiga esclarecer todos os fenômenos que acontecem na zona de vedação de retentores. Para poder aprofundar o trabalho de investigação dos mecanismos combinados de lubrificação e vedação, tornou-se fundamental a construção de um banco de testes, no Laboratório de Metrologia da UFRJ, capaz de dar apoio à pesquisa com retentores. As principais características desse banco de testes serão a seguir descritas.

## 2. CRITÉRIOS BÁSICOS DE PROJETO

Um dos objetivos básicos do banco de testes trata da obtenção de resultados que permitam aprofundar uma melhor avaliação da hipótese de Oliveira *et al* (1997). Porém deve-se observar melhor agora a dificuldade de investigação das condições de lubrificação e vedação em retentores. Todas as hipóteses, inclusive as, que consideram o fluido newtoniano, têm como ponto fundamental a distribuição de pressão oriunda da força radial do retentor  $P_{RK}(z)$ . Entretanto, não se consegue medi-la, muito menos em condições de serviço, onde temperatura e força de atrito influenciam fortemente. Métodos numéricos de cálculo produzem resultados ainda muito longe da confiabilidade desejada (Stakenberg *et al*, 1990). O coeficiente da segunda função de tensão normal  $\nu_2$  e a viscosidade dinâmica do fluido lubrificante  $\eta_z$  são grandezas cujos atuais reômetros não conseguem ainda medir, devido aos gradientes de velocidade envolvidos (acima de  $10^6 \text{ s}^{-1}$ ). Sensores microscópicos confiáveis, que possam penetrar na zona de vedação, medir pressões e espessura de fluido, sem distorcer fortemente as condições normais de funcionamento, ainda não são disponíveis. Portanto, o banco de testes de retentores foi projetado para gerar informações a partir de grandezas macroscópicas (semelhante aos demais existentes mundialmente), sendo a mais importante o momento de atrito oriundo do movimento relativo das superfícies. Além disso, deve-se medir a temperatura do fluido. O projeto prevê, no futuro, a medição de temperatura na zona de contato retentor eixo, porém técnica e financeiramente optou-se, para em um primeiro estágio, medir-se a temperatura do banho de fluido lubrificante bem próximo à zona de contato retentor-eixo.

O desenvolvimento da construção do banco de testes recebe o apoio Freudenberg-NOK Componentes do Brasil LTDA. Os técnicos da empresa indicaram como retentores problemáticos aqueles de diâmetro superior a 70mm (principalmente, devido à velocidade periférica elevada da superfície do eixo). Simultaneamente, o Laboratório de Metrologia da UFRJ mantém um trabalho conjunto com o Departamento de Técnicas de Construção II da Universidade Técnica Hamburg-Harburg (TUHH) que possui vários bancos de prova de retentores. Como ponto de partida do projeto, dois critérios básicos podem ser citados: retentores de teste com diâmetro superior a 70 mm e um banco de provas que possa ser um complemento às facilidades existentes na TUHH.

Os testes com retentores são normalmente longos. Vai se buscar através de testes, com diversos retentores, em montagem normal, trabalhando com diferentes fluidos lubrificantes, verificar e entender melhor a influência da combinação eixo-fluido-retentor sobre as condições tribológicas na zona de vedação. Além disso, serão executados testes de "bombeamento" para diversas rotações do eixo, para eixos de material e substrato diferentes, para modelos diferentes de retentores e fluidos lubrificantes. Vai se buscar através da medição da redução de momento de atrito durante o bombeamento (Fig. 1) e da quantidade do fluido "bombeado", informações sobre a função  $\phi$  e sobre as propriedades reológicas do fluido lubrificante. Assim, optou-se pela utilização do banco de provas na posição vertical, pois há, a priori, uma maior facilidade na captação do fluido no processo de "bombeamento", já que nesta posição a própria natureza contribui (força da gravidade) e o banco de provas montado dessa maneira diferencia-se de todos os existentes na TUHH.

### **3. DESCRIÇÃO DO BANCO DE TESTES DE RETENTORES**

O Banco de Testes de Retentores pode ser dividido em quatro grandes sistemas: Estrutura, Acionamento, Suporte do Eixo, e Sistema de Medição e Aquisição de Dados.

#### **3.1 Estrutura**

A estrutura utilizada para a confecção do banco de testes de retentores, foi uma estrutura já existente no Laboratório de Metrologia da UFRJ de uma máquina de metrologia, que tinha e ainda continua tendo a finalidade de medições em engrenagens, (modelo ZA 450 S da Carlzeiss Jena). Essa máquina é constituída de uma base em ferro fundido, de forma retangular medindo 1320mm de comprimento x 510mm de largura x 600mm de altura, com uma espessura de parede de 20mm, sendo totalmente estruturada em nervuras que dão uma rigidez muito grande, sendo apoiada em calços de polímero que tem como finalidade absorver choques e vibração. É composta também de uma estrutura vertical que mede 280mm de comprimento x 300mm de largura x 800mm de altura, com uma espessura de 20mm, feita em ferro fundido. Essa estrutura vertical é composta de guias verticais que através de um sistema de alavanca, parafuso sem-fim e cremalheira, faz com que o carro vertical tenha condições de subir e descer. A estrutura é composta também de um carro horizontal que mede 350mm de comprimento x 300mm de largura x 60mm de altura, de ferro fundido com uma espessura de 20mm, que tem a possibilidade de se deslocar horizontalmente sobre a base através de guias e um sistema de manivela, parafuso sem-fim e cremalheira, tendo também a possibilidade de movimento vertical de subir e descer através de um motor de corrente alternada de 220V. O carro horizontal possui de um sistema de freio que evita pequenos deslocamentos horizontais, quando em teste.

### 3.2 Acionamento

Um motor elétrico trifásico, acionado por um conversor de frequência. movimenta, através de um sistema de polias sincronizadoras e correia, o eixo principal do banco, o qual está ligado à ponta de teste. O uso do conversor de frequência permite a seleção contínua de rotações até 4.200 rpm. O motor elétrico está preso à estrutura da máquina através de coxins, os quais foram necessários para diminuir o efeito da vibração oriunda do motor no sistema.

**MOTOR:** Motor trifásico, 220V – 60Hz, 4 polos, 2.2KW (3 CV) – 1750 rpm. Fabricante, WEG MOTORES. A carcaça do motor foi superdimensionada, com o objetivo de dissipar calor durante o funcionamento em baixas rotações.

**CORREIA:** Sincronizadora POWER GRIP HTD 1.440 – 8M – 20. Comprimento primitivo, 1.440 mm. Numero de dentes, 180. Largura, 20mm.

**POLIAS:** Polias sincronizadoras POWER GRIP 48 – 8M – 20. Diâmetro primitivo, 112,23 mm. Numero de dentes, 48. Tipo, 6F. Largura, 20mm.

**CONVERSOR DE FREQUÊNCIA:** Modelo, Micromaster 6 SE 3121 – OCC40. Entrada, 230V – (3 a 12 A) – 47 / 63 Hz. Saída, 0 / 650 Hz. Motor, 3Hp (2,2 KW). Proteção, IEC 536 / UDE 0106 classe 1. Fabricante: SIEMENS.

### 3.3 Suporte do Eixo

O Suporte do Eixo, mostrado na Fig. 3, tem como objetivo dar sustentação e movimento à ponta de teste 80 mm de diâmetro, em torno da qual serão montados os retentores a serem testados.

O suporte é composto de: carcaça feita em aço SAE 1020 e uma base que faz a ligação através de quatro parafusos ao carro vertical da estrutura da máquina, sendo feita também do mesmo material da carcaça. Carcaça e base são ligadas entre si por solda. O eixo é construído em aço inox 304, sendo responsável pela rotação da ponta de teste e pelo alinhamento entre a parte interna e externa do retentor para uma faixa de concentricidade de 0,03mm. O eixo é mancalizado à carcaça através de rolamentos cônicos. A base de sustentação é ligada a carcaça através de solda, fazendo o alinhamento do retentor. Esta base, sustenta a zona de teste através de seis parafusos.

Na ponta de teste, foi colocada uma tampa, que tem como objetivo, fazer a centragem do eixo à contra ponta rotativa (cone morse nº 3 com sua haste modificada para poder ser adaptada à estrutura da máquina). A contra ponta, além de contribuir no alinhamento, tem como função reduzir vibrações da ponta de teste devido à excentricidades dinâmicas.

O mancal de rolamentos radiais, suporta os retentores, é um sistema suspenso, livre para girar. Conforme a ponta de testes adquire rotação, o momento de atrito oriundo do contato retentor-eixo tenderia a girar o eixo interno do mancal de rolamentos radiais. Entretanto essa rotação é impedida por uma haste, sobre a qual é colada uma ponte de extensômetros elétricos (*Strain-Gauges*). Essa haste compõe, portanto a célula de carga, que funciona por flexão, podendo ser medido assim o momento de atrito causado pelo retentor. Um termoresistor (PT-100) em forma de *L* fica durante os ensaios mergulhado no banho de fluido lubrificante, monitorando a temperatura desse banho o mais próximo possível da zona de contato do retentor. Pode-se citar, que por razões de cunho didático, as temperaturas das pistas externas dos rolamentos cônicos são também medidas por termoresistores (PT-100).

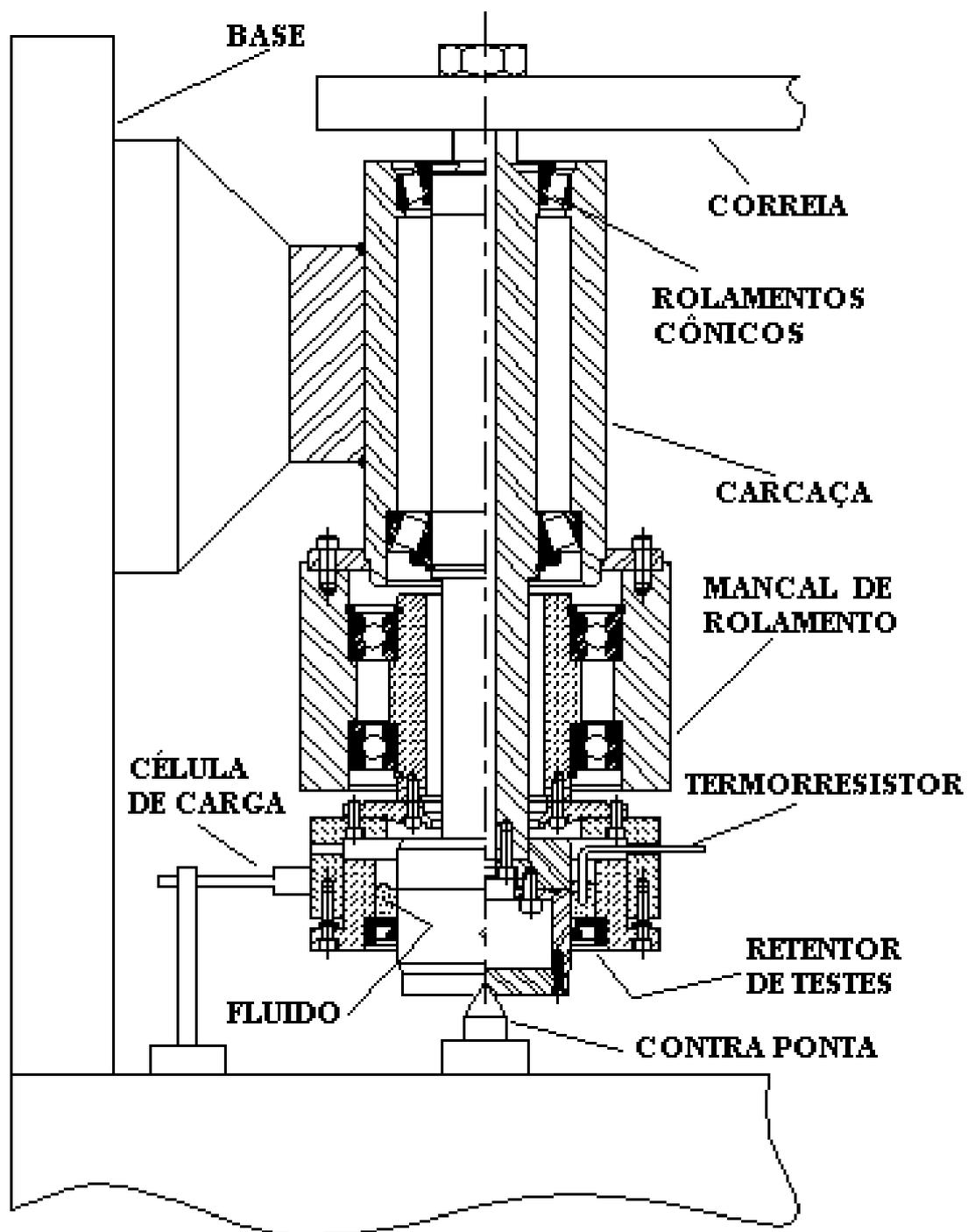


Fig. 3 – Suporte do Eixo

### **3.4 Sistema de Medição e Aquisição de Dados**

No atual formato do banco de testes de retentores estão sendo medidos, o momento de atrito, a temperatura do banho de fluido lubrificante e as temperaturas das pistas externas dos rolamentos cônicos.

O momento de atrito é medido através de uma célula de carga construída no Laboratório de Metrologia da UFRJ, com sinais oriundos de extensômetros elétricos. O sinal da ponte de extensômetro é amplificado em um amplificador construído também no Laboratório de Metrologia da UFRJ a partir de circuitos HBM-ME 30. Há uma disponibilidade de serem tratados até três sinais de extensômetros, com previsão de expansão para seis canais.

Os sinais de temperatura de termoresistores são tratados por circuitos de tecnologia da TUHH, com a qual, como já foi mencionado, existe um programa de intercâmbio. Atualmente há disponibilidade para o tratamento de até seis sinais oriundos de termoresistores.

Os sinais de momento de atrito e temperatura, após serem amplificados, são levados a uma placa de distribuição, que permite a condução do sinal, através de cabos, para até três distintos modos de aquisição. Os sinais tratados são atualmente acompanhados em tempo real, por um Registrador X-t, marca Yokogawa, modelo LR 4120, de quatro canais. Foi adquirida recentemente uma placa de aquisição de dados, marca National Instruments, modelo AT-MIO-16E-10. Assim, pode-se trabalhar o sinal de medição de modo analógico e simultaneamente de modo digital.

## **4. TESTES INICIAIS**

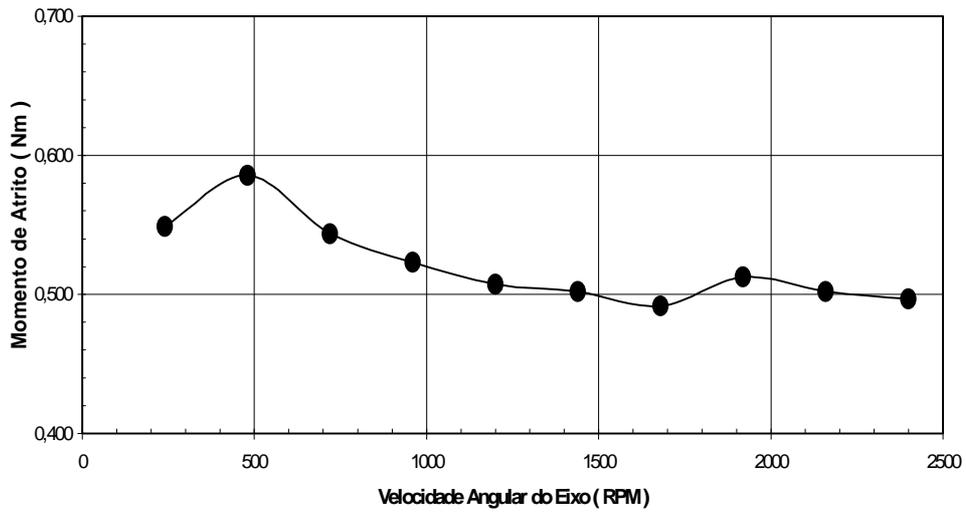
Após a fabricação e montagem do banco de testes de retentores realizou-se uma série de testes para verificação da capacidade de geração de resultados.

Inicialmente foi calibrada a célula de carga de medição de momento de atrito. Foram colocadas massas calibradas, através de um mecanismo de polia em um raio conhecido. Essas massas calibradas realizaram assim um momento determinado sobre o eixo interno do mancal de rolamentos radiais. Ao ser impedido de girar pela haste da célula de carga foi verificada a tensão elétrica amplificada, oriunda da ponte de extensômetros. Deve-se afirmar, que não há retentor montado durante a calibração. A célula de carga pode medir momentos de atrito até 2,00 Nm. Esse limite pode ser ampliado caso necessário. A incerteza de calibração demonstrada pelo sistema foi de 0,02 Nm.

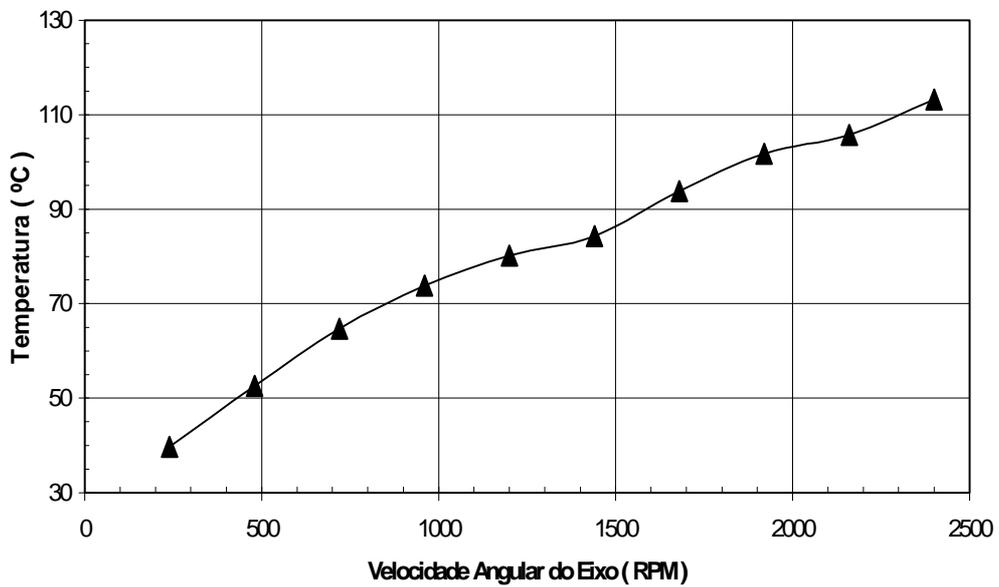
Após a calibração foi montado em posição normal um retentor NBR BA 80-110-10 e o fluido lubrificante usado foi o óleo multiviscoso SHELL - HELIX SUPER SAE 20W-50. Os resultados obtidos do comportamento do momento de atrito e temperatura do banho de fluido para rotações entre 240 e 2.400 rpm, podem ser observado nas Fig. 4 e Fig. 5.

Tanto o momento de atrito, quanto a temperatura para cada valor de rotação do eixo, são valores lidos após a estabilização da temperatura do banho de fluido, pois, quando se aumenta a rotação há um aumento da geração de calor.

Esses resultados são bastante semelhantes aos já medidos com retentores similares (Oliveira, 1995). Deve-se ressaltar, que o banho de fluido não é resfriado e, portanto, a temperatura aumenta sempre, que a rotação é elevada. É previsto para o futuro a realização do controle da temperatura do banho de fluido lubrificante.



**Fig. 4 – Momento de Atrito em função da velocidade angular do eixo.**



**Fig. 5– Comportamento da temperatura do banho de fluido lubrificante em função da velocidade angular do eixo**

## 5. CONCLUSÃO

Foi construído um banco de testes de retentores com capacidade de ensaiar retentores de diâmetro 80 mm, com seleção contínua de rotações do eixo até 4.200 rpm. O momento de atrito causado pelo retentor e a temperatura do fluido lubrificante próxima a zona de vedação. O projeto e a construção do banco de testes foram executados, quase que inteiramente na UFRJ. Os primeiros testes mostraram, que o equipamento funciona adequadamente e tornar-se-á uma ferramenta importante na investigação das condições tribológicas da zona de contato retentor-eixo. Investigações serão conduzidas para verificar a influência dos fluidos lubrificantes e das geometrias dos retentores no momento de atrito e nas taxas de bombeamento.

### *Agradecimentos*

Gostaríamos de agradecer ao WUS - World Univerity Service, que financiou parcialmente o sistema de tratamento de sinal e aquisição de dados, à FINEP - Financiadora de Estudos e Projetos, que financiou, através do programa REENGE, a construção do banco de testes de retentores, à CAPES - Coordenação de Apoio ao Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior, que financia, através do Programa PROBRAL, o intercâmbio entre a UFRJ e a TUHH e à Freudenberg-NOK Componentes do Brasil LTDA, que forneceu os retentores usados nos testes.

## REFERÊNCIAS

- Hermann W., Seffler H-W., 1985, „*Neue Erkenntnisse für den Abdichtmechanismus von Radial-Wellendichtringen*“, *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*, Editor: Richard van Basshuyen, vol 87, pp. 39-45.
- Jagger, E. T., 1957, „Rotary shaft seals: The sealing mechanism of synthetic rubber seals running at atmospheric pressure“, *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, pp. 597 – 616.
- Kammüller M., Müller H.K., 1986, „*Physikalische Ursachen der Dichtwirkung von Radial-Wellendichtringen*“, *ATZ – Automobiltechnische Zeitschrift*, Editor: Richard van Basshuyen, vol 88, pp. 39-45.
- Müller, H.K., 1987, „*Concepts of Sealing Mechanism of Rubber Lip Type Rotary Seals*“, *Proc. 11<sup>th</sup>. Conf. On Fluid Sealing, BHRA*, paper c3, pp. 123 – 138.
- Oliveira S.J.R., *Das nichtnewtonsche Verhalten von Fluiden bei hohen Schergerällen als Erklärung der Schmierungs- und Dichtvorgänge bei Radialwellendichtringen*, tese de doutorado apresentada na Technische Universität Hamburg-Harburg, 21.12.1995.
- Oliveira, S. J. R. , Wollesen, V. M., Vötter, M., 1996, „*Schmierungs- und Dichtvorgänge bei Radialwellendichtringen: Eine Beschreibung mit Hilfe des Nichtnewtonschen Verhalten von schmierenden Fluiden bei hohem Schergerällen*“, *Tribologie und Schmierungstechnik*, Editor: Prof. Dr. W.J. Bartz, edição 1/1996, pp. 35-39.
- Oliveira, S. J. R. , Wollesen, V. M., Vötter, M., 1997, „*Comportamento Visco-Elastico dos Fluidos Lubrificantes na Zona de Vedação de Retentores*“. *Anais do XVI COBEM*, Dez., paper 266, Bauru, Brasil.
- SIMCAT, 1997, Catálogo de Produtos da Freudenberg-NOK Componentes do Brasil LTDA.
- Stakenborg, M.J.L., van Leeuwen H.J., ten Hagen E.A.M, 1990, „*Visco-Elastohydrodynamic (VEHD) Lubrication in Radial Lip Seals: part 1-Steady-State Dynamic Viscoelastic Seal Behaviour*“, *Journal of Tribology*, v. 112, pp 578-583.