

Oswaldo Horikawa

**CARACTERÍSTICAS DE PROJETO DE  
SISTEMAS MECATRÔNICOS**

Tese - apresentada à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo para obtenção do  
título de Professor Livre Docente junto ao  
Departamento de Engenharia Mecatrônica e de  
Sistemas Mecânicos.

São Paulo  
06/2000

*Jane, Shohgo e o bebê que ainda  
se prepara para vir ao mundo. De  
vocês recebo a motivação maior e  
a vocês dedico este trabalho.*

# Agradecimentos

Ao Prof. Dr. Paulo Eigi Miyagi, um especial agradecimento pelo apoio que venho recebendo desde o período em que realizava os primeiros contatos com o Japão para viabilizar os meus estudos de pós-graduação naquele país. Esse apoio se manteve após o meu ingresso na EPUSP e persiste da mesma forma até os dias de hoje.

Ao Prof. Dr. Akira Shimokohbe, pela visão de um horizonte cada vez mais amplo e distante na pesquisa e na educação.

Aos Professores Doutores Eitaro Yamane e Célio Taniguchi pelo incentivo e exemplo ao longo dos anos.

Ao Prof. Dr. Lucas A. Moscato, Prof. Dr. Júlio C. Adamowski e a todos os colegas docentes, técnicos e funcionários do grupo de Mecatrônica, cujos nomes – eu peço desculpas, vou deixar de citar um a um, a minha gratidão pela acolhida ao grupo, estímulo, apoio, paciência e companheirismo.

Ao Prof. Dr. Carlos Chieng Ching Tu, um dos precursores da prática e pesquisa em Mecatrônica na EPUSP, pelas constantes e valiosas discussões sobre a Mecatrônica e sobre a Mecânica de Precisão.

Ao Prof. Dr. Diolino J. Santos Filho pela amizade e estímulo que em muito atuou de forma a me motivar a elaborar este trabalho.

Às empresas NSK do Brasil, Mitutoyo Ind. e Com. do Brasil Ltda. pelo apoio proporcionado na elaboração dos experimentos e pelo atencioso atendimento a cada visita às suas instalações, os quais têm me proporcionado importantes subsídios para as pesquisas.

À FAPESP, CNPq, CAPES, Ministério da Educação do Japão, Electro Mechanical Technology Advancing Foundation e Japan International Cooperation Agency pelos auxílios concedidos aos projetos de pesquisa envolvidos neste trabalho.

A todos que direta ou indiretamente contribuíram na elaboração deste trabalho, os meus sinceros agradecimentos.

# Sumário

RESUMO .....	vii
ABSTRACT .....	viii
<b>1 INTRODUÇÃO .....</b>	<b>1</b>
1.1 SISTEMAS MECÂNICOS PASSIVOS .....	1
1.2 SISTEMAS MECÂNICOS ATIVOS .....	5
1.3 SISTEMAS MECÂNICOS ATIVOS COM REALIMENTAÇÃO ELÉTRICA – SISTEMAS MECATRÔNICOS .....	8
1.4 OBJETIVOS DA TESE .....	8
1.5 ORGANIZAÇÃO DA TESE .....	9
<b>2 SISTEMAS MECATRÔNICOS – CARACTERÍSTICAS E PROJETO .....</b>	<b>11</b>
2.1 SISTEMAS MECATRÔNICOS .....	11
2.2 CARACTERÍSTICAS DO PROJETO DE UM SISTEMA MECATRÔNICO .....	14
2.3 O PROJETO DE UM SISTEMA MECATRÔNICO E O PERFIL DE CONHECIMENTOS .....	17
2.4 CONCLUSÕES .....	20
<b>3 MANCAL RADIAL ATIVO A AR - MRAA .....</b>	<b>21</b>
3.1 INTRODUÇÃO .....	21
3.2 CONTROLE DA PRECISÃO DE MOVIMENTO ROTATIVO .....	27
3.3 A CONFIGURAÇÃO E PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO MRAA .....	27
3.3.1 <i>O mecanismo</i> .....	27
3.3.2 <i>Modelo dinâmico do MRAA</i> .....	29
3.3.3 <i>O sistema de controle do MRAA</i> .....	29
3.3.3.1 <i>O diagrama de blocos</i> .....	29
3.3.3.2 <i>O controlador de 2 graus de liberdade</i> .....	31
3.3.3.3 <i>O controlador repetitivo</i> .....	31
3.4 PROTÓTIPO DO MRAA .....	33
3.4.1 <i>As características dinâmicas em malha aberta e o projeto do controlador</i> .....	34
3.4.2 <i>Resultados experimentais</i> .....	34
3.4.2.1 <i>Característica de distúrbio</i> .....	35
3.4.2.2 <i>Desempenho a baixas rotações</i> .....	36
3.4.2.3 <i>Desempenho a altas rotações</i> .....	37
3.4.2.4 <i>Limite de rotação</i> .....	38
3.5 CONCLUSÕES .....	39
<b>4 MANCAL MAGNÉTICO COM CONTROLE UNIAXIAL .....</b>	<b>41</b>
4.1 INTRODUÇÃO .....	41
4.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO NOVO MANCAL .....	42
4.3 FORÇAS MAGNÉTICAS E RIGIDEZ NAS DIVERSAS DIREÇÕES .....	42
4.4 COMPRIMENTO MÍNIMO DO EIXO .....	43
4.5 MODELAGEM E CONTROLE DO SISTEMA .....	45
4.6 RESULTADOS EXPERIMENTAIS .....	47
4.7 CONCLUSÕES .....	51
<b>5 NOVAS CAPACIDADES FUNCIONAIS ATRAVÉS DOS SISTEMAS MECATRÔNICOS .....</b>	<b>52</b>
5.1 INTRODUÇÃO .....	52
5.2 POSICIONAMENTO DE ULTRA-PRECISÃO .....	53
5.2.1 <i>Resultados de experimentos</i> .....	53
5.3 CONTROLE DA RIGIDEZ DINÂMICA NO MANCAL ATIVO A AR - MAA .....	55
5.3.1 <i>Princípio do controle da rigidez dinâmica</i> .....	56
5.3.2 <i>Mancal Ativo a Ar do tipo escora</i> .....	57
5.3.2.1 <i>Medição dos parâmetros do modelo dinâmico</i> .....	58
5.3.2.2 <i>Projeto do controlador 2-gdl</i> .....	59
5.3.2.3 <i>Desempenho do MAA através do controlador 2-gdl</i> .....	59
5.3.2.4 <i>Resultados com o controlador (1+B)</i> .....	60
5.3.3 <i>Aplicação do controle de rigidez dinâmica no MRAA</i> .....	64

5.4	CONCLUSÕES.....	65
<b>6</b>	<b>PROBLEMAS INTRÍNSECOS AOS SISTEMAS MECATRÔNICOS: A QUESTÃO DO DATUM</b>	<b>66</b>
6.1	INTRODUÇÃO.....	66
6.2	SISTEMAS MECÂNICOS PASSIVOS .....	67
6.3	SISTEMAS MECATRÔNICOS.....	67
6.4	MODELO DO MRAA QUE INCLUI O EFEITO DO ERRO DE FORMA DO EIXO.....	71
6.4.1	<i>Modelo dinâmico</i> .....	71
6.4.2	<i>Diagrama de blocos</i> .....	73
6.4.3	<i>Características de forma</i> .....	74
6.4.4	<i>Método para compensação do erro de movimento causado por erro de forma</i> .....	75
6.5	EXPERIMENTOS .....	76
6.5.1	<i>Erro absoluto de movimento rotativo a uma baixa velocidade</i> .....	77
6.5.2	<i>Erro absoluto de movimento rotativo a uma alta velocidade</i> .....	77
6.6	CONCLUSÕES.....	79
<b>7</b>	<b>APLICAÇÃO DA CONCEPÇÃO DE SISTEMAS MECATRÔNICOS A SISTEMAS DE MEDIÇÃO</b> .....	<b>80</b>
7.1	INTRODUÇÃO.....	80
7.2	SISTEMAS MECÂNICOS PASSIVOS DE MEDIÇÃO.....	80
7.3	SISTEMAS MECATRÔNICOS DE MEDIÇÃO .....	81
7.4	O PRINCÍPIO DO MÉTODO APRIMORADO DA REVERSÃO (MAR).....	83
7.4.1	<i>Procedimento de Medição</i> .....	83
7.4.2	<i>O Modelo da Medição antes da Reversão</i> .....	84
7.4.3	<i>O Modelo da Medição após a Reversão</i> .....	85
7.4.4	<i>Cômputo do erro de forma e do erro de movimento</i> .....	85
7.5	VALIDAÇÃO DO MÉTODO .....	86
7.5.1	<i>Medição através do MAR</i> .....	88
7.5.2	<i>A repetibilidade das medições através do MAR</i> .....	89
7.5.3	<i>A medição através do Método da Reversão</i> .....	90
7.5.4	<i>Medição comparativa</i> .....	90
7.6	CIRCULARÍMETRO DE BAIXO CUSTO E ALTA PRECISÃO.....	91
7.6.1	<i>A arquitetura</i> .....	92
7.6.2	<i>O protótipo</i> .....	93
7.6.3	<i>Resultados</i> .....	94
7.7	CONCLUSÕES.....	98
<b>8</b>	<b>CONSIDERAÇÕES FINAIS</b> .....	<b>99</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b> .....	<b>103</b>

# Resumo

Assim como as demais engenharias, a engenharia mecânica tem como objetivo final o atendimento de necessidades humanas visando o seu conforto, bem estar e segurança. A diferença ocorre ao tratar de um universo de necessidades que envolve grandezas mecânicas como: forma, posição, velocidade, força, entre outros. Tradicionalmente tais necessidades vêm sendo atendidas através de dispositivos e equipamentos projetados e construídos segundo uma concepção chamada neste trabalho de sistema mecânico convencional. Em contraste com esta concepção, aqui se descreve uma outra concepção, na qual, o atendimento às mesmas necessidades se dá através do projeto do controle em adição ao projeto mecânico praticado com relação aos sistemas mecânicos convencionais. Aqui, o termo controle inclui considerações relativas a sensores, a atuadores e a estratégias de controle. Esta concepção é referida como sistema mecatrônico. Mediante discussão das características do projeto de sistemas mecatrônicos, são identificadas as vantagens em relação aos sistemas mecânicos convencionais. As vantagens e potencialidades de um projeto segundo sistema mecatrônico são evidenciadas através de exemplos. No primeiro exemplo, um mancal mecatrônico demonstra a possibilidade de obtenção de patamares de precisão de rotação (ultra-precisão) superiores aos obtidos através de sistemas mecânicos convencionais. O mesmo mancal, permite ainda a obtenção de capacidades funcionais que dificilmente (em alguns casos, jamais) seriam obtidos através de um sistema mecânico convencional. É por exemplo, a capacidade de realizar posicionamentos rápidos e ultra-precisos de um eixo em rotação. Esta mesma vantagem dos sistemas mecatrônicos é demonstrada também através de um dispositivo essencialmente mecatrônico, um mancal magnético, no qual um eixo é suspenso somente através de forças magnéticas. Demonstra-se neste exemplo a possibilidade para o desenvolvimento de mancais de alta precisão e que possam operar mesmo no vácuo.

Discute-se por outro lado alguns problemas inexistentes nos sistemas mecânicos convencionais e que passam a existir num sistema mecatrônico. Trata-se especificamente da questão do datum num controle de precisão de movimento. O problema é analisado no caso do mancal mecatrônico, as possíveis soluções são levantadas e a eficácia de uma das soluções demonstrada.

Por final, demonstra-se a possibilidade de extensão da concepção segundo sistema mecatrônico em sistemas de medição. Destaca-se ainda nesta parte a possibilidade para o desenvolvimento de sistemas de medição de alta precisão com o emprego de elementos mecânicos de precisão inferior. Isto vem a demonstrar a possibilidade que há num projeto de sistema mecatrônico, de compensar deficiências no projeto mecânico através do projeto do controle.

## Abstract

As other type of engineering, the mechanical engineering aims the satisfaction of human necessities so as to improve the life quality. The mechanical engineering differs from others because it treats a role of necessities that involves mechanical quantities like shape, position, velocity, force, among others. Traditionally, these are satisfied by designing and constructing device and equipment according to a concept referred in this work as conventional mechanical system. Different of this concept, this work describes an another concept, in which, same necessities are satisfied by means of the control design besides the mechanical design. Here, control includes considerations related to sensors, actuator and control strategies. This concept is referred as mechatronic system. Through a discussion concerning peculiarities of the design of mechatronic systems, advantages with respect to conventional mechanical systems are identified. Then, advantages and potentialities of the design according to the concept of mechatronic systems are demonstrated by examples. In a first example, a mechatronic bearing demonstrates the possibilities for obtaining a level of rotation accuracy superior to that obtained by conventional mechanical systems. The same bearing also realize functional capabilities that are difficult (or even impossible) to be obtained in conventional mechanical systems. This is for example, the capability for fast and ultra-precise positioning of a rotating axis. The same advantage of mechatronic systems is also demonstrated in an essentially mechatronic device, a magnetic bearing, in which, an axis is supported only by magnetic forces. This example demonstrates possibilities for the development of high accuracy bearings that can operate even in the vacuum.

At the other hand, some problems that do not exist in conventional mechanical systems, but occur in a mechatronic system, are described. The problem is that related to the datum in a control of the motion accuracy. The problem is studied in the case o the mechatronic bearing, possible solution are discusses and the effectiveness of one solution demonstrated.

Finally, the work shows the possibility of extending the concept of mechatronic system to measurement systems. This part highlights the possibility of development o high accuracy measuring systems by using mechanical elements of low accuracy. This demonstrates the possibility in the design of mechatronic system to compensate deficiencies of mechanical design through control design.

# 1 Introdução

Assim como qualquer especialização da Engenharia, também a Engenharia Mecânica tem como objetivo final o atendimento de uma necessidade humana visando o seu conforto, bem estar e segurança. A Engenharia Mecânica se distingue das demais pelo fato deste atendimento se dar através da concepção (projeto e construção) de sistemas mecânicos que visem ao atendimento de necessidades que envolvam grandezas mecânicas como por exemplo: forma, posição, velocidade, pressão, temperatura, etc..

Ocorre muitas vezes que as necessidades, acima mencionadas, não são fixas, exigindo que o sistema mecânico passe a executar uma mesma função de formas diferentes. É o que ocorre por exemplo numa furadeira. Para a abertura de um furo de um determinado diâmetro num determinado tipo de material, exige-se da furadeira uma determinada velocidade de rotação. Já quando se muda o material da peça ou muda o diâmetro do furo, passa-se a exigir uma nova velocidade na furadeira.

A capacidade de um sistema mecânico se adaptar a novas exigências dependerá da forma com que ela foi projetada. Nesse sentido, observando o universo de sistemas mecânicos existentes, pode-se identificar duas concepções básicas a serem adotadas no projeto de um sistema mecânico, e que serão identificados neste trabalho através das seguintes nomenclaturas: sistema mecânico passivo e a sistema mecânico ativo.

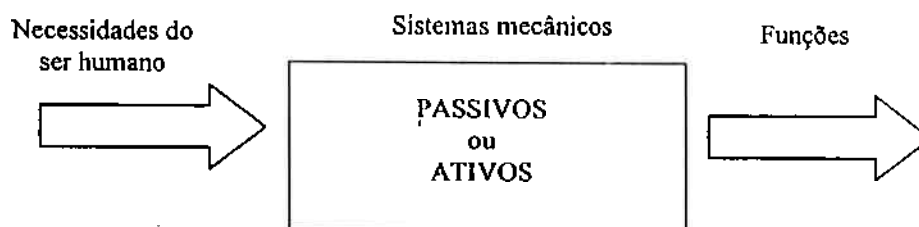


Figura 1.1 Sistemas mecânicos

## 1.1 Sistemas Mecânicos Passivos

Esta é a concepção que poderia ser considerada a mais clássica para a solução geral de problemas em Engenharia Mecânica. Segundo esta concepção, o problema de projetar um sistema mecânico em atendimento a uma necessidade se resume em definir: (i) a **forma geométrica** do sistema e de cada um de seus componentes e (ii) o **material** a ser empregado em cada componente. Entenda-se como forma geométrica, desde as formas macroscópicas como comprimento, altura, largura etc. até os detalhes microscópicas como rugosidade e acabamento superficial. E entenda-se



como material, não somente os elementos químicos envolvidos no material mas também os aspectos estruturais que envolvem o tipo de tratamento térmico/químico aplicado .

Através de amplos conhecimentos em ciências básicas da Engenharia Mecânica como cinemática, dinâmica, resistência de materiais e ciência de materiais e através de um processo de criação, o projetista define o sistema mecânico na sua forma e na sua maneira de fabricação, de modo que o sistema resultante venha a executar as funções exigidas (Figura 1.2). Ao mesmo tempo, este processo de definição, envolve um estudo econômico que venha a permitir que o sistema possa ser produzido a um menor custo possível. A seguir estão listadas algumas das ciências básicas da Engenharia Mecânica e sua função no processo de projeto do sistema mecânico.

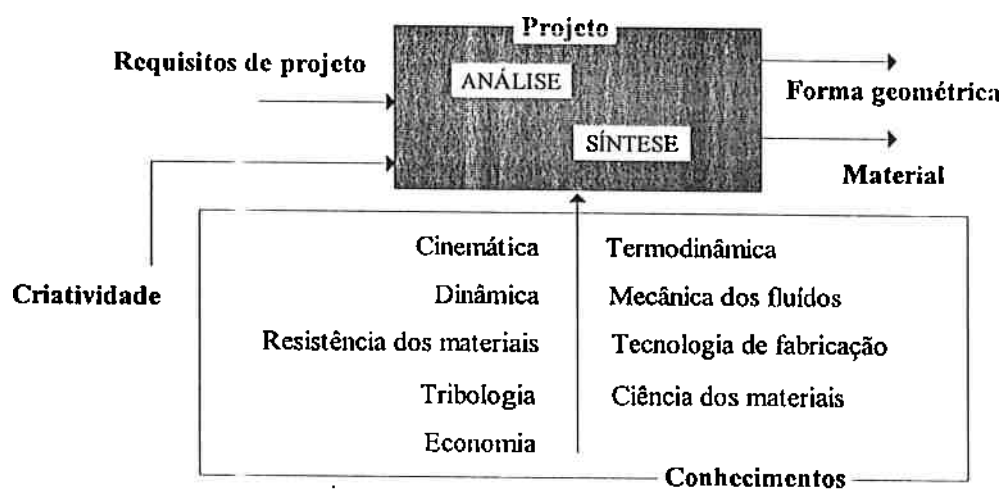


Figura 1.2 O projeto de um sistema mecânico passivo

- a) **Cinemática:** Definir a relação entre a geometria e a grandeza física a ser gerada (posição, velocidade, aceleração, força, etc.) [por exemplo, Timoshenko83].
- b) **Dinâmica:** Garantir que as partes que compõem o dispositivo, cada uma possuindo uma inércia, executem as funções desejadas segundo uma ordem cronológica desejável [por exemplo, Timoshenko83 e Giacaglia--].
- c) **Resistência dos materiais:** Garantir que as relações geométricas acima definidas sejam preservadas (o que implica em preservar as formas geométricas) mesmo diante de deformações provocadas por esforços ou mesmo o rompimento completo do componente, o que é uma forma extrema de deformação [por exemplo, Beer82 e Timoshenko80].
- d) **Termodinâmica e transmissão de calor:** Definir dimensões e geometria dos componentes do mecanismo de modo a garantir que as mesmas não ultrapassem determinadas temperaturas que possam comprometer a resistência mecânica [por exemplo, Wiley76 e Kreith77].

- e) **Mecânica dos fluidos:** Definir esforços gerados por líquidos em repouso ou em movimento e através destes esforços, definir a geometria e as dimensões dos componentes [por exemplo, Assy96 e McDonald92].
- f) **Tribologia:** A finalidade é similar ao de (c) só que neste caso considera-se a deformações permanentes decorrentes do desgaste dos componentes do dispositivo. Definição da forma adequada (inclua-se o acabamento superficial, a rugosidade: aspecto microscópico da forma geométrica) de modo a garantir um menor desgaste e garantir lubrificação [por exemplo, Slocum92].
- g) **Seleção de materiais:** Definir o material a ser empregado nos componentes com base em parâmetros como dureza, módulo de elasticidade, tensão de ruptura, resistência ao desgaste, usinabilidade e custo, entre outros, que caracterizam cada tipo de material [por exemplo, Guy80].
- h) **Tecnologia de fabricação:** definir a tecnologias de fabricação mais adequada para a obtenção de formas e materiais com características especificadas através dos estudos de (a) ~ (f). [por exemplo, Chiaverini70 e Ferraresi74].
- i) **Economia:** existe uma forte relação entre custo e a forma geométrica a ser obtida. Como a tendência é minimizar o custo, o custo acaba contribuindo para definir a forma geométrica [por exemplo, Slocum92].

Esta breve descrição permite observar que todas estas ciências conduzem ao final à definição da forma geométrica (dimensões, tolerância de fabricação, acabamento superficial) e do material do componente mecânico. Isto permite afirmar que **a função executada por um sistema mecânico passivo fica definida assim que se define a sua forma e seu material, ou seja, assim que o mesmo é projetado.** Esta é a primeira característica relevante neste trabalho, com relação aos sistemas mecânicos passivos.

Há casos de sistemas mecânicos em que já se prevê uma variedade de necessidades e em função disso, o projeto é realizado de modo que um mesmo sistema mecânico incorpore vários sub-sistemas, cada um destinado a um tipo de necessidade. Tomando novamente como exemplo a furadeira, cada vez que há a necessidade de um novo ajuste na velocidade de rotação da broca, é preciso alterar a relação de transmissão entre o motor e o eixo árvore através de uma alavanca. Apesar de não se requerer nesse caso um novo projeto ou uma nova construção, o processo de **adaptação a uma nova necessidade é integralmente dependente da intervenção humana** (Figura 1.3). E esta é a segunda característica relevante dos sistemas mecânicos passivos.

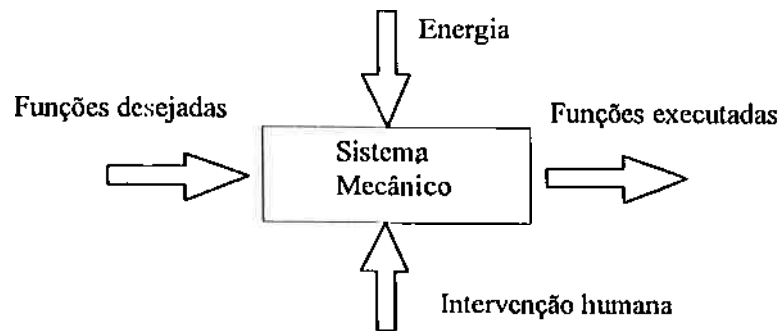


Figura 1.3 Funcionamento de um sistema mecânico passivo

Das características acima citadas decorrem outras.

Como decorrência direta da primeira característica, pode-se dizer que **caso se deseje que um sistema mecânico passivo passe a executar uma nova função, o mesmo deverá ser projetado e construído novamente.**

E como decorrência da segunda característica, pode-se dizer ainda que em função da necessidade de intervenção humana, o processo de adaptação de um sistema mecânico passivo visando a execução de uma nova função e adequação a uma nova necessidade, é complexo e trabalhoso, implicando em **limitações na rapidez com que a adaptação ocorre.**

Cabe observar mais uma aspecto, agora sob o ponto de vista de metodologia de projeto e construção de sistemas mecânicos passivos (Figura 1.4). O projeto destes sistemas é conforme já mencionado, realizado através da aplicação das ciências básicas de Engenharia Mecânica. Realizar o projeto consiste basicamente em realizar previsões sobre o desempenho e comportamento dos vários componentes do sistema e do sistema como um todo, mediante uso de ferramentas matemáticas e resultados experimentais previamente coletados. Ocorre que tais previsões, implicam muitas vezes na adoção de diversas hipóteses simplificadoras, na impossibilidade de descrever de forma perfeita o comportamento do dispositivo. Em maior ou menor escala, **as previsões conterão erros** que, ao final, resultarão em discrepância ente comportamento obtido de fato e o comportamento originalmente desejado. Caso o desvio seja além do tolerável, será preciso realizar novamente o projeto e a construção do sistema, implicando numa demora maior na adaptação a uma mudança nas funções requeridas no dispositivo.

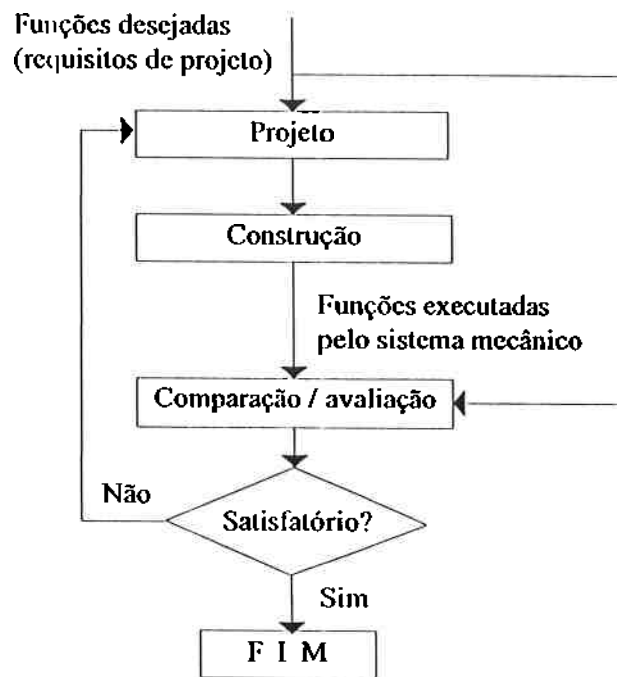


Figura 1.4 Metodologia de concepção de sistemas mecânicos passivos

## 1.2 Sistemas Mecânicos Ativos

Aqui, o modelo de sistema mecânico passivo sofre algumas alterações. O projeto prevê a inclusão no sistema de um elemento de ajuste cuja função é a de permitir que o sistema já projetado e construído possa alterar o seu desempenho funcional. Mas a grande alteração neste modelo – é o aspecto fundamental que diferencia dos sistemas passivos, é a **inclusão do conceito de controle automático na etapa de concepção do sistema mecânico**. O conceito de controle automático aqui empregado é o mesmo daquele definido pela Teoria de Controle [vide a autores como Kuo62, Dorf83, Palm86, Ogata86 entre outros] segundo a qual, o elemento de ajuste realiza as devidas correções de parâmetros internos do sistema de modo a se obter uma saída desejada do sistema, sendo que o elemento de ajuste atua sem a intervenção humana.

O funcionamento de um sistema mecânico ativo é ilustrado na Figura 1.5. Em contraste com o esquema correspondente no caso de sistemas passivos (Figura 1.3), aqui, na entrada do sistema, as funções desejadas, não são explicitamente indicadas pois elas não são fixas e podem variar. De acordo com as alterações nas funções desejadas, o elemento de ajuste, incorporado ou anexado ao sistema mecânico procede aos devidos ajustes nos parâmetros internos do sistema mecânico, sem a intervenção humana, de modo a se obter as funções desejadas na saída.

Com relação à Figura 1.5, aparentemente a metodologia geral de concepção não sofre nenhuma alteração. Contudo ocorrem alterações importantes, primeiro na etapa de projeto, que conforme

mencionado, passa a incluir a teoria de controle no elenco de conhecimentos a serem empregados no projeto. A segunda alteração significativa ocorre no fato de que, comparado ao caso de sistemas passivos, no caso dos sistemas ativos, as funções desejadas no sistema (requisitos de projeto) passam a ser especificadas de uma forma mais ampla, sendo necessário descrever de que forma as funções desejadas deverão se alterar.

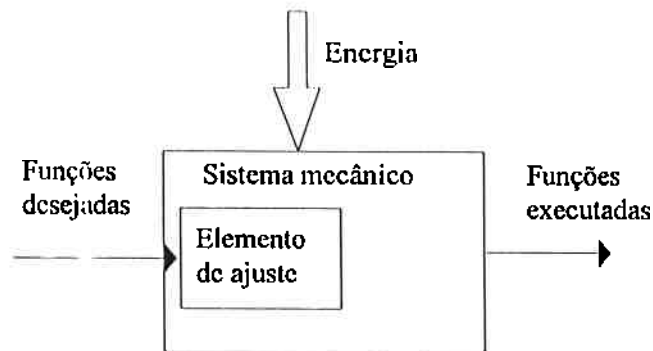


Figura 1.5 Funcionamento de um sistema mecânico ativo

Um exemplo de sistema mecânico ativo é a locomotiva equipada com um regulador automático de velocidade proposto por James Watt em 1788, ilustrado na Figura 1.6 [Palm86]. Nesse regulador, assim que a velocidade de rotação da locomotiva aumenta, a força centrífuga que age sobre os contrapesos aumenta, fazendo com que o deslizador suba. Isto por sua vez faz com que uma válvula feche e diminua a quantidade de vapor que flui para a locomotiva. Com isso a velocidade da locomotiva tende a cair e nisso ocorre o oposto do que foi descrito. Este processo de aumento e diminuição de velocidade se repete iterativamente e de modo contínuo até que a força da mola que tende a fazer com que os contrapesos subam equilibre aquela gerada pela força centrífuga que age sobre os contrapesos. Apertando ou desapertando o parafuso, regula-se a força exercida pela mola e com isso altera-se a velocidade na qual se dá o equilíbrio. Assim, um trem que esteja equipado com esta locomotiva e o regulador, será capaz de manter uma velocidade desejada não importando se o trem está num trecho plano ou numa subida, ou mesmo que a carga seja alterada, aumentando ou diminuindo o número de vagões. O regulador da Figura 1.6 altera automaticamente a abertura da válvula regulando a passagem do vapor para a locomotiva.

A título de exemplo, segue uma discussão sobre como seria este mesmo sistema, se concebido na forma de sistema mecânico passivo. Em primeiro lugar, seria necessário restringir significativamente as condições de projeto. A locomotiva deverá ser projetada de modo a manter uma velocidade fixa (função desejada), assumindo-se que conduzirá um número fixo de vagões, em condições fixas de declividade da linha férrea, com a caldeira fornecendo vapor a uma pressão fixa. O resultado principal do projeto será a definição do tamanho e forma da passagem de vapor da

caldeira para a locomotiva. Se houver alguma alteração nos pressupostos mencionados, na pior das hipóteses, será necessário projetar e construir uma nova passagem de vapor. Mesmo numa situação mais favorável, em que o projeto inclui no sistema, uma passagem de vapor de geometria variável (válvula), o acionamento desta válvula irá requerer a intervenção humana.

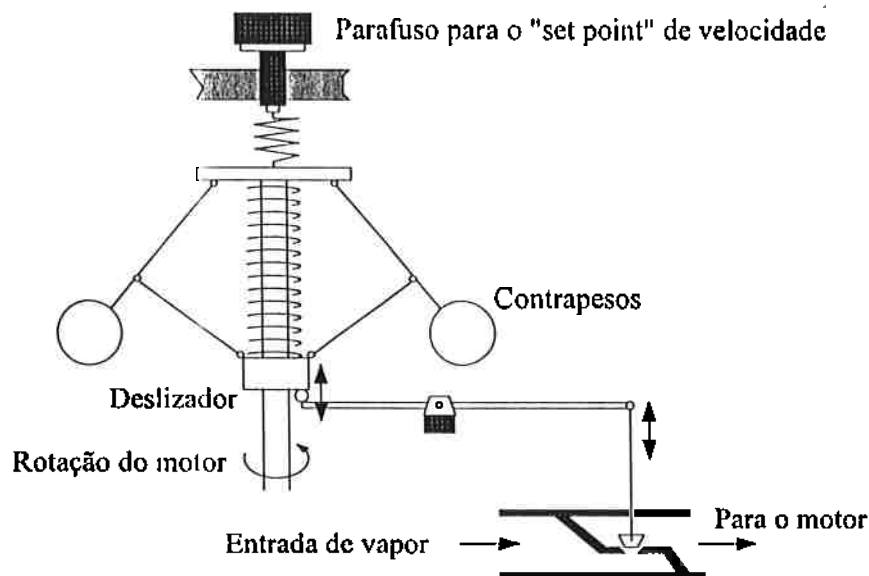


Figura 1.6 Regulador automático de velocidade de James Watt (1788)

Os problemas mencionados anteriormente com relação aos sistemas mecânicos passivos são solucionados nos sistemas mecânicos ativos, os quais viabilizam a adaptação em tempo real (ou suficientemente rápidas) às alterações das funções exigidas pelo sistema e, ao mesmo tempo, o controle automático aumenta a precisão com que as necessidades são atendidas. Os sistemas mecânicos dotados destas vantagens permitiu a criação de máquinas capazes de executar funções, impossíveis de serem viabilizados na forma de sistemas passivos.

Tendo a locomotiva de Watt como o primeiro exemplo significativo de sistema ativo, muitos outros foram desenvolvidos até épocas recentes. Mas estas primeiras versões de sistemas ativos apresentaram uma característica em comum com relação à implementação do sistema de controle automático. Essa peculiaridade reside no fato da realimentação (fluxo de sinal da variável de controle até o acionamento do regulador) ser realizada exclusivamente por meios mecânicos. Chamar-se-á esta classe de sistemas mecânicos ativos de sistemas mecânicos ativos com realimentação mecânica. A realimentação mecânica impõe uma série de limitações conforme mencionado a seguir.

A realimentação compreende duas ações distintas. A primeira é a de monitoramento da variável de controle ou seja obtenção de um sinal (neste caso mecânico) que represente e descreva o estado atual da variável de controle. A outra é a de tratamento do sinal obtido pelo monitoramento, ou seja,

computar o erro (diferença entre o estado atual e o estado desejado da variável de controle) e transformar este erro adequadamente de modo que ao ser enviado para o elemento de regulação, obtém-se a saída desejada. A realimentação mecânica oferece limitações na execução de um monitoramento rápido e preciso da variável de saída. Oferece ainda uma grande limitação no tipo e na precisão do tratamento do sinal.

Contudo, a dificuldade maior está no fato de ser extremamente trabalhoso projetar e implementar a realimentação mecânica em si. Quanto maior a complexidade do tratamento a ser dado ao sinal de realimentação, maior será a complexidade do mecanismo que irá executar de este tratamento. Visto por partes, a realimentação mecânica é constituído de vários sistemas mecânicos passivos.

Acredita-se que tais problemas da realimentação mecânica tenham limitado a evolução da classe de sistemas mecânicos ativos.

### 1.3 Sistemas mecânicos ativos com realimentação elétrica – Sistemas Mecatrônicos

Na década de 50 se deu a invenção do transistor e este acontecimento marcou o início de uma nova era de notável desenvolvimento da tecnologia eletrônica, com o surgimento de novos sensores, novos atuadores e do computador. Em particular, o computador representou o primeiro avanço significativo do ser humano no sentido de fazer com que uma máquina exerça a tarefa de interpretar, analisar e tomar decisões, tarefas estas que até então eram exclusivas do ser humano.

Este desenvolvimento acarretou entre outros avanços tecnológicos, no desenvolvimento da tecnologia de controle por meios eletrônicos, ou seja através de utilização de sensores, atuadores e controladores implementados através de circuitos analógicos ou digitais (inclua-se o controle digital através de computador). Esta nova tecnologia foi rapidamente incorporada à Engenharia Mecânica, dando origem a uma nova classe de sistemas mecânicos ativos com realimentação elétrica, classe esta aqui denominada de **Sistemas Mecatrônicos**.

### 1.4 Objetivos da tese

Este trabalho vem então a realizar uma discussão em torno dos sistemas Mecatrônicos. Com relação a estes sistemas pretende-se neste trabalho, realizar primeiramente uma descrição detalhada desta nova classe de concepção de projeto em Engenharia e em seguida, estabelecer uma comparação com as demais concepções existentes, em termos de potencial de atendimento a diferentes necessidades de Engenharia. Serão discutidas ao mesmo tempo as implicações da adoção

do projeto segundo a concepção de sistema mecatrônico, sobre o universo de conhecimentos em Engenharia que são exigidos. As características dos sistemas mecatrônicos, discutidos na primeira parte, são evidenciados através de exemplos.

Dada a amplitude do universo de objetos e soluções a serem consideradas dentro do tema Sistemas Mecatrônicos, será feita uma restrição neste trabalho. Apesar das discussões iniciais serem realizadas num sentido genérico, os exemplos a serem apresentados para fundamentar as conclusões e afirmações a serem realizadas neste trabalho, se referirão somente a sistemas mecatrônicos em aplicações em que o objetivo é a obtenção de uma precisão particularmente elevada com relação ao desempenho funcional. Em outras palavras, o que será considerado neste trabalho é a região de intersecção entre a Engenharia que trata dos Sistemas Mecatrônicos, a Engenharia Mecatrônica, e uma outra Engenharia tradicionalmente conhecida como Engenharia de Precisão.

## 1.5 Organização da tese

Para os objetivos acima mencionados, a tese será organizada da seguinte forma.

### “Capítulo 1 Introdução”

Tendo em vista a abordagem dos sistemas mecatrônicos nos capítulos seguintes, este capítulo discute as soluções tradicionais de sistemas mecânicos identificando e descrevendo as características dos sistemas mecânicos passivos e sistemas mecânicos ativos com realimentação mecânica. Descreve ainda os objetivos deste trabalho.

### “Capítulo 2 Sistemas Mecatrônicos – Características de Projeto”

Tendo como base de comparação, os sistemas mecânicos passivos e os ativos com realimentação mecânica, discutem-se as características dos sistemas mecatrônicos quanto às características do seu projeto e construção. E em função destas características identificam-se as potencialidades dos sistemas mecatrônicos.

### “Capítulo 3 Mancal Rotativo Ativo a Ar – MRAA”

Com o objetivo de comprovar a eficácia da concepção segundo um sistema mecatrônico, aqui é apresentado um mancal mecatrônico, o Mancal Rotativo Ativo a Ar – MRAA. No MRAA um eixo apoiado por mancais aerostáticos, tem seus erros de posição decorrentes de forças de distúrbio ou decorrentes de imperfeições construtivas atenuadas através do uso de atuadores piezoelétricos, sensores capacitivos não contactantes e um controlador. São apresentados resultados em que são obtidos entre outros, uma precisão de rotação de 25nm a uma velocidade de 1750rpm.

### “Capítulo 4 Mancal Magnético com Controle Uniaxial”



Ao lado do MRAA, apresentado no capítulo anterior, este capítulo vem a apresentar um segundo exemplo de desenvolvimento de um sistema mecatrônico. Trata-se de um mancal magnético ou seja um elemento de máquina que tem por finalidade restringir através de forças magnéticas, todos os graus de liberdade de um eixo, deixando o eixo livre somente com respeito à sua rotação. Além de apresentar possibilidades para obtenção de alta precisão, os mancais magnéticos apresentam uma grande vantagem sobre as demais variedades de mancais, pois podem operar no vácuo. Trata-se de um sistema essencialmente mecatrônico que jamais poderia ser desenvolvido na forma de sistema mecânico passivo (exceto pelo uso de materiais supercondutores, ainda longe de uma aplicação prática).

#### “Capítulo 5 Novas capacidades funcionais através dos sistemas mecatrônicos”

Com o objetivo de evidenciar as vantagens dos sistemas mecatrônicos, serão apresentadas algumas capacidades funcionais do MRAA, apresentado no Capítulo 3, como: o controle ultrapreciso de posição, controle da rigidez dinâmica do mancal e aplicação da estratégia do controle repetitivo na obtenção de ultraprecisão de rotação. São capacidades funcionais inexistentes ou impossíveis de serem implementadas num sistema mecânico passivo ou com realimentação mecânica.

#### “Capítulo 6 Problemas intrínsecos dos sistemas mecatrônicos: A questão do datum”

Aqui será apresentada uma questão nova que surge ao se passar de uma concepção tradicional para uma concepção segundo um sistema mecatrônico. Especificamente, será discutido o problema da referência (datum) da precisão do movimento no caso de um sistemas mecatrônico e no caso de um sistema mecânico tradicional. Através de um exemplo, mostra-se que embora os sistemas mecatrônicos apresentem problemas antes inexistentes, eles podem ser solucionados tirando-se proveito das suas próprias peculiaridades.

#### “Capítulo 7 Aplicação da concepção de sistemas mecatrônicos a sistemas de medição”

Mostra-se neste capítulo que a concepção segundo um sistema mecatrônico pode ser estendido a um processo de medição, no caso, à medição de circularidade. Apresenta-se um sistema de medição que, concebido sob a forma de sistema mecatrônico, permite uma medição de elevada precisão embora utilize mecanismos de baixa precisão. Tal fato vem a contrariar uma noção básica dos sistemas tradicionais de medição, o qual exige o uso de um mecanismo com precisão superior à precisão de medição que se deseja obter.

#### “Capítulo 8 Considerações finais”

Serão apresentadas as principais conclusões e consideração finais da tese.

## 2 Sistemas Mecatrônicos – Características e Projeto

Conforme explicado no Capítulo anterior, o propósito deste trabalho é a de identificar uma nova classe de concepção de projeto em Engenharia Mecânica, aqui denominado de sistemas mecatrônicos, e estabelecer uma comparação com as concepções tradicionais no que se refere ao potencial de atendimento às diferentes necessidades da Engenharia. Discute-se ainda a metodologia de projeto para o desenvolvimento de sistemas mecatrônicos e ao mesmo tempo as implicações da adoção do projeto segundo a concepção de sistema mecatrônico, sobre o universo de conhecimentos em Engenharia que são exigidos.

### 2.1 Sistemas mecatrônicos

A partir da segunda metade da década de 50, se deu um notável avanço das tecnologias eletrônicas com o surgimento dos componentes eletrônicos semicondutores (transistor, diodo etc.), da tecnologia de circuitos integrados e do computador. Em meio a este avanço, surgiram os transdutores que convertem um sinal mecânico em sinal elétrico (sensores), ou vice-versa, um sinal elétrico em sinal mecânico (atuadores). Surgiram ainda dispositivos eletrônicos analógicos e digitais com capacidade de tratamento de sinais elétricos. Uma noção desta evolução é dada através da evolução dos dispositivos de armazenamento de informações, as memórias dos computadores. A Figura 2.1 mostra a evolução da capacidade das memórias do tipo DRAM (*dynamic random access memory*) que em aproximadamente 10 anos aumentou de 4Mbytes para 256Mbytes [Tojo90, dados atualizados pelo autor]. Embora ainda não seja comercializado, já foi desenvolvido um DRAM de 1Gbyte de capacidade.

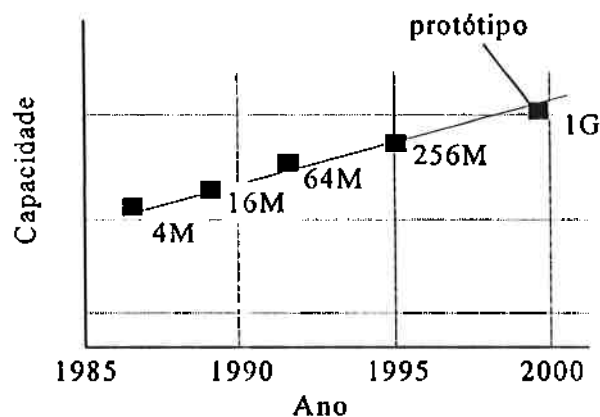


Figura 2.1 Evolução da capacidade de memórias do tipo DRAM

Compare-se então os sensores mecânicos (anteriormente foram referidos como elementos mecânicos para monitoramento de variável de saída) e os eletrônicos.

Nos sensores mecânicos, o sinal continua na forma de sinal mecânico impondo dificuldades na sua manipulação. Por exemplo, ao se monitorar a posição de um objeto através de uma barra, o sinal só pode ser transmitido em princípio na mesma direção do movimento monitorado. Uma alteração na direção de condução do sinal só é possível mediante o uso de mecanismo como os de barras articuladas. Ao se implementar estes mecanismos, ocorrem imprecisões construtivas e de montagem, além de folga e atrito nas diversas partes móveis, prejudicando a precisão do monitoramento. Portanto, caso se deseje uma medição precisa do movimento há que se impor cuidados especiais no projeto e elaboração das diversas partes, implicando num custo elevado. Além deste problema de imprecisão, o sensoreamento mecânico apresenta outra limitação. A grandeza física é monitorada através de barras, cabos ou outro tipo de elemento mecânico. Desde que são elementos mecânicos, possuem uma massa (inércia) e essa massa pode interferir no movimento do objeto a ser controlado. Acrescente-se a isso o fato de que os elementos mecânicos utilizados na monitoração e transmissão de sinal apresentam rigidez finita e portanto, o sensoreamento mecânico apresenta limitações quanto ao tempo de resposta a uma variação na grandeza medida.

Já quando se trata de sensores eletrônicos, a grandeza física em questão é convertida em sinal elétrico o qual pode ser conduzido a locais até mesmo distantes do local onde se deu a medição. Embora este processo esteja também sujeito a ruídos, há uma extensa variedades de recursos, alguns deles de custo extremamente reduzido, para a eliminação dos ruídos (Doebelin83). Por exemplo: blindagem de condutores, amplificação diferencial, modulação por frequência, entre outros. Além disso, no caso de sensores eletrônicos, a conversão de um sinal mecânico num sinal elétrico se dá nas imediações do local de medição. Nisso, a limitação em termos de tempo de resposta é determinada somente por características físicas (geralmente elétricas como indutância, capacitância etc.) da parte onde é feita a conversão. Em resumo, pode-se afirmar que os sensores eletrônicos são bem mais precisos e rápidos que os equivalentes mecânicos.

Em termos de atuadores, o surgimento dos atuadores com comando elétrico (ou digitais) justifica-se em grande parte pelo surgimento e evolução do tratamento dos dados na forma elétrica ou digital face às vantagens acima mencionadas. Observa-se que a grande maioria dos atuadores nessa categoria podem ser classificados como sendo atuadores eletromagnéticos segundo o seu princípio de funcionamento. Os exemplos são os motores elétricos dos mais variados tipos (motor corrente contínua, motor de corrente alternada, motor de passo, servo motores, motores lineares, motor para acionamento direto e outros), solenóides lineares ou rotativos, válvulas solenóides e

servo-válvulas que são empregados em conjunto com atuadores hidráulicos e pneumáticos. E mais recentemente, surgiram atuadores com finalidades específicas. É o caso dos atuadores piezoelétricos. Apesar de ter um curso de movimentação pequeno (da ordem de  $10\mu\text{m}$ ), permitem movimentos rápidos e precisos: são empregados por exemplo em cabeçotes de impressoras por impacto, em motor de ultra-som para câmeras fotográficas, em microscópios STM, em posicionamento de precisão, e outros.

Já em termos de tratamento de sinais (computação do erro e aplicação dos algoritmos de controle) os dispositivos eletrônicos apresentam a vantagem de permitir a execução de uma ampla variedade de operações matemáticas com uma precisão elevada a uma velocidade também elevada quando comparados aos equivalentes mecânicos. Em particular, quando um computador é utilizado como dispositivo eletrônico para tratamento, verificam-se vantagens adicionais mesmo sobre os circuitos analógicos ou digitais de tratamento: o tratamento é feito integralmente sob a forma numérica sendo portanto imune a ruídos, o algoritmo de controle pode ser alterado facilmente bastando para isso inserir um novo programa no computador, torna-se possível realizar operações matemáticas de elevada complexidade e além disso, os dados coletados podem ser armazenados e consultados de forma automática.

Ao se realizar a realimentação utilizando sensores eletrônicos, dispositivo eletrônico de tratamento de sinais e atuadores eletromecânicos, as vantagens expostas até aqui para cada elemento se somam e dessa forma, passa-se a ter uma realimentação com alta eficiência em termos de:

- precisão de controle
- rapidez de resposta
- capacidade de realizar algoritmos de controle de elevada complexidade

Isto sem citar ainda aquelas vantagens advindas da utilização do computador.

Um outro fato importante a ser considerado é o fato de que ao longo dos anos, o custo de implementação de todas estas vantagens tem se reduzido cada vez mais. Se considerarmos sensores, atuadores, componentes eletrônicos e computadores de uma faixa de capacidade funcional, verificamos que o custo destes cai drasticamente ano a ano. Ao mesmo tempo, novos elementos, com capacidade funcional cada vez mais elevada substituem rápida e constantemente os já existentes no mercado.

Todos estes argumentos indicam que os sistemas mecânicos com realimentação elétrica apresentam possibilidades para superar em termos de desempenho, os sistemas mecânicos passivos e mesmos os ativos com realimentação mecânica. A partir daqui, o primeiro tipo de sistema, será denominado **de sistema mecatrônico** e os dois últimos tipos serão denominados **de sistemas mecânicos convencionais**.

O esquema que descreve o funcionamento de um sistema mecatrônico possui a forma da Figura 2.2. Há uma clara distinção entre a parte do sistema onde as grandezas envolvidas são mecânicas e uma outra parte em que as grandezas são elétricas. O controle automático é realizado basicamente através da manipulação de informações. No caso de sistemas mecatrônicos, tal manipulação é feita através de meios elétricos (inclua-se a manipulação através do computador).

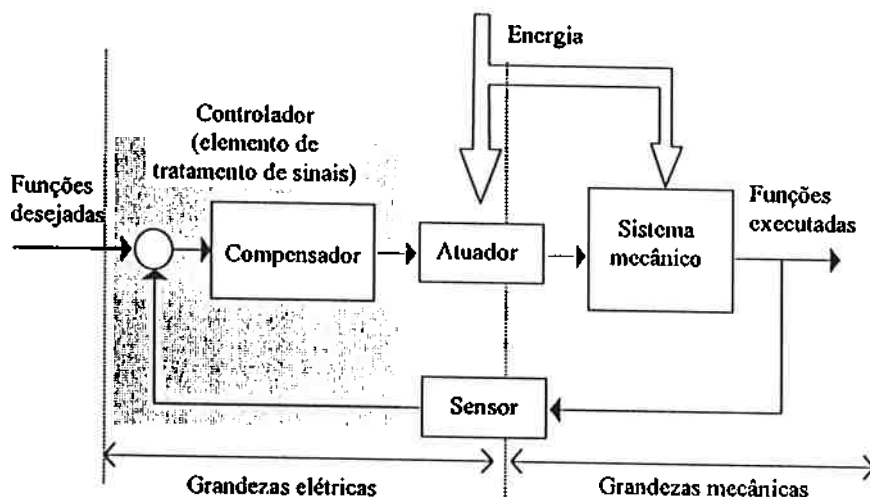


Figura 2.2 Estrutura de um sistema mecatrônico

## 2.2 Características do projeto de um sistema mecatrônico

Este trabalho irá, nas suas partes posteriores, restringir as discussões aos sistemas mecatrônicos para fins de Engenharia de Precisão. Mesmo que se considere neste momento tal restrição, o universo de sistemas mecatrônicos a ser considerado é demasiadamente amplo para uma tentativa de sintetização de uma metodologia específica de projeto. Hsu97, por exemplo chega a propor um “procedimento geral de projeto para sistemas mecatrônicos” mas o detalhamento do procedimento acabou por restringir a aplicação aos sistemas mecatrônicos que envolvem sistemas de controle de posição. Já outros autores como Isermann96, numa postura mais conservadora, se limitou a descrever a existência no projeto de um sistema mecatrônico de um relacionamento bidirecional entre o projeto do sistema mecânico e do sistema eletrônico. Esta última postura será adotada no presente trabalho, e o autor se limita a apresentar uma metodologia cuja parte essencial é comum à qualquer ramo da engenharia mecatrônica (ver por exemplo, Santos96) inclusive a outras engenharias. Esta metodologia básica é também a descrita no Capítulo 1 com relação ao projeto de sistemas mecânicos passivos.

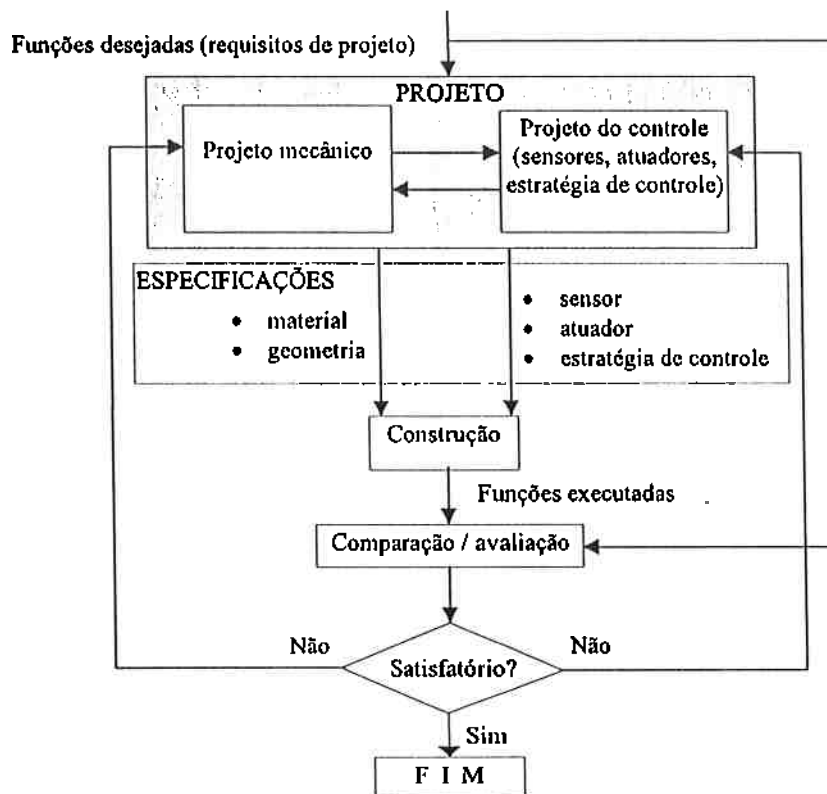


Figura 2.3 Metodologia de projeto de um sistema mecatrônico

A contribuição deste trabalho decorre da observação de que na metodologia de projeto de sistemas mecatrônicos:

- é possível distinguir uma parte que trata do **projeto mecânico** e outra do **projeto do controle**, esta última incluindo os sensores, os atuadores, o controlador e a estratégia de controle;
- a especificação do sistema ocorre através da **execução concomitante do projeto mecânico e do projeto do controle**;
- há **duas possíveis alternativas para um reprojeto**, no caso de um projeto inicial não atender as necessidades e
- diferente do projeto de um sistema mecânico convencional, no qual se gera somente especificação quanto ao material e à geometria, aqui se gera **especificações adicionais**, referentes aos sensores, aos atuadores e à estratégia de controle.

Disso, resulta que no projeto de um sistema mecatrônico é possível:

- Conceber dispositivos e equipamentos com novas capacidades funcionais: Este aspecto já foi destacado anteriormente ao se discutir a estrutura de um sistema mecatrônico. O mesmo pode ser dito novamente ao se discutir o projeto de um sistema mecatrônico. O fato de se executar além do projeto mecânico, o projeto do controle, resulta na possibilidade de obtenção de

dispositivos e equipamentos com novas capacidades funcionais. Estas novas capacidades se referem a patamares superiores de precisão no atendimento das necessidades ou mesmo a uma ampliação no universo de necessidades a serem atendidas.

- Suprir deficiências do projeto mecânico através do controle: Existem situações em que os requisitos de projeto não podem ser plenamente atendidas somente através do projeto mecânico. Estas situações podem ser decorrentes da não disponibilidade de modelos matemáticos que permitam estudar o comportamento mecânico do dispositivo com suficiente precisão ou por dificuldades na obtenção de características geométricas e materiais desejados em projeto. Nestas situações, por mais esforço que se dedique no projeto mecânico, sempre haverá uma deficiência no dispositivo mecânico resultante. Tais deficiências poderão ser supridas nos sistemas mecatrônicos através do projeto de controle. Cabe observar que a deficiência no projeto mecânico pode também resultar da deficiência em capacidade da pessoa envolvida no projeto. Este aspecto será discutido adiante em item específico. Tome-se como exemplo o projeto de um sistema de posicionamento. Se em função de deficiências no projeto mecânico, a parte mecânica apresenta um elevado atrito ou deformação, o problema eventualmente poderá ser corrigido através do projeto na forma de sistema mecatrônico. O erro de posicionamento resultante de atrito nas partes móveis é monitorado através de um sensor. O sinal do sensor é então tratado com base numa estratégia de controle gerando-se um sinal que, ao ser enviado ao atuador, produz uma ação que corrige o erro. Pode-se assim atingir resultados comparáveis aos obtidos somente através de um projeto mecânico.
- Simplificar o projeto mecânico, suprimindo as deficiências decorrentes disso através do controle: Existem por outro lado, situações em que a tentativa de atender aos requisitos somente através do projeto mecânico, implica no dispêndio de um esforço muito grande, seja na própria atividade de projeto, seja na fabricação. Nestes casos, há a possibilidade de simplificar o projeto mecânico e suprir as deficiências das partes mecânicas decorrentes desta simplificação, através do projeto do controle. A opção por esta alternativa dependerá de uma análise comparativa entre as soluções possíveis, analisando por exemplo o custo final do dispositivo.
- Simplificar a atividade de projeto como um todo: Outra característica do projeto de um sistemas mecatrônicos se refere às especificações geradas através do projeto. A parte que compreende o projeto mecânico gera basicamente como especificação o **material** a ser empregado e a **geometria** dos elementos constituintes da parte mecânica do dispositivo. Isto seria a totalidade das especificações geradas no projeto de um sistema mecânico tradicional. No caso de um sistema mecatrônico, soma-se a isso o conjunto de especificações geradas pelo projeto do controle. São especificações relativas a **sensores, atuadores, controlador e estratégias de**

controle. No caso da necessidade de um reprojeto, em função da constatação de que os requisitos de projeto não estão sendo atendidos, ou em função de uma alteração nestes mesmos requisitos, as especificações como material e geometria não são de fácil alteração pois as mesmas implicam em alterações por exemplo no processo de fabricação. O mesmo não ocorre com respeito às especificações relativas a sensores, atuadores e controlador. Tais elementos já se encontram disponíveis no mercado em grande variedade, não havendo a necessidade de projetá-los e fabricá-los. Mas a diferença maior do projeto de um sistema mecatrônico surge em função da especificação referente à estratégia de controle. O reprojeto poderá eventualmente ser realizado através de uma simples alteração na estratégia de controle, que na prática pode ser um programa de computador.

- Unir a melhor tecnologia mecânica existente com a melhor tecnologia de controle e conceber dispositivos capazes de superar o desempenho daqueles obtidos somente pelo emprego da tecnologia mecânica: A execução de um projeto de um sistema mecatrônico com a aplicação da melhor tecnologia mecânica e de controle existente, permitirá a concepção de novos dispositivos capazes de executar funções com um desempenho impossíveis de ser obtidos somente através do projeto mecânico.

O elenco de possibilidades assim enumeradas poderá servir de base para a escolha e adoção de uma concepção mecatrônica, ao se iniciar o projeto de um sistema para fins mecânicos. Pode ainda, servir na formulação de diretrizes gerais para a revisão das soluções na forma de sistemas mecânicos passivos que atualmente empregadas. Acredita-se que sejam muitos os sistemas mecânicos passivos que se reprojeto na forma de sistemas mecatrônicos, resulte num dispositivo ou equipamento mais interessante sob o ponto de vista de desempenho e custo.

Há que se observar que fica implícito nessa discussão, a possibilidade de se chegar à conclusão de que, dependendo do problema, o projeto na forma de sistema mecânico passivo é a melhor solução.

## 2.3 O projeto de um sistema mecatrônico e o perfil de conhecimentos

A Figura 2.4 esquematiza o projeto de um sistema mecatrônico. Comparado aos esquemas correspondentes aos casos dos sistemas mecânicos tradicionais, nota-se uma drástica diferença com relação ao universo de conhecimentos necessários. Além das ciências básicas da engenharia mecânicas, são necessários ainda conhecimentos em teoria de controle e ciências básicas de



engenharia de eletricidade e computação. As grandes potencialidades dos sistemas mecatrônicos já foram expostos anteriormente. Mas este último esquema evidencia um novo problema. O projeto de sistemas mecatrônicos requer numa primeira análise, um conhecimento extremamente amplo, impondo desta forma uma formação extraordinariamente ampla do projetista em termos de áreas de conhecimento. Fica então a dúvida se é possível uma única pessoa conseguir ter domínio em todos estes assuntos. A resposta será provavelmente: muito difícil.

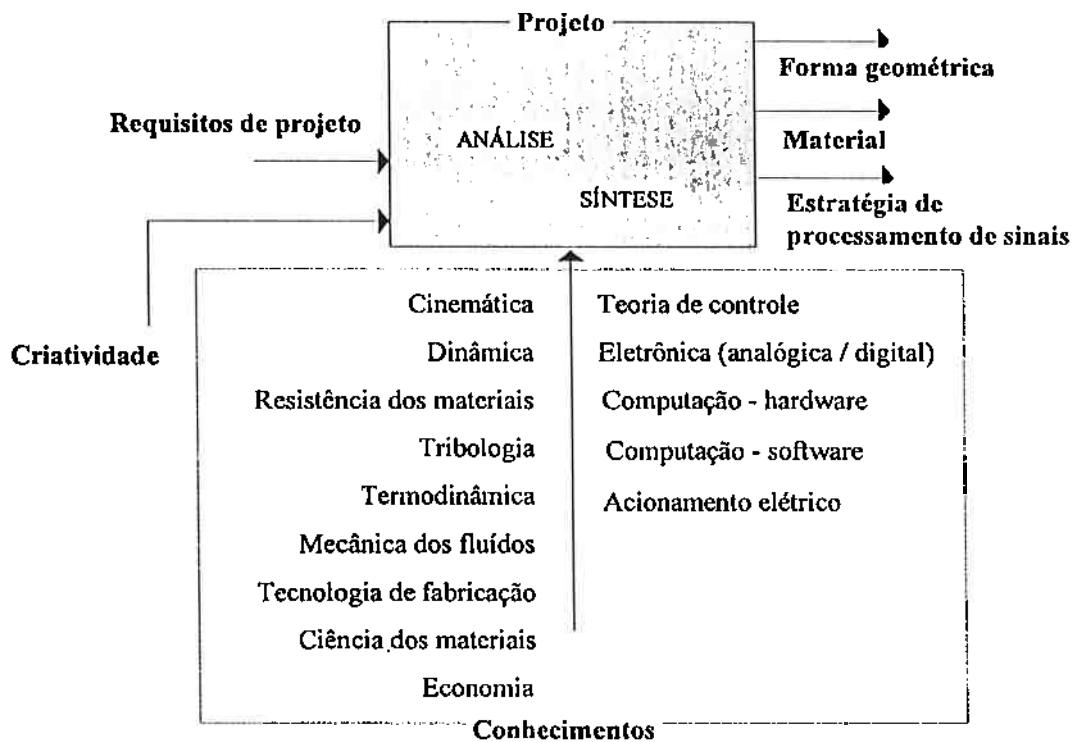


Figura 2.4 O projeto de um sistema mecatrônico

Este problema apesar de ser de difícil solução, não compromete a validade do projeto segundo a concepção de sistema mecatrônico. Evidentemente, um indivíduo que domine perfeitamente todas as áreas de conhecimentos enumerados na Figura 2.4 e que seja dotado de uma excepcional capacidade criativa será capaz de desenvolver um sistema mecatrônico com capacidades funcionais igualmente excepcionais.

Ocorre porém que, conforme mencionado anteriormente, mesmo havendo deficiência de conhecimento em alguns dos assuntos de engenharia mecânica, esta deficiência pode ser compensada através de um bom conhecimento sobre a teoria de controle, chegando-se a um projeto que atenda satisfatoriamente a necessidades com considerável nível de complexidade.

Um exemplo concreto é visto no relógio. Enquanto um bom projeto de um relógio mecânico exige fortes conhecimentos em cinemática, dinâmica, tribologia, tecnologia de fabricação entre outros, grande parte disso pode ser dispensado quando adotado o conceito de sistema mecatrônico,

cujo resultado é o relógio a quartzo, na qual o movimento do ponteiro é comandado com base no período de pulsação elétrica de um oscilador de cristal de quartzo e não mais por um oscilador mecânico. O relógio a quartzo tem a exatidão de marcação do tempo comparável senão superior aos melhores relógios mecânicos.

O fato do projeto de um sistema mecatrônico permitir deficiências em conhecimentos pode servir de base para a formulação e viabilização de um curso de Engenharia Mecatrônica. Isto pode ser observado no curso de Engenharia Mecatrônica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo que deu em seu currículo uma ênfase na formação em assuntos relativos à Engenharia Mecânica (Yamane89, Barretto97).

Cabe adicionalmente, observar um outro aspecto com relação ao perfil de conhecimentos e que igualmente pode servir de base alternativa para a formulação de uma curso de Engenharia Mecatrônica. Atualmente, o mercado oferece uma variedade cada vez maior de sistemas computacionais de auxílio no projeto e especificação de partes mecânicas e eletrônicas assim como de sistemas de controle. A cada nova versão, estes sistemas apresentam melhores desempenhos permitindo cálculos mais precisos e maior facilidade na sua utilização. Tais sistemas computacionais possibilitam o engenheiro a lidar somente com as leis básicas, dispensando-o de uma habilidade no uso de ferramentas matemáticas específicas e ao mesmo tempo da execução de cálculos extensos e complexos. Ao lado dos sistemas computacionais, observa-se ao mesmo tempo que é cada vez maior a variedade de produtos disponíveis no mercado e que podem ser empregados para compor um sistema mecatrônico. São componentes como atuadores, sensores, mecanismos e controladores que são produzidos e comercializados acompanhados das respectivas especificações. O uso destes componentes dispensa o engenheiro da tarefa de projetar cada componente de forma isolada.

Assim, o engenheiro que dispões dos mencionados sistemas computacionais e componentes de mercado, terá num caso extremo somente a tarefa de integrar os componentes e avaliar o comportamento global do sistema. Será então uma segunda alternativa para o perfil de conhecimentos no projeto de sistemas mecatrônicos, o conhecimento das leis básicas, dos assuntos relativos à integração e avaliação global de um sistema mecatrônico. Almejar a formação deste tipo de engenheiro seria a segunda alternativa para a formulação de um curso de Engenharia Mecatrônica.

Esta conduta de projeto de sistema mecatrônico está aberta a grandes discussões. Um dos questionamentos se refere por exemplo ao uso de sistemas computacionais sem o conhecimento do processo matemático utilizado no seu interior. Todo o processo de cálculo em engenharia envolve a adoção de um conjunto de hipóteses, sendo que somente os problemas que se enquadram dentro

destas hipóteses podem ser resolvidas com precisão através deste processo. O mesmo vale com relação aos sistemas computacionais. Embora se espere que o fabricante assegure aos sistemas computacionais uma capacidade de impedir a ocorrência de tais problemas, o ideal é que o usuário do sistema computacional tenha capacidade própria de um determinado sistema computacional é adequado na solução de um determinado problema em questão. Uma discussão similar pode ser conduzida com respeito à utilização de componentes de mercado.

Contudo é importante observar que esta é a única forma que se conhece para viabilizar o projeto de um sistema mecatrônico, especialmente os de grande porte, por um único indivíduo.

Não há ainda consenso no que se refere ao perfil factível de conhecimentos necessários no projeto de um sistema mecatrônico. Isto pode ser observado pela diversidade de modelos adotados para um curso de Engenharia Mecatrônica nos diversos países (Salminen92, Fraser92, Janocha93, Schweitzer96, Acar96, entre outros). Isto, a despeito da evidente necessidade no mundo atual de especialista nesta área.

## 2.4 Conclusões

Identificou-se neste Capítulo uma classe de dispositivos denominados sistemas mecatrônicos que resulta da conjunção de tecnologia mecânica tradicional com técnicas de eletrônica e de controle. Descreveu-se a arquitetura básica que caracteriza um sistema mecatrônico e com base nesta arquitetura discutiu-se as possíveis vantagens de uma concepção segundo um sistema mecatrônico sobre aquela segundo sistema mecânico tradicional. Foram também descritas as características quanto à metodologia de projeto dos sistemas mecatrônicos através da comparação com a metodologia equivalente para sistemas mecânicos tradicionais.

Feitas dessa forma a definição do sistema mecatrônico e descritas as suas características e potenciais, o Capítulo 3 irá dar um exemplo de sistema mecatrônico tratado pelo autor em trabalhos anteriores. Através deste exemplo, será evidenciada a capacidade dos sistemas mecatrônicos para um desempenho funcional que dificilmente seriam obtidas através de um sistema mecânico passivo. Para este sistema mecatrônico, descreve-se a concepção básica, a metodologia de projeto e resultados de experimentos conduzidos em protótipos. Já no Capítulo 4 e 5, estão reunidos os exemplos de funções que são obtidas graças à concepção segundo sistema mecatrônico, funções estas que dificilmente poderiam ser realizadas por um sistema mecânico passivo. O Capítulo 6, apresenta algumas considerações sobre problemas que ocorrem devido à adoção da concepção segundo sistema mecatrônico. Aborda-se em particular o problema do controle de precisão de movimento e aponta-se as possíveis soluções. Já no Capítulo 7, estende-se a concepção segundo sistema mecatrônico a sistemas de medição demonstrando a validade também neste caso.

## 3 Mancal Radial Ativo a Ar - MRAA

Com o objetivo de evidenciar as vantagens e potencialidades de um projeto segundo sistema mecatrônico, conforme discutido do capítulo anterior, este capítulo irá descrever um mancal mecatrônico, que foi denominado de Mancal Radial Ativo a Ar - MRAA, proposto e estudado pelo autor em trabalhos anteriores (Horikawa89, Horikawa90a, Horikawa90b, Horikawa92). Este trabalho foi desenvolvido com o objetivo maior de se buscar uma nova solução que possibilite atingir patamares superiores de precisão de movimento. Com base numa revisão crítica das soluções existentes, aponta-se a solução na forma de sistema mecatrônico como sendo a mais promissora. Um mancal mecatrônico é então proposto e desenvolvido. E através de testes de desempenho realizados num protótipo, demonstra-se a capacidade do mancal proposto.

### 3.1 Introdução

O desenvolvimento da indústria de circuitos integrados (CIs), meios de armazenamento de dados, componentes ópticos, máquinas ferramentas de alta precisão e máquinas de medição vêm impondo uma constante evolução da precisão em termos de máquinas e processos. Nesse contexto, garantir o suprimento de elementos mecânicos como mancais e guias de alta precisão tem sido uma tarefa de grande importância e conseqüentemente, foco de intensa pesquisa e desenvolvimento. Atualmente os mancais aerostáticos tem sido os elementos mecânicos que vêm a assegurar os melhores nível de precisão que são exigidos pela indústria (Moronuki89, Rowe89, Cai90, Kashimura90). Esta realidade pode ser atribuída ao fato destes mancais apresentarem as seguintes características, que constituem ao mesmo tempo as suas grandes vantagens.

- (1) Comparado a outros tipos de mancais, o atrito no mancal aerostático é extremamente baixo, dado que o eixo ou a mesa é suspenso através de um filme pressurizado de ar, não havendo nenhum contato sólido – sólido entre as partes móveis.
- (2) O filme de ar minimiza o efeito dos erros geométricos de usinagem das partes do mancal sobre a precisão de movimento, facilitando a obtenção de mancais alta precisão de movimento.
- (3) O ar comprimido que forma o filme de ar não contamina o meio ambiente e é portanto adequado para ambientes de fabricação de circuitos integrados e outros tipos de componentes eletrônicos.
- (4) Dada a não existência de contato sólido – sólido entre as partes móveis, não há desgaste das partes do mancal e a sua vida útil é praticamente infinita.
- (5) O ar comprimido que alimenta o mancal, além de minimizar o atrito, remove o calor eventualmente gerado evitando qualquer aumento de temperatura e deformação térmica.

Em função destas vantagens o mecanismo aerostático é utilizado não somente em mancais ou guias, mas até mesmo em parafusos de avanço.

Os mancais aerostáticos apresentam porém os seguintes problemas.

- (1) Embora, conforme mencionado, apresentem elevada precisão, a precisão final de movimento ainda está atrelada à precisão geométrica de usinagem das partes do mancal.
- (2) Mesmo que as partes do mancal sejam usinada com uma precisão elevada, as mesmas se deformam quando submetidas a carregamentos decorrentes do peso próprio do objeto que lhe é fixado, das forças de usinagem ou mesmo em função das forças que lhe são aplicadas durante a sua fixação contra uma base. Tais deformações acabam por gerar erros de movimento.
- (3) Dada a elevada compressibilidade do ar comparado por exemplo com o óleo, os mancais a ar apresentam baixa rigidez e baixa capacidade de amortecimento de vibrações. Em consequência, forças de distúrbio, como forças de usinagem, induzem vibrações no eixo e na mesa prejudicando a precisão de movimento.

Existem muitos trabalhos visando a solução dos problemas descritos. São por exemplo os seguintes.

- (1) Utilização de materiais de elevada usinabilidade e rigidez específica, de modo a facilitar a obtenção de componentes mais precisos e com isso, obter movimentos mais precisos (Moronuki89).
- (2) Análise quantitativa da relação entre o erro de forma e os erros de movimento (Yabe90). Aqui o objetivo é estabelecer um método de projeto para se obter alta precisão de movimento.
- (3) Melhorias no projeto da restrição: compensação através de luvas (por exemplo, Lin87, Ono86, Moronuki88, Slocum92), uso de entrada de ar na forma de fenda (Yoshimoto88, Slocum92), uso de orifício de entrada com rebaixo (Miyaji90a, Slocum92), emprego de materiais porosos (Gargiulo79a, Gargiulo79b, Koyama89, Kawashima90) ou então restrições híbridas (Miyaji90b, Slocum92). Todas estas propostas visam à obtenção de uma elevada rigidez.

Para todos os mancais e guias aerostáticos mencionados até aqui, os parâmetros do sistema tais como a geometria (incluindo a geometria da restrição), a pressão de alimentação do ar, a folga, etc. se mantêm inalterados uma vez que são definidos na fase de projeto e construção. Os parâmetros são definidos de modo que o mecanismo resultante desempenhe um conjunto definido de funções. Nesse sentido, os mecanismos aerostáticos convencionais se enquadram na categoria de sistemas mecânicos passivos, conforme descrito nos Capítulos 1 e 2, e aqui serão designados como **Mancais a Ar Passivos (MAPs)**.

Existe contudo uma classe de mancais e guias ditos controlados. Em contraste com os MAPs, nestes mancais ao menos um parâmetro do mancal é alterado automaticamente de modo que o mancal desempenhe uma função desejada. Em quase todos os casos, o objetivo do controle é a compensação automática dos erros de posição de um eixo ou de uma mesa.

Existem diversos trabalhos relativos a essa classe de mancais controlados mas é possível identificar duas famílias distintas segundo o tipo de realimentação empregada no controle, conforme mostra a Tabela 3.1. A primeira família é a dos mancais que empregam a **realimentação mecânica**. Desta família, são exemplos representativos os seguintes mancais:

- (a) Controle da geometria da folga do mancal: a superfície do mancal é projetada de modo a ter flexibilidade, podendo se deformar ou mudar de posição. Assim que ocorre uma alteração no carregamento, a folga do mancal sofre uma deformação, produzindo uma nova geometria de folga e uma nova distribuição de pressão, de modo a compensar o erro de posição causado pelo carregamento (Blondeel76, Bryant86).
- (b) Controle da restrição: um servosistema mecânico é montado de forma que a vazão de ar através da restrição seja alterada através da alteração da resistência à vazão de ar na restrição. Através deste servomecanismo realiza-se a correção do erro de posição devido ao carregamento (Brzeski79, Mizumoto90, Yoshimoto89).

Estes mancais apesar de simples, não permitem a correção de erros de movimento causados por erros de forma das partes do mancal.

A segunda família é a dos mancais com **realimentação elétrica**. O erro de movimento do eixo ou da mesa é medido através de um sensor e compensado através de um controlador e um atuador. Esta família contempla os seguintes tipos.

- (c) Movimentação do corpo de um mancal convencional através de um atuador: controla-se dessa forma a precisão de rotação do eixo apoiado por esse mancal (Bifano85).
- (c) Regulagem da pressão de alimentação: a pressão de alimentação de um mancal a base de filme de fluido é regulado através de uma servo-válvula de modo a alterar a espessura do filme de fluido e conseqüentemente compensar os erros de movimento do objeto apoiado pelo mancal (Nomura87, Nomura90a, Nomura90b, Shimokohbe86).
- (d) Uso de uma restrição variável: uma restrição de geometria variável, acionada através de atuador, regula a vazão de ar para o interior do mancal, alterando a espessura do filme de ar e compensando erros de movimento do objeto apoiado pelo mancal (Miyaji90c).
- (e) Uso de sapatas de ar acionados por atuadores: diversas sapatas de ar acionadas por atuadores piezoelétricos suspendem e corrigem os erros de movimento do objeto (Watanabe88).

Os mancais desta segunda família apresentam no momento um elevado custo pois são implicam no uso adicional de sensores, atuadores e controladores. Adicionalmente, apresentam as seguintes limitações.

Tipo (c): Possuem uma concepção simples pois são construídos com base num mancal convencional. Contudo, não proporcionam uma resposta dinâmica rápida pois aqui, a correção de um erro de movimento é feito movimentando-se o eixo juntamente com o restante do corpo do mancal.

Tipo (d): Num mancal deste tipo (Shimokohbe86), uma variação de pressão produzida na servo-válvula atinge o filme de ar com um atraso, impondo restrições no tempo de resposta da ação de controle. Dessa forma, não se pode esperar desse tipo de mancal uma rápida resposta a um comando de posicionamento ou alguma força de distúrbio. Tal limitação deixa de existir no caso de mancais deste tipo, mas baseados em mancais hidrostáticos (Nomura87, Nomura90a, Nomura90b). Ocorre que nenhum trabalho foi publicado até agora que tenha atingido uma velocidade de resposta satisfatória a uma velocidade de rotação satisfatória do eixo.

Tipo (e): Assim como no caso dos mancais aerostáticos do tipo (d), o tempo de resposta é limitado.

Tipo (f): Este tipo de mancal demonstra as melhores potencialidades para a solução dos mancais aerostáticos, conforme será explicado adiante.

Além dos mancais mencionados existem ainda outros tipos de mancais controlados, baseados em diferentes princípios de funcionamento.

(g) Mancais magnéticos: Um rotor é apoiado inteiramente através de forças magnéticas sendo que a posição do rotor é controlada regulando-se a corrente que circula através de eletroímãs colocados ao redor do rotor (Morimoto86, Mizuno87, Chen88, Shimane90).

(h) Guias lineares convencionais com uma mesa acionada por atuadores (Moriyama84).

(i) Guias com perfis variáveis: Aqui são utilizados guias flexíveis, cuja forma é definida através de atuadores, de modo a corrigir erros de movimento (Murakami90).

São os seguintes os problemas de cada um destes mancais:

Tipo (g): Grande parte dos trabalho enfoca o problema de obtenção de alta rotação. Não foi encontrado nenhum trabalho visando a obtenção de alta precisão de movimento.

**Tipo (h):** O mancal proposto (Moriyama84) se baseia num mancal convencional de rolamento por esferas, persistindo portanto os problemas de erros de movimento decorrentes do atrito e do desgaste.

**Tipo (i):** No trabalho proposto (Murakami90), mediu-se primeiramente o erro de movimento. Em seguida, a forma do guia foi alterada através de atuadores de modo a corrigir o erro medido. Dessa forma, desde o nível de concepção, o mancal não tem capacidade para reagir a erros de movimentos causados por distúrbios. Em vista dessa limitação, foi proposta uma versão com uma mesa acionada por atuadores (assim como no tipo (h)) (Shibukawa90). Mas mesmo nessa versão, somente dois graus de liberdade foram controlados. Um patamar superior de precisão requer o controle de todos os graus de liberdade da mesa.

Tabela 3.1 Mancais controlado a filme de fluido

	TIPO	VANTAGENS	DESVANTAGENS
Realimentação Mecânica	(a) Mancal de geometria auto controlada	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Não necessita de sensores ou atuadores</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Não permite correções de erros de movimento causados por erros de forma das partes do mancal</li> <li>• Resposta lenta</li> <li>• Baixa capacidade de amortecimento de vibração</li> </ul>
	(b) Restrição de geometria auto controlada		
Realimentação Elétrica	(c) Acionamento do corpo do mancal	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rigidez infinita</li> <li>• Posicionamento do objeto</li> <li>• Uso de um mancal já existente</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Custo elevado</li> <li>• Resposta lenta</li> <li>• Baixa capacidade de amortecimento de vibração</li> <li>• Não permite um posicionamento rápido do objeto</li> </ul>
	(d) Pressão de alimentação variável	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rigidez infinita</li> <li>• Posicionamento do objeto</li> </ul>	
	(e) Restrição variável	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rigidez estática infinita</li> <li>• Posicionamento do objeto</li> </ul>	
	(f) Sapatas de ar acionadas por atuador	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Rigidez estática infinita</li> <li>• Posicionamento do objeto</li> <li>• Elevada capacidade de amortecimento de vibrações</li> <li>• Posicionamentos rápidos e precisos do objeto</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Custo elevado</li> </ul>

Abordando o problema da obtenção de alta precisão de movimento, verificou-se primeiramente as limitações existentes na concepção de mancais e guias passivos. Na mesma linha, identificou-se uma outra classe de mancais, os mancais do tipo controlados, os quais ofereciam condições de implementação de melhorias relativas às limitações dos mancais passivos. Dentre os mancais controlados, identificou-se duas sub-classes, uma com realimentação mecânica e outra com realimentação elétrica e apontou-se as vantagens desta última sobre a primeira. Ainda dentre os



mancais controlados com realimentação elétrica, mostrou-se que o mancal baseado em sapatas a ar acionadas por meio de atuador apresentava vantagens adicionais.

Este último tipo de mancal controlado, acima referido, foi proposto por Watanabe *et al*, e foi denominado de **Mancal a Ar Ativo** (denominação original em inglês, Active Air Bearing). Por facilidade, será referido como MAA. O MAA é composto por um atuador não-contactante (um atuador piezoelétrico conectado a um MAP) que suspende e ao mesmo tempo aciona o objeto (um eixo ou uma mesa), um sensor de posição não-contactante para medir a posição do eixo e um controlador para regular todo o sistema. Tal configuração permite que o MAA mantenha todas as vantagens de um MAA, citadas anteriormente, e permite que o MAA controle a posição do objeto de forma precisa e rápida, para que isso melhore a rigidez e a capacidade de amortecimento de vibração do mancal. O MAA permite ainda posicionar o objeto através da entrada de um sinal de referência. Esta última capacidade do MAA o torna capaz de compensar erros de movimento causados por erros de forma nas partes do mancal assim como abre possibilidade de sua aplicação para algum propósito que requer posicionamentos rápidos e precisos. Um MAA experimental foi construído e o mesmo apresentou uma melhora expressiva na rigidez dinâmica, chegando a apresentar uma rigidez estática infinita. Mostrou-se ainda capaz de realizar posicionamentos rápidos com uma resolução melhor que 20nm (Watanabe88).

O MAA possui uma vasta área de aplicação em engenharia mecânica principalmente em áreas correlatas à Engenharia de Precisão. Uma das aplicações já estudadas foi no controle de precisão de movimentos retilíneos (Aoyama88, Matsumoto88). Uma precisão de movimento em torno de 0,01 $\mu$ m ( $\mu$ m = 10<sup>-6</sup>m) em termos de posição e 0,01arcs em termos de orientação foi realizado ao longo de um curso de movimentação de 1000mm (Matsumoto88). Até hoje, não se tem relato de precisão de movimento equiparável.

Considerando o fato de que os MAPs apresentam limitações conforme explicado na parte inicial deste capítulo e o fato de que o MAA possui capacidade para resolvê-los, propôs-se o uso do MAA no controle da precisão de movimento rotativo e com isso indicar uma forma de obtenção de mancais controlados de ultra-precisão, elevada rigidez dinâmica e estática, alta capacidade de amortecimento de vibrações e com novas funções agregadas. Todas estas características a uma velocidade prática de rotação. De modo a examinar as metodologias assim como as possibilidades para o desenvolvimento de tal mancal foi proposto pelo autor um mancal radial controlado denominado Mancal Radial Ativo a Ar ou MRAA, no qual se realiza o controle da posição de um eixo rotativo em duas direções radiais, através de MAAs. O MRAA será o objeto deste capítulo.

## 3.2 Controle da precisão de movimento rotativo

No eixo de um mancal rotativo ilustrado na Figura 3.1,  $P$  é um ponto arbitrário pertencente ao eixo. O eixo possui seis graus de liberdade: translação do eixo nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  e rotações do eixo em torno dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ . A rigor, o controle da precisão de movimento rotativo implica no controle das translações e rotações do eixo, com a exceção da rotação em torno de  $z$ . Entretanto como uma primeira etapa do estudo, o problema foi simplificado e foi considerado primeiramente o problema do controle do movimento somente nas direções radiais, ou seja os movimentos de translação do eixo nas direções  $x$  e  $y$ .

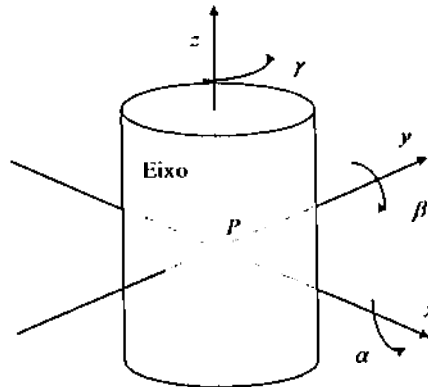


Figura 3.1 Os graus de liberdade de um eixo em rotação

## 3.3 A configuração e princípio de funcionamento do MRAA

### 3.3.1 O mecanismo

A Figura 3.2 mostra a configuração do MRAA. Quatro sapatas de ar, cada uma constituindo um mancal aerostático, suspendem radialmente um eixo sem nenhum contato sólido. As sapatas de ar estão conectadas ao corpo do mancal através de juntas elásticas tendo mobilidade nas direções radiais (duas sapatas na direção  $x$  e duas, na direção  $y$  da figura)<sup>1</sup>. Um atuador piezoelétrico (APE) foi inserido entre cada sapata de ar e o corpo principal do mancal. Cada par de atuador e sapata constitui um atuador não-contactante. Movimentando-se os atuadores radialmente opostos na forma “push-pull” (enquanto um contrai, o outro alonga e vice-versa), o eixo é acionado nas direções  $x$  e  $y$ .

Dois sensores não-contactantes são instalados nas direções  $x$  e  $y$ , sendo que a saída de cada um deles é enviada ao controlador, que por sua vez aciona os atuadores não-contactantes. As saídas dos sensores representam a soma da posição radial do eixo com o erro de forma (circularidade) do eixo.

<sup>1</sup> Apesar de se distinguir para fins de nomenclatura os elementos: sapatas, juntas elásticas e corpo do mancal, todos constituem na realidade uma única peça. Isso permitiu a usinagem das partes a partir de um bloco único, eliminando os problemas associados à montagem e garantir facilmente uma elevada concentricidade das sapatas de ar.

No MRAA a variável controlada, a posição radial do eixo, é influenciada pelas seguintes três características.

- Característica de distúrbio: expressa a posição radial do eixo como função das componentes radiais das forças que agem sobre o eixo.
- Característica de referência: expressa a posição radial do eixo como função do sinal de referência.
- Característica de forma: expressa a posição radial do eixo como função dos erros de forma do próprio eixo e demais peças do mancal.

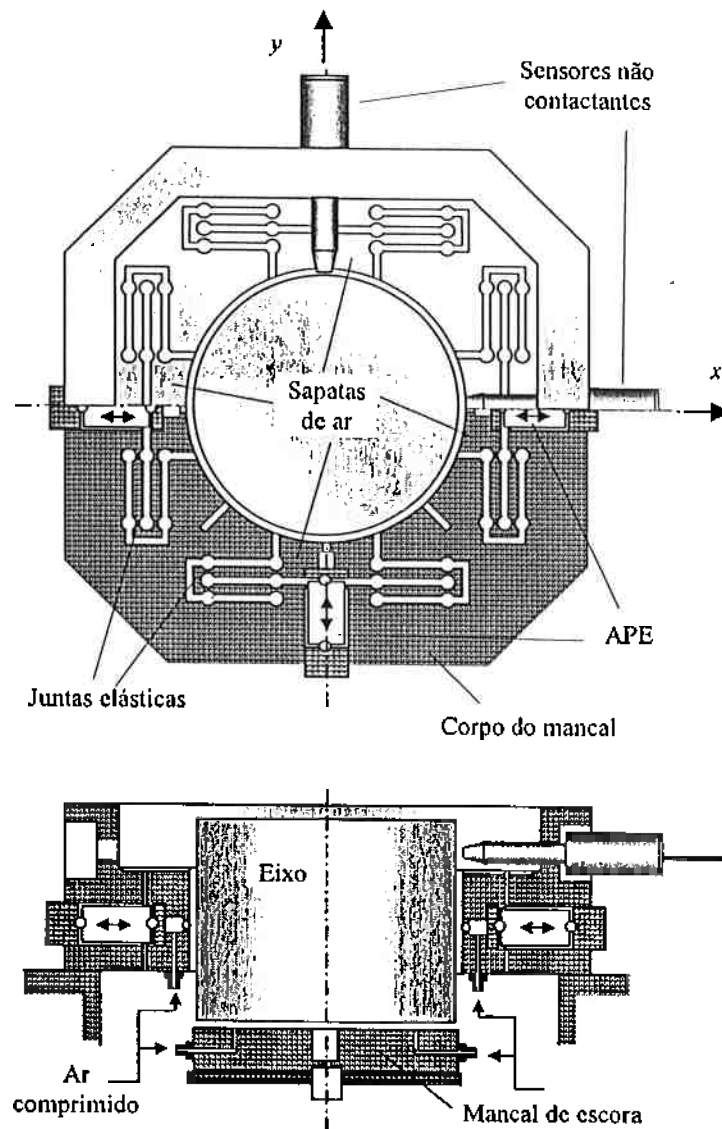


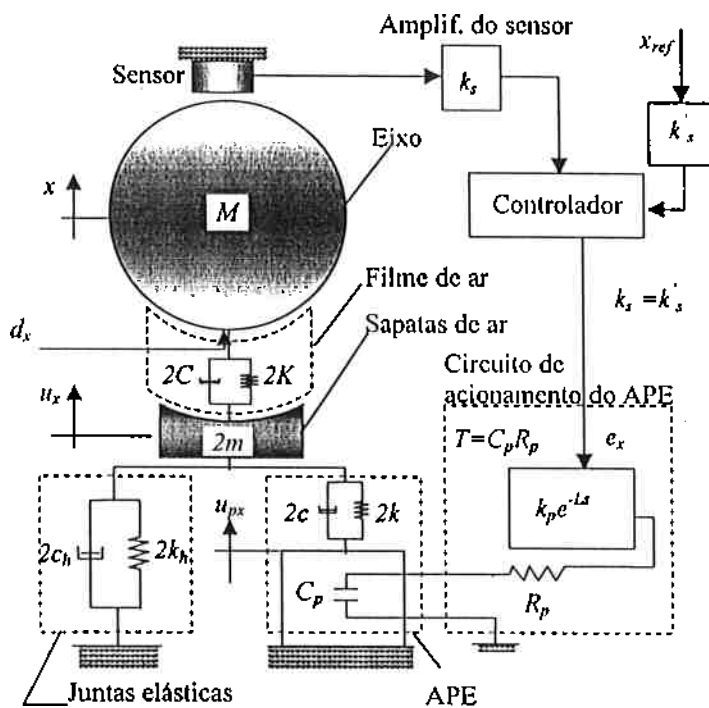
Figura 3.2 Configuração do MRAA

Numa primeira etapa para o estudo do controle de todos os graus de liberdade de um eixo rotativo, estudou-se somente as duas primeiras características. Ignorou-se portanto os erros de forma do eixo e das diversas partes do mancal, interpretando as saídas dos sensores como sendo as medidas das posições radiais do eixo. A característica de forma será discutida mais adiante.

Os movimentos do eixo na direção  $x$  serão considerados independentes daqueles na direção  $y$ . Isto se justifica na medida em que os deslocamentos aqui considerados são da ordem de  $1\mu\text{m}$  ao passo que o eixo rotativo terá um diâmetro da ordem de  $100\text{mm}$ . Será também assumido um mesmo modelo dinâmico para o movimento do eixo nas direções  $x$  e  $y$ , dada a simetria do mecanismo do MRAA

### 3.3.2 Modelo dinâmico do MRAA

O modelo dinâmico para o movimento do eixo na direção  $x$  é descrito na Figura 3.3.



- $x$ : deslocamento do eixo
- $x_{ref}$ : sinal de referência (=0 neste capítulo)
- $u_x$ : expansão do APE (atuador piezoelétrico)
- $u_{px}$ : expansão teórica do APE
- $e_x$ : tensão de entrada ao circuito de acionamento do APE
- $d_x$ : componente da força de distúrbio na direção  $x$
- $M$ : massa do eixo
- $C$ : coeficiente de amortecimento do filme de ar
- $K$ : rigidez do filme de ar
- $m$ : massa da sapata de ar
- $c$ : coeficiente de amortecimento do APE
- $k$ : rigidez do APE
- $c_h$ : coeficiente de amortecimento do mecanismo de junta elástica
- $k_h$ : rigidez do mecanismo de junta elástica
- $k_s$ : ganho do sensor
- $k'_s$ : coeficiente para conversão de deslocamento  $x_r$  em tensão ( $k'_s = k_s$ )
- $C_p, R_p, k_p, L$  e  $T$ : constantes elétricas do APE mais o seu circuito de acionamento

Figura 3.3 Modelo dinâmico do MRAA

Embora existam dois atuadores não contactantes em cada direção, cada par de atuadores funciona na forma "push-pull" podendo ser representado por somente um atuador equivalente conforme ilustrado na Figura 3.3.

### 3.3.3 O sistema de controle do MRAA

#### 3.3.3.1 O diagrama de blocos

O MRAA, que tem como variável a ser controlada a posição radial,  $X(s)$ , possui um diagrama de blocos conforme a Figura 3.4. Os elementos  $F_1(s)$  e  $F_2(s)$  são elementos do controlador de dois graus de liberdade (2-gl), que será explicado mais adiante. Já,  $G_1(s)$  e  $G_2(s)$  são resultados

do desmembramento da função de transferência entre,  $e_x$  (sinal de entrada do circuito de acionamento do APE) e,  $x$  (posição do eixo) no ponto onde age a força de distúrbio  $d_x$  e podem ser representadas através das seguintes equações.

$$G_1(s) = G_p(s) \cdot (2Cs + 2K) \quad (3.1)$$

$$G_2(s) = \frac{1}{Ms^2 + 2Cs + 2K} \quad (3.2)$$

Onde  $G_p(s) = U_x(s) / E_x(s)$  representa a dinâmica do APE incluindo a massa da sapata de ar.

$$G_p(s) = \frac{k_p}{1 + Ts} \cdot \frac{2cs + 2k}{ms^2 + 2cs + 2k} \cdot e^{-ts} \cong \frac{k_p}{1 + Ts} \cdot \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (3.3)$$

Nos modelos acima, o efeito das juntas elásticas sobre a dinâmica do MRAA é ignorado pois as mesmas foram dimensionadas de modo a apresentarem uma rigidez extremamente baixa.

Em termos de projeto do MRAA e a avaliação de seu desempenho, serão relevantes as seguintes funções de transferência.

$$\frac{X(s)}{D_x(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} \quad (3.4)$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} = \frac{k'_s G(s) F_1(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} \quad (3.5)$$

onde,  $G(s) = G_1(s) \cdot G_2(s)$  e  $F(s) = F_1(s) + F_2(s)$

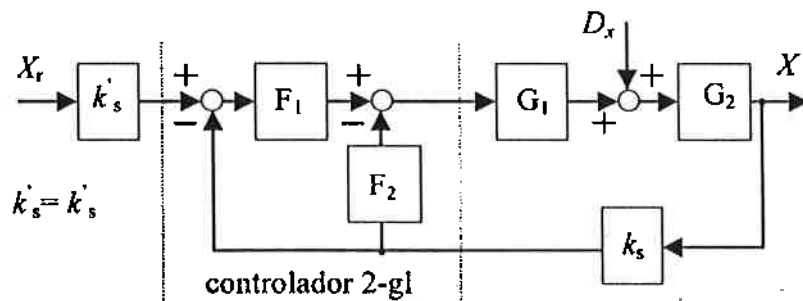


Figura 3.4 Diagrama de blocos do sistema de controle do MRAA

A Eq.(3.4), aqui denominada de **característica de distúrbio**, é uma medida do inverso da rigidez do mancal, que permite avaliar a capacidade do mancal de reduzir as vibrações que ocorrem

no eixo em decorrência da ação de esforços externos como forças de corte e efeito de uma carga desbalanceada, que agem sobre este mesmo eixo. Idealmente esta função de transferência deve se igualar a 0. Já a Eq.(3.5) expressa uma característica, aqui denominada de **característica de referência**. Esta característica é uma medida da capacidade do mancal de realizar posicionamentos rápidos e precisos do eixo mediante o fornecimento de um comando de posicionamento. Esta característica será fundamental para a correção de erros de movimento decorrentes de erros de forma no próprio eixo e nas diversas partes do mancal e além disso poderá ser empregado em usinagens especiais. Em qualquer caso, o ideal será que esta função se iguale a 1.

### 3.3.3.2 O controlador de 2 graus de liberdade

Conforme já mencionado  $F_1(s)$  e  $F_2(s)$  compõem o controlador de 2 graus de liberdade (2-gl, Watanabe88).  $F_1(s)$  é um elemento do tipo PID (proporcional - integral - derivativo, Eq.(3.5)) e  $F_2(s)$  do tipo PDD<sup>2</sup> (proporcional - derivativo - derivativo de segunda ordem, Eq.(3.6)). Elementos de atraso de primeira ordem com constantes de tempo  $T_\alpha$  e  $T_\xi$  se encontram anexados aos elementos derivativos de modo a impedir a amplificação de ruídos em altas frequências.

$$F_1(s) = \beta_1 + \frac{\gamma}{s} + \frac{\alpha_1 s}{(1 + T_\alpha s)} \quad (3.6)$$

$$F_2(s) = \beta_2 + \frac{\alpha_2 s}{(1 + T_\alpha s)} + \frac{\xi s^2}{(1 + T_\xi s)^2} \quad (3.7)$$

O nome deste controlador se deve ao fato deste permitir otimizar a característica de distúrbio de forma independente da característica de referência. Assim, os parâmetros de  $F_1(s)$  e  $F_2(s)$  são determinados da seguinte forma:

- (1) A soma de  $F_1(s)$  e  $F_2(s)$  é determinada de modo a reduzir o ganho da característica de distúrbio o quanto possível, até um limite acima do qual o sistema se torna instável. Otimiza-se dessa forma a característica de distúrbio.
- (2) Uma vez determinada a soma  $F_1(s)+F_2(s)$  através da etapa anterior, passa-se agora a determinar o valor de cada elemento,  $F_1(s)$  e  $F_2(s)$ , de forma separada, de modo a otimizar a característica de referência, mas mantendo a soma  $F_1(s)+F_2(s)$  constante.

### 3.3.3.3 O controlador repetitivo

Nos mancais rotativos, as forças de distúrbio (esforços de corte ou um desbalanceamento) e os erros de forma do eixo e das partes do mancal dão origem a erros de movimento. No MRAA, tais erros podem ser em primeira instância, reduzidos aumentando-se o ganho do controlador 2-gl.

Contudo há um limite para o aumento desse ganho, além do qual o sistema passa a ser instável. De modo geral, os erros de movimento não podem ser completamente eliminados somente através do controlador 2-gl. De modo a eliminar os erros residuais, é introduzido um segundo estágio de controlador. Este controlador consiste de um controlador 2-gl acoplado a um controlador repetitivo (Inoue80, Inoue81, Hara86, Yamamoto86). O controlador repetitivo será eficaz na eliminação de componentes de natureza repetitiva dos erros residuais. A Figura 3.5 mostra o MRAA com o controlador repetitivo. Na figura, o tempo morto  $L_r$ , representa o período de rotação do eixo. O algoritmo empregado no controlador repetitivo será conforme segue:

- (1) Amostrar o erro  $E_r$ ;
- (2) Calcular o sinal de compensação  $C_{r,i} = C_{r,i-1} + E_{r,i-1} / k_r$ ;
- (3) Enviar  $C_{r,i}$  ao controlador 2-gl e com isso cancelar os erros de movimento.

Neste algoritmo,  $k_r$  representa o ganho do controle repetitivo, e  $i$ , o número de rotações completadas pelo eixo após o início do controle repetitivo. As características de distúrbio e de referência para esta nova configuração são dadas pelas seguintes expressões:

$$\frac{X(s)}{D_x(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot (F_1(s) \cdot \left(1 + \frac{e^{-L_r s}}{k_r \cdot (1 - e^{-L_r s})}\right) + F_2(s))} \quad (3.8)$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} = \frac{e^{-L_r s}}{k_r \cdot (1 - e^{-L_r s})} \cdot \frac{k_r' G(s) F_1(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot (F_1(s) \cdot \left(1 + \frac{e^{-L_r s}}{k_r \cdot (1 - e^{-L_r s})}\right) + F_2(s))} \quad (3.9)$$

Nas frequências  $\omega = 2\pi k / L_r$  ( $k=0,1,2,3,\dots$ ) o termo  $e^{-L_r s}$  se iguala a 1. Por conseguinte, a característica de distúrbio (Eq.(3.8)) se aproxima de zero e a de referência (Eq.(3.9)), de 1.

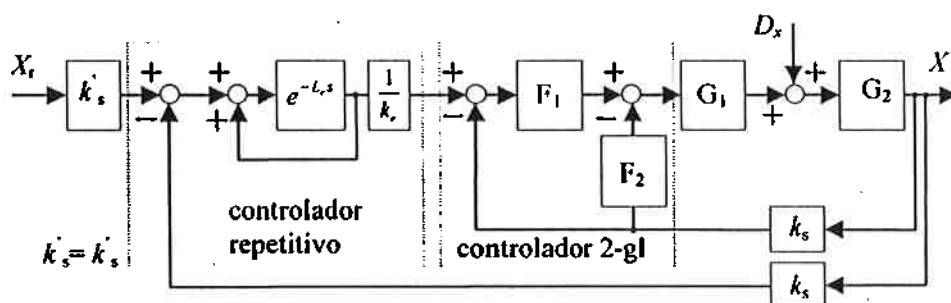


Figura 3.5 O sistema de controle do MRAA com o controlador repetitivo

### 3.4 Protótipo do MRAA

Um protótipo de MRAA foi construído conforme configuração da Figura 3.2. O MRAA foi equipado com 8 orifícios de saída de ar, cada um com 0,2mm de diâmetro: 4 sobre as sapatas móveis (40mmx40mm) e outras 4 nas direções diagonais. Fornecendo-se ar a uma pressão de 0,4MPa às sapatas móveis, o eixo (em aço, diâmetro de 100mm, altura de 84mm e massa de 5kg) é suspenso na direção radial. Na direção vertical, o eixo é suspenso através de um mancal aerostático de escora. Dessa forma o eixo é mantido suspenso sem nenhum contato mecânico. Foram utilizados dois eixos com diâmetros diferentes, sendo que um deles produz uma folga no mancal de 20 $\mu$ m e o outro, de 10 $\mu$ m. Nos primeiros testes foi utilizado o eixo para a folga de 20 $\mu$ m.

O atuador piezoelétrico aqui empregado foi o atuador NLA-10x10x18, fabricado pela Tokin Inc., Japão. Já o sensor utilizado foi um sensor do tipo capacitivo, linha Microsense, modelo 3046-R02, fabricado pela ADE Inc., E.U.A. (resolução: ~10nm, utilizado com um filtro passa-baixa com frequência de corte de 2kHz). O controle da posição do eixo na direção  $x$  é independente do controle na direção  $y$ . Em cada direção, é utilizado um controlador 2-gl implementado na forma de circuito analógico e um controlador repetitivo, implementado através de um microcomputador.

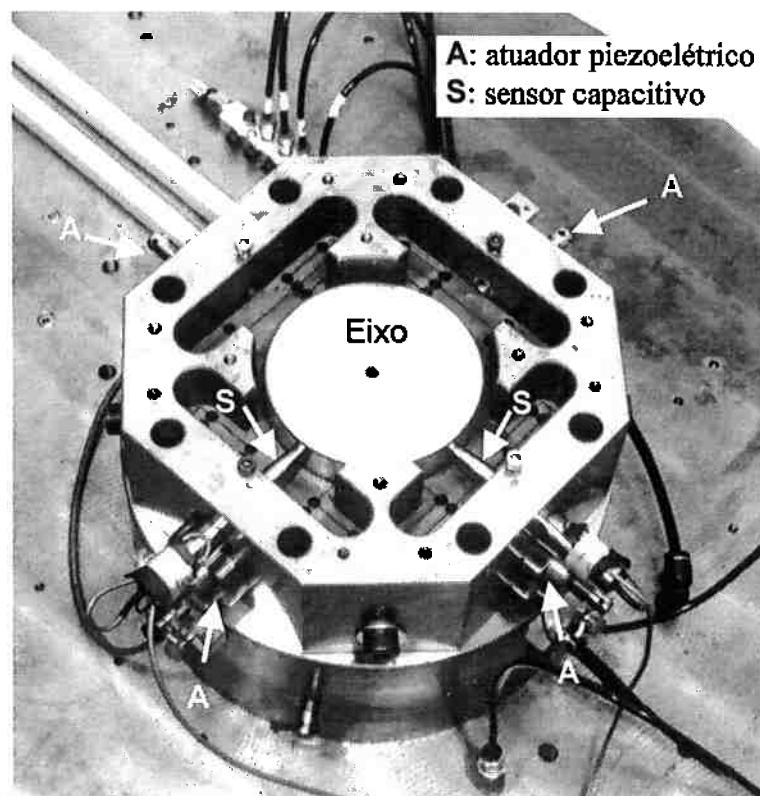


Figura 3.6 Foto do protótipo do MRAA

Uma roda dentada (diâmetro de 100mm, 200 dentes) foi instalada no topo do eixo. Direcionando um jato de ar comprimido sobre a mesma através de um par de bicos, o eixo pode ser



acionado a uma velocidade constante de rotação. A roda dentada ainda é utilizada para a medição da posição angular do eixo. Dois elementos magnetoresistivos instalados nas suas proximidades geram 400 pulsos a cada volta do eixo. A cada pulso, o controlador repetitivo amostra o erro de movimento e envia um sinal de compensação ao controlador 2-g1, de acordo com o algoritmo descrito acima. A Figura 3.6 mostra o protótipo do MRAA. Nesta foto, a roda dentada, os bicos de ar e os elementos magnetoresistivos ainda não se encontram instalados.

### 3.4.1 As características dinâmicas em malha aberta e o projeto do controlador

Através de ensaios, foram primeiramente medidos os parâmetros das funções de transferência  $G_1(s)$  e  $G_2(s)$ , identificando com isso as suas características em malha aberta. Os resultados estão listados na Tab.3.2. Os parâmetros do modelo dinâmico do MRAA que foram medidos estão listados na Tab.3.2. Com o uso destes parâmetros, e através de simulações das características de distúrbio e de referência do MRAA, os parâmetros dos elementos F1 e F2 do controlador 2-g1 foram determinados de acordo com a metodologia descrita anteriormente. Os parâmetros do controlador foram determinados de modo a assegurar a estabilidade do sistema, reduzir o ganho da característica de distúrbio o máximo possível e obter a banda de resposta mais ampla possível na característica de referência. No caso deste projeto, a banda de resposta para a característica de referência foi de 1kHz. Os parâmetros do controlador 2-g1 que foram assim obtidos estão listados na Tab.3.3.

Tabela 3.2 Parâmetros do modelo dinâmico do MRAA

$M=5.05\text{Kg}$	$\zeta=0.77$	$C=1.223 \times 10^3 \text{Ns/m}$	$k_s=2.0 \times 10^6 \text{V/m}$
$K=7.54 \times 10^6 \text{N/m}$	$k_p=9.29 \times 10^{-5} \text{m/V}$	$\omega_n=7.037 \times 10^3 \text{rad/s}$	$T=3.8 \times 10^{-4} \text{s}$

Tabela 3.3 Parâmetros do controlador 2-g1

$\beta_1=0.47$	$\alpha_1=5.10 \times 10^{-4}$
P: $\beta_2=1.12$	D: $\alpha_2=2.73 \times 10^{-4}$
$\beta=1.59$	$\alpha=7.83 \times 10^{-4}$
I: $\gamma=5.30 \times 10^3 \text{s}$	D <sup>2</sup> $\xi=1.00 \times 10^{-8}$
$T_u=7.00 \times 10^{-5} \text{s}$	$T_\zeta=7.00 \times 10^{-5} \text{s}$

### 3.4.2 Resultados experimentais

Embora se tenha apresentado o sistema de controle do MRAA na sua forma completa, os resultados experimentais apresentados na seqüência são relativos somente à característica de distúrbio (Eq.(3.4)) do MRAA. Tal característica está diretamente associada a uma das características fundamentais de um mancal, a rigidez. Por uma questão de organização deste

trabalho, os resultados referentes à característica de referência serão apresentados em capítulo a parte (Capítulo5).

### 3.4.2.1 Característica de distúrbio

Nesta e na próxima seção, serão descritos os experimentos realizados sem que o eixo esteja girando. A Figura 3.7 e a Figura 3.8 mostram respectivamente os registros ao longo de 100ms e 10s, das saídas dos sensores das direções  $x$  e  $y$ , sem que se aplique qualquer distúrbio ao eixo de forma intencional. Em cada figura, a parte (a) é o caso de um mancal não controlado, configurando um mancal a ar passivo, MPA. Devido ao fluxo de ar entre o eixo e cada sapata de ar, no MPA o eixo vibra continuamente com uma amplitude de 65nm ( $\text{nm}=10^{-9}\text{m}$ ) na direção  $x$  e de 40nm na direção  $y$ .

No MRAA (parte (b) das figuras) tais vibrações são reduzidas para menos de 15nm. Uma vez que as condições de vazão de ar no MPA e no MRAA não foram alteradas, presume-se que forças de distúrbio similares agiram em ambos os casos. Assim, a diminuição na amplitude das vibrações indica um aumento na rigidez e na capacidade de amortecimento de vibrações no MRAA.

As vibrações citadas são apresentadas agora na Figura 3.9 na forma de espectro de frequência. Apesar de ocorrer no MRAA um ligeiro aumento na amplitude das componentes de alta frequência, uma redução significativa é obtida nas regiões de baixa frequência. Estes resultados coincidem bem com a comparação através de simulações da característica de distúrbio de um MPA com o de um MRAA, dado na Figura 3.10, sugerindo que o distúrbio causado pelo fluxo de ar se aproxima de um ruído branco e que assim sendo, as melhorias nas características de distúrbio foram atingidas conforme esperado.

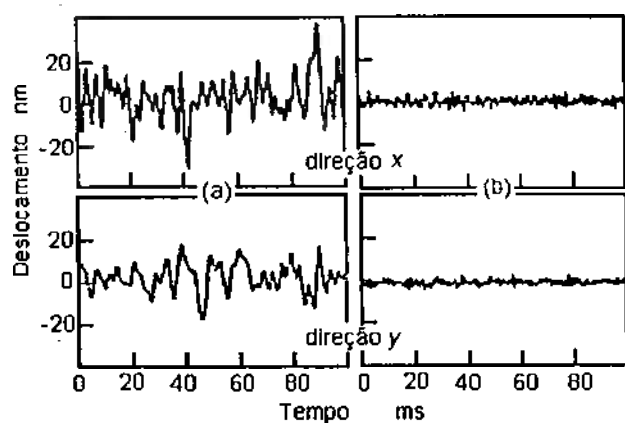


Figura 3.7 Vibrações do eixo (0rpm)

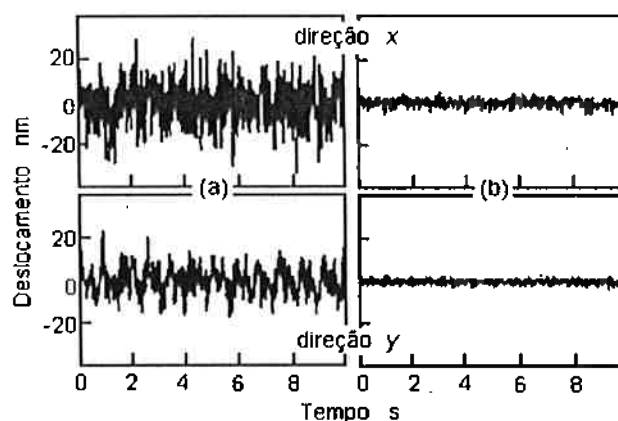


Figura 3.8 Vibrações do eixo (0rpm)

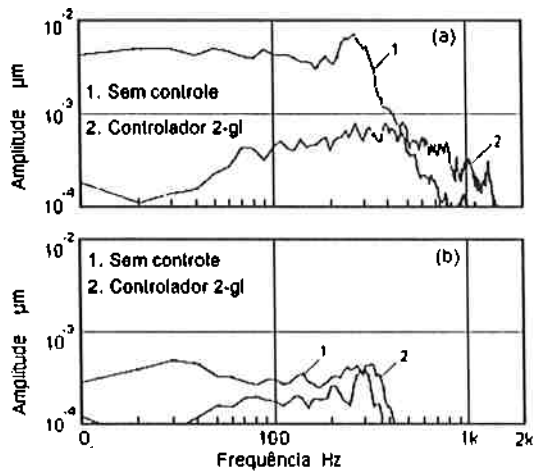


Figura 3.9 Espectro das vibrações

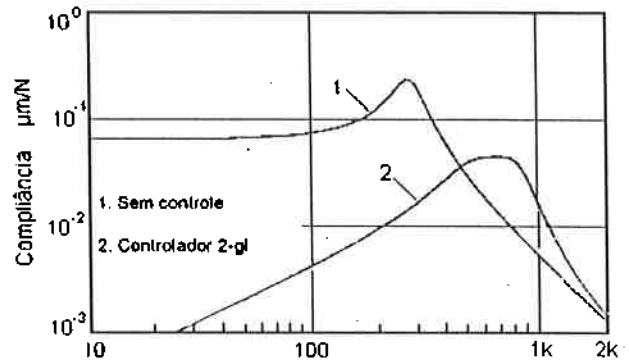


Figura 3.10 Característica de distúrbio (teórico)

Aumentando-se a pressão do ar enviado para um dos orifícios auxiliares do protótipo do MRAA (Figura 3.2), de 0 para 0,2MPa, aplicou-se uma carga estática de aproximadamente 43N ao eixo. No MPA (Figura 3.11(a)), o eixo se deslocou mais de 2 $\mu\text{m}$  em ambas as direções em função desta carga. Já no MRAA (Figura 3.11(b)), o carregamento produziu um deslocamento temporário menor que 15nm nas duas direções, mas que é compensado rapidamente e na situação de regime, a posição original do eixo é mantida inalterada. Este resultado demonstra a capacidade do MRAA de atingir uma rigidez estática infinita.

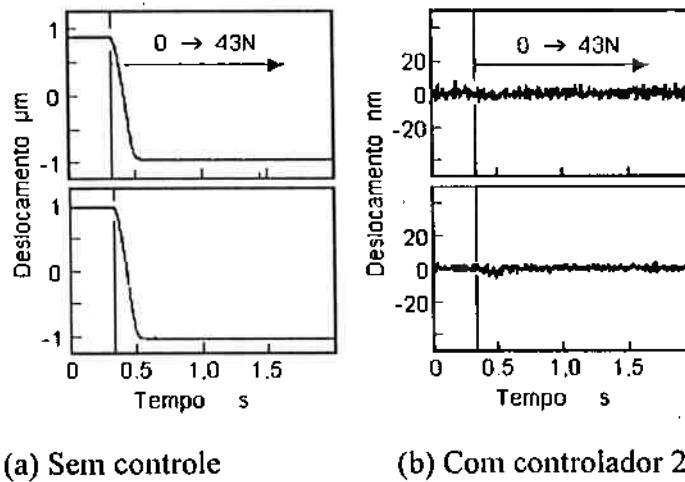
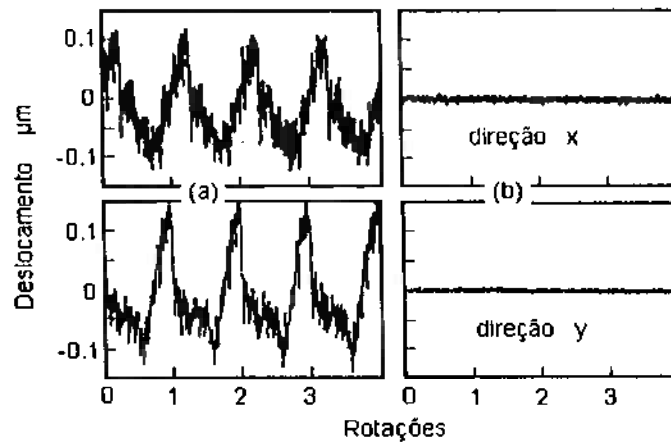


Figura 3.11 Deslocamentos do eixo mediante aplicação de força

### 3.4.2.2 Desempenho a baixas rotações

Nos experimentos seguintes, o eixo gira a uma velocidade constante de 24rpm. O deslocamento do eixo nas direções  $x$  e  $y$  nestas condições são mostradas na Figura 3.12. As vibrações e erros de movimento rotativo que chegam a 0,25 $\mu\text{m}$  no MPA, são reduzidas no MRAA para menos de 15nm nas duas direções evidenciando a capacidade de melhoria da rigidez e da

capacidade de amortecimento de vibrações do MRAA mesmo com o eixo em rotação. Nesse caso, estas melhorias representam uma melhoria na precisão de movimento rotativo do eixo.



(a) Sem controle (b) Com controlador 2-gl

Figura 3.12 Vibrações do eixo (24rpm)

### 3.4.2.3 Desempenho a altas rotações

Desta feita, o eixo gira a uma velocidade constante de 1000rpm. O sinal de erro foi amostrado 400 vezes a cada rotação do eixo. A Sem controle, (b) Controlador 2-gl, (c) Controlador repetitivo

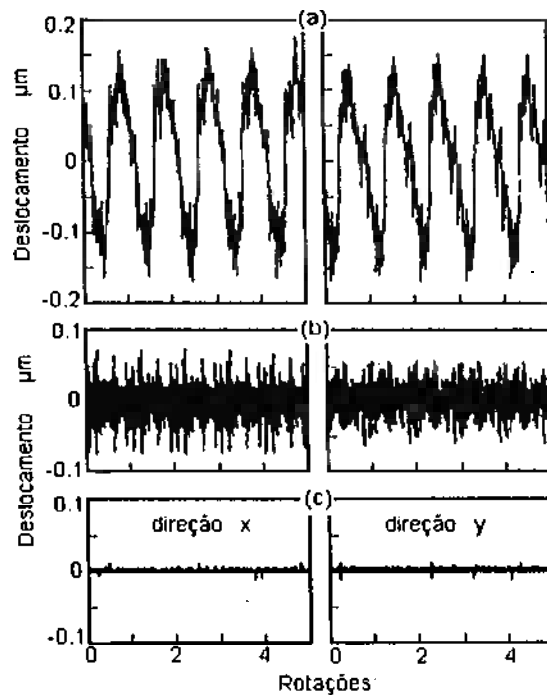
Figura 3.13 mostra a vibração do eixo nas duas direções em diversas situações: sem o controle (na condição de MPA) e com o controle (na condição de MRAA). No MPA (Sem controle, (b) Controlador 2-gl, (c) Controlador repetitivo

Figura 3.13(a)), as vibrações chegam a atingir amplitudes superiores a  $0,3\mu\text{m}$  nas duas direções. Já no MRAA equipado com o controlador 2-dof, as mesmas vibrações são reduzidas para aproximadamente  $0,1\mu\text{m}$  (Sem controle, (b) Controlador 2-gl, (c) Controlador repetitivo

Figura 3.13(b)). Verificou-se contudo que as vibrações residuais apresentavam elevada repetibilidade, ou seja, a mesma vibração se repetia a cada vez que o eixo completa uma volta. Isto sugeriu a aplicação do controle repetitivo para a melhoria da precisão de rotação do eixo. Assim foi feito no caso da Sem controle, (b) Controlador 2-gl, (c) Controlador repetitivo

Figura 3.13(c). Utilizou-se um controlador 2-gl em conjunto com o controlador repetitivo (ganho adotado no controlador repetitivo  $k_r=8$ ). As vibrações residuais foram reduzidas drasticamente e o erro de movimento rotativo foi reduzido para menos de 25nm.

Vibrações, da mesma forma repetitivas, são esperadas quando o eixo estiver sujeito a cargas cíclicas e repetitivas como esforços de corte ou efeitos de um desbalanceamento no eixo. Este último resultado demonstra a capacidade do MRAA realizar alta precisão de giro mesmo sob efeito de tais cargas.



(a) Sem controle, (b) Controlador 2-gl, (c) Controlador repetitivo

Figura 3.13 Vibrações do eixo (1000rpm).

#### 3.4.2.4 Limite de rotação

A velocidades superiores a 1000rpm, o MRAA se tornava instável, chegando a produzir uma colisão do eixo nas paredes do mancal. A estas velocidades, passaram a ocorrer vibrações de alta frequência (superiores a 1kHz) induzidas pelo erro de forma do eixo. Tais vibrações produziram uma separação na junta esférica utilizada para conectar os APÊs às respectivas sapatas de ar, tornando o sistema instável.

A rotação do eixo a velocidade superiores, foi possível através da substituição do eixo. Com isso, reduziu-se a folga do mancal de 20μm para 10μm e aumentou-se a rigidez do filme de ar e a força de contato nas juntas esféricas, diminuindo assim a possibilidade de ocorrência de separação nestas juntas.

Todo o processo de determinação dos parâmetros do modelo dinâmico do MRAA, realizado com o eixo anterior foi repetido para o novo eixo, projetando-se novamente os parâmetros do controlador. Os resultados estão listados nas Tabs.3.4 e 3.5.

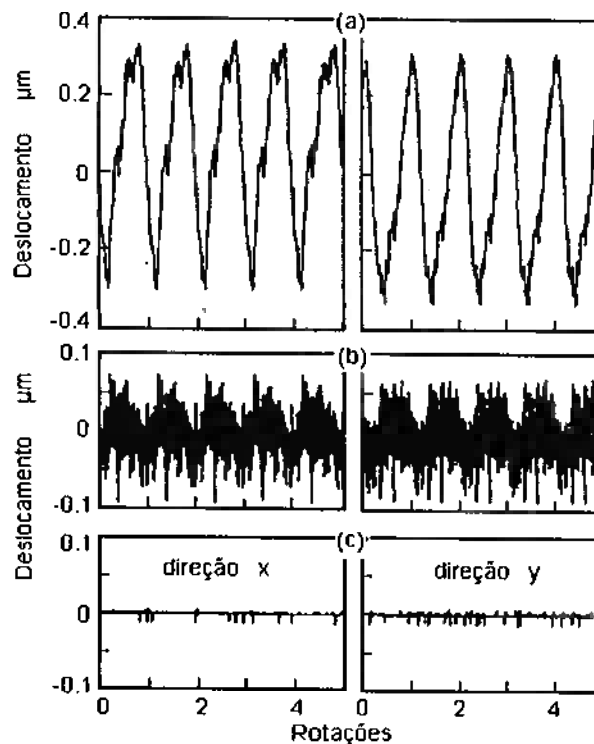
Tabela 3.4 Parâmetros do modelo dinâmico do MRAA  
(Espessura do filme de ar: 10μm)

$M=5.05\text{Kg}$	$\zeta=0.77$	$C=5.58 \times 10^3 \text{Ns/m}$	$k_s=2.0 \times 10^6 \text{V/m}$
$K=1.93 \times 10^7 \text{N/m}$	$k_p=9.29 \times 10^{-5} \text{m/V}$	$\omega_n=7.037 \times 10^3 \text{rad/s}$	$T=3.8 \times 10^{-4} \text{s}$

Tabela 3.5 Parâmetros do controlador 2-gl  
(Espessura do filme de ar: 10 $\mu$ m)

P:	$\beta_1=0.99$	D:	$\alpha_1=2.95 \times 10^{-4}$
	$\beta_2=1.01$		$\alpha_2=1.65 \times 10^{-4}$
	$\beta=2.00$		$\alpha=4.60 \times 10^{-4}$
I:	$\gamma=3.0 \times 10^3$	D <sup>2</sup>	$\xi=1.00 \times 10^{-10}$
	$T_u=7.00 \times 10^{-5}$ s		$T_c=3.52 \times 10^{-5}$ s

A Figura 3.14 mostra o resultado obtido no MRAA com o eixo girando a 1740rpm. No MPA (Figura 3.14(a)), a precisão de rotação foi de aproximadamente 0,7 $\mu$ m nas direções x e y. Estes erros de movimento puderam ser reduzidas para um valor em torno de 0,2 $\mu$ m através do controlador 2-gl (Figura 3.14(b)). E para menos de 15nm, com o uso do controlador 2-gl em conjunto com o controlador repetitivo ( $k_r=8$ ). No caso dos ambos controladores, o MRAA se manteve estável, assegurando um movimento rotativo de ultra-precisão.



(a) Sem controle, (b) Controlador 2-gl, (c) Controlador repetitivo

Figura 3.14 Vibrações do eixo (1740rpm)

### 3.5 Conclusões

Apresentou-se neste capítulo, o primeiro exemplo de um sistema mecatrônico. O exemplo consistiu de um mancal controlado denominado Mancal Rotativo Ativo a Ar – MRAA. O MRAA é

constituído por: a) atuadores não contactantes (combinação de atuador piezoelétrico com sapatas aerostáticas) que suspendem e movimentam o eixo rotativo, b) sensores não contactantes, que medem a posição radial do eixo, e c) controladores, que regulam todo o sistema de modo a minimizar erros de movimento do eixo e realizar posicionamentos rápidos e precisos do eixo. Demonstrou-se que através desta configuração mecatrônica, o MRAA é capaz de atingir características como: a) rigidez estática infinita, b) precisão de posicionamento do eixo na direção radial de aproximadamente 15nm com o eixo a 0rpm e a rotações de até 1740rpm, c) elevada capacidade de amortecimento de vibrações, entre outros resultados. São características de desempenho que no seu conjunto não encontram similar em mancais passivos (sistemas mecânicos passivos).

Conforme comentado no Capítulo 2, a concepção na forma de sistema mecatrônico permite uma simplificação no projeto mecânico e compensação das deficiências decorrentes dessa simplificação através do projeto do controle, ou vice-versa. Mas o MRAA é um exemplo de uma outra possibilidade de projeto, possível num sistema mecatrônico. O MRAA é resultado da combinação de uma tecnologia avançada de projeto mecânico (o uso de mancais aerostáticos) com um tecnologia avançada de controle (atuadores piezoelétricos, sensores não contactantes mais estratégias de controle). Os desempenhos obtidos no sistema mecatrônico resultante, o MRAA, dificilmente serão atingidos por um sistema mecânico passivo.

O MRAA incorpora em sua estrutura um mancal aerostático passivo. Na mesma medida, mesmo que um dia surja um novo projeto de mancal aerostático passivo, que possibilite um desempenho equiparável aos resultados aqui apresentados, haverá também a possibilidade de incorporar esse novo projeto no MRAA obtendo desempenhos superiores. Dessa forma, e em tese, o MRAA sempre terá desempenho superior a um mancal passivo.

Há que se observar ainda que no MRAA não foi feito um estudo exaustivo de todas as estratégias conhecidas de controle (este aspecto ficou fora do escopo do trabalho). Existe portanto a perspectiva de se obter resultados melhores aos aqui apresentados, somente através de uma revisão quanto à estratégia de controle a ser empregada.

## 4 Mancal Magnético com Controle Uniaxial

Ao lado do MRAA, apresentado no capítulo anterior, este capítulo vem a apresentar um segundo exemplo de desenvolvimento de um sistema mecatrônico. Trata-se de um mancal magnético ou seja um elemento de máquina que tem por finalidade restringir através de forças magnéticas, todos os graus de liberdade (gl) de um eixo ou uma mesa, deixando o movimento livre em somente uma direção. Este grau de liberdade restante pode ser um movimento linear no caso de um mancal linear ou um movimento rotativo, no caso de um mancal rotativo. Conforme será mencionado adiante, a única forma possível de concepção de mancal magnético na forma de sistema mecânico convencional é através da utilização de materiais supercondutores. Caso não se utilize estes materiais, um mancal magnético só é possível mediante implementação de um sistema de controle ativo da posição do objeto de sustentação. Pode-se assim afirmar que os mancais magnéticos são sistemas essencialmente mecatrônicos.

Este capítulo descreverá: uma nova concepção de mancal magnético proposto pelo autor (Silva99a, Silva99b, Horikawa99), a metodologia de projeto deste mancal incluindo o seu sistema de controle, o desenvolvimento de um protótipo, os resultados de ensaios de desempenho realizados no protótipo e por final, a avaliação sobre as vantagens e problemas desta concepção de mancal magnético.

### 4.1 Introdução

O trabalho desenvolvido neste capítulo foi motivado entre outros, pela atual necessidade por parte de um importante segmento da indústria, o de microeletrônica, por um elemento de máquina que possibilite elevada precisão tanto de movimento linear quanto de rotação e que possa operar no vácuo, onde os circuitos integrados última geração estão atualmente sendo produzidos. Para este propósito, os mancais magnéticos representam uma solução promissora. Muitos trabalhos já trataram de mancais magnéticos, mas a maioria deles se referiram a mancais com controle ativo em pelo menos cinco graus de liberdade (por exemplo, Schweitzer91). Uma vez que o controle de gl, requer um sensor, um atuador e um controlador, o projeto das partes mecânicas, elétricas e do sistema de controle torna-se extremamente complexo. Considerando isto, propõe-se um nova concepção de mancal magnético, na qual somente 1 gl de um rotor, a sua posição axial, é controlado de forma ativa. Os demais movimentos do rotor são restringidos somente pela ação dos ímãs permanentes. Diferente dos mancais magnéticos propostos por outros autores (por exemplo Ohji96), aqui os ímãs permanentes trabalharão por atração, de maneira a evitar o problema da



desmagnetização (Campbell94). Esta configuração, com o controle ativo em 1gl é a configuração mais simples possível pois de acordo com o princípio de Earnshaw (Earnshaw39), é impossível se ter uma sustentação magnética sem controle ativo. Existem estudos mostrando a possibilidade de obtenção de mancais magnéticos sem nenhum controle ativo através da utilização de materiais supercondutores (por exemplo, Marion-Péra94) mas até o presente momento, os materiais conhecidos desenvolvem a supercondutividade somente a uma temperatura inferior a 77K, e isso representa uma grande dificuldade para uma ampla aplicação prática.

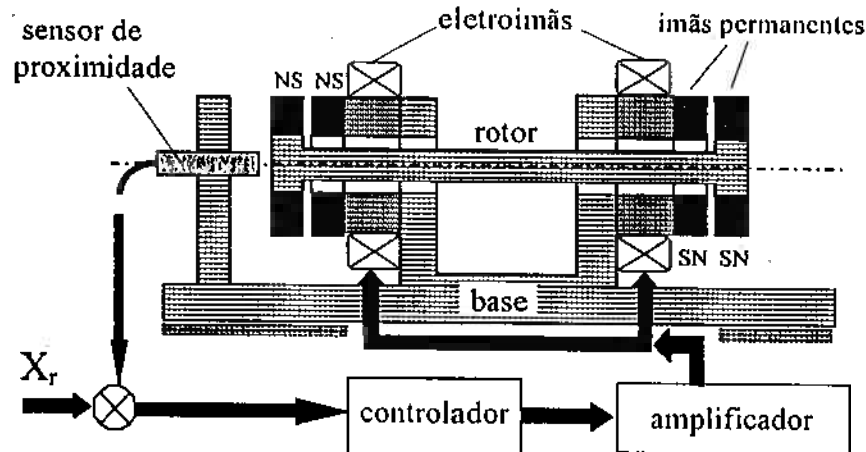


Figura 4.1 Configuração do mancal magnético proposto

## 4.2 Princípio de funcionamento do novo mancal

A Figura 4.1 mostra o esquema do mancal proposto. Um ímã permanente é fixado em cada extremidade de um eixo rotativo que passa através de dois atuadores estacionários. Cada atuador é uma combinação de um eletroímã e de um ímã permanente. A polaridade de cada ímã é ajustada conforme indicada na Figura 4.1, de modo que haja uma força de atração em cada par de ímãs. Como será apresentado na próxima seção, garantindo um comprimento mínimo do rotor, os dois pares de ímãs permanentes garantem a estabilidade radial e angular do eixo. A estabilidade na direção axial é obtida através de uma malha de controle composta por um sensor de proximidade não contactante (sensor indutivo), um controlador e um atuador eletromagnético.

## 4.3 Forças magnéticas e rigidez nas diversas direções

A Figura 4.2 ilustra um par de ímãs na extremidade do eixo. A Figura 4.2(a) mostra o caso em que um dos ímãs é deslocado radialmente. Nesta situação, a força axial  $f_a$ , força radial  $f_r$ , rigidez axial  $k_a$  e rigidez radial  $k_r$  são dadas respectivamente pelas Eqs.(4.1) ~ (4.4) (Yonnet81). Por

outro lado, se um dos ímãs é inclinado em relação ao outro (Figura 4.2(b)), observa-se uma rigidez  $k_y$ , que pode ser representada pela Eq.(4.5) (Delamare94).

$$f_a = 2B \sin(3\theta) / \sigma^3 \quad (4.1)$$

$$f_r = -2B \cos(3\theta) / \sigma^3 \quad (4.2)$$

$$k_r = 6B \cos(4\theta) / \sigma^4 \quad (4.3)$$

$$k_a = -2k_r \quad (4.4)$$

$$k_y = k_a R^2 / 2 \quad (4.5)$$

Nas Eqs.(4.1) ~ (4.4):

$$B = J^2 S^2 p / 2\pi \mu_0 \quad (4.6)$$

$$\sigma = \text{folga} + a \quad (4.7)$$

Sendo,  $J$ ,  $S$ ,  $p$ , e  $a$ , respectivamente a magnetização, a área da seção transversal, o perímetro do ímã e a sua espessura.

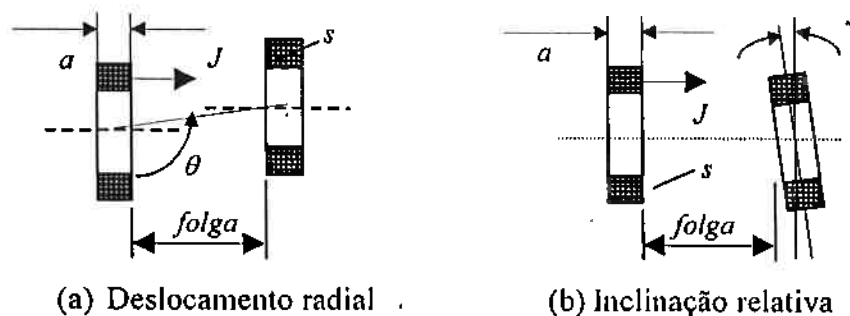


Figura 4.2 Interação entre dois ímãs permanentes

Como regra geral, Eqs.(4.1) ~ (4.4) mostram que elevada rigidez axial e radial serão obtidas na parte passiva deste mancal, utilizando ímãs permanentes com: pequena espessura, grande seção transversal, elevada magnetização e grande perímetro.

#### 4.4 Comprimento mínimo do eixo

Conforme indicado pela Eq.(4.3), a rigidez na direção radial é positiva e portanto o rotor será estável em termos de deslocamentos radiais. Já na direção axial, embora a correspondente rigidez seja negativa (Eq.(4.4)), a estabilidade é garantida pela malha de controle. Contudo, a

estabilidade em termos de movimentos de inclinação do rotor em torno de um eixo perpendicular ao de rotação deve ser analisada do seguinte modo.

Considere a configuração da Figura 4.3. A distância entre os ímãs permanentes é  $l$ . Em frente de cada ímã há outro trabalhando por atração, mantendo-se uma folga  $d$  (a disposição dos ímãs fixos à base difere da apresentada na Fig.1 mas isto é feito somente para simplificar a figura). Considerando o par de ímãs do lado esquerdo da Figura 4.3, quando o rotor é inclinado conforme indicado na figura, a folga entre ímãs aumenta na parte superior e diminui na inferior. Deste modo, a força de atração na parte superior torna-se maior do que a força na parte inferior. O fenômeno oposto ocorre com o par de ímãs do lado direito do rotor. Estas forças, produzirão um momento ( $\Sigma M_i$ ) que tenderá a aumentar a inclinação do rotor. Contudo, a inclinação do rotor também causa um deslocamento radial dos ímãs do rotor, em relação aos ímãs fixados contra a base. Este deslocamento produzirá uma força radial, com sentido oposto a este deslocamento, resultando em um momento ( $\Sigma M_r$ ) que levará o rotor de volta a sua posição original. Assim, a estabilidade do rotor será garantida se a seguinte relação for satisfeita.

$$\Sigma M_r > \Sigma M_i \quad (4.8)$$

Na Figura 4.3, foi indicada uma inclinação do rotor ao redor de um ponto  $P$  genérico. Contudo, já foi visto acima que o rotor é estável em termos de translações na direção radial e portanto, a análise da Eq.(4.8) exige somente o estudo do caso em que  $P$  está no centro do rotor ( $x=l/2$ ). Em tal situação e considerando somente pequenas inclinações do rotor ( $\gamma \cong 2\Delta_r/l$ ), são obtidas as seguintes relações.

$$\Sigma M_r = k_r \Delta_r \frac{l}{2} + k_r \Delta_r \frac{l}{2} = k_r \Delta_r l \quad (4.9)$$

$$\Sigma M_i = 2k_r \frac{\Delta_r}{\frac{1}{2}} \quad (4.10)$$

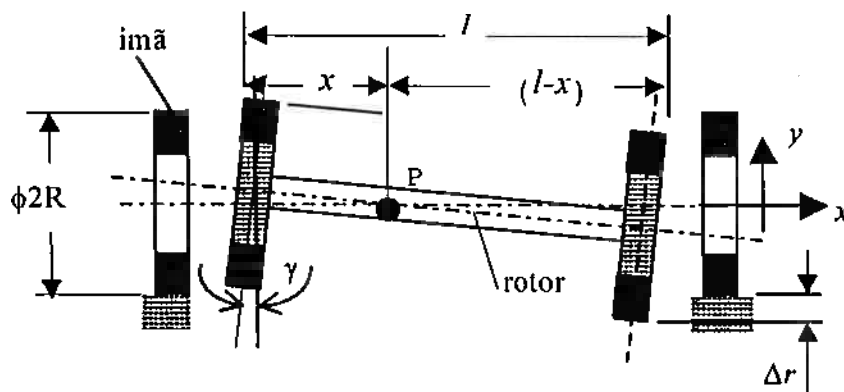


Figura 4.3 Rotor inclinado

Por outro lado, as Eqs.(4.4) e (4.5) resultam em:

$$k_y = k_r R^2 \quad (4.11)$$

Substituindo as Eqs.(4.9)~(4.11) na Eq.(4.8), obtemos a seguinte relação que assegura a estabilidade angular do mancal.

$$\frac{l}{2R} > 1 \quad (4.12)$$

Quanto maior a distância entre os pares de ímãs, maior será o momento  $\Sigma M_r$ , e como consequência, maior será a rigidez contra a inclinação do rotor.

## 4.5 Modelagem e controle do sistema

Para a modelagem do sistema de controle da posição axial do mancal, algumas simplificações são assumidas: (a) o rotor mantém simetria em torno do eixo de rotação, (b) os deslocamentos são pequenos e ocorrem em torno da posição de equilíbrio e (c) a força de atração magnética axial e a força eletromagnética podem ser linearizadas em torno de um ponto de operação. O modelo dinâmico do mancal proposto é apresentado na Figura 4.4. A força magnética nos ímãs permanentes,  $f_m(t)$  e a força eletromagnética nos eletroímãs,  $f_{em}(t)$  foram linearizadas respectivamente com relação ao deslocamento  $x(t)$  e à corrente  $i(t)$ , da seguinte forma.

$$f_m(t) = k_h x(t) \quad (4.13)$$

$$f_{em}(t) = k_i i(t) \quad (4.14)$$

Onde,  $k_h$  e  $k_i$  são as constantes magnética e eletromagnética. Por outro lado, assumindo o uso de eletroímãs com indutância  $L$  e resistência  $R$ , a relação entre a tensão  $v(t)$  que é aplicada nas bobinas e a corrente  $i(t)$ , que nelas circula assume a seguinte forma.

$$L \frac{di}{dt} + Ri(t) = v(t) \quad (4.15)$$

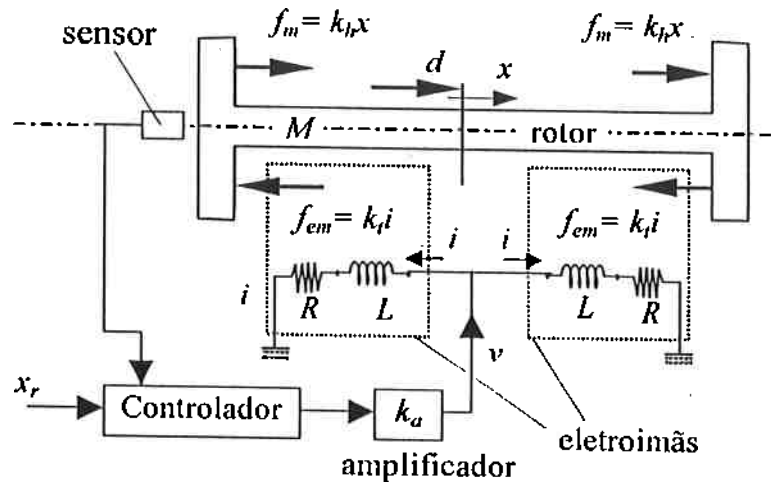


Figura 4.4 Modelo dinâmico do rotor

Utilizando as Eqs(4.13) ~ (4.15), e sendo  $M$  a massa do rotor incluindo os imãs, obtemos a função de transferencia  $G(s)$  em malha aberta do sistema Eq.(4.16).

$$G(s) = \frac{X(s)}{V(s)} = \frac{2k_t}{LM} \cdot \frac{1}{s^3 + R/L s^2 + k_h/M s + Rk_h/LM} \quad (4.16)$$

Neste sistema, somente um sensor indutivo de proximidade é utilizado. E a variável medida é a posição axial  $x$  do rotor relativa ao ponto de operação.

O sistema descrito pela Eq.(4.16) é estabilizado por um controlador do tipo PID dado pela Eq.(4.17).

$$G_c(s) = k \left( 1 + \frac{1}{T_i s} + \frac{T_d s}{\tau s + 1} \right) \quad (4.17)$$

Sendo,  $k$ ,  $T_i$  e  $T_d$  respectivamente o ganho do controlador, a constante de tempo do integrador e a constante de tempo do derivador. O diagrama de blocos do sistema de controle para a direção axial do rotor é apresentado na Figura 4.5.

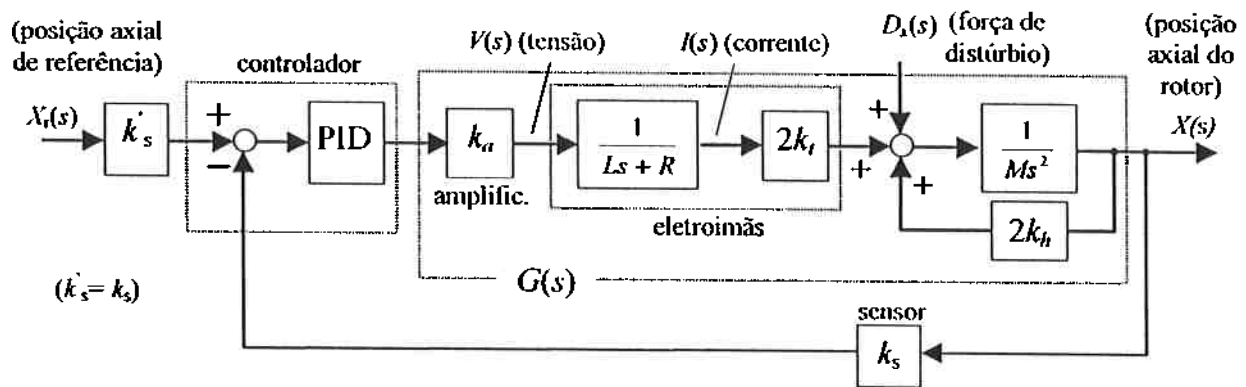


Figura 4.5 Diagrama de blocos do sistema de controle do mancal magnético

## 4.6 Resultados experimentais

Como primeira etapa do desenvolvimento do mancal, um ímã permanente em forma de coroa circular, de FeBa ( $J = 0,25T$ , magnetização axial,  $S = 63\text{mm}^2$ ,  $p = 84,8\text{mm}$  e  $a = 7\text{mm}$ ) foi selecionado por conveniência na construção. Utilizando estes ímãs, as forças axial e radial foram determinadas experimentalmente e simuladas utilizando as Eqs.(4.1)~(4.6) e também pelo método dos elementos finitos. Os resultados são apresentados na Figura 4.6(a) e Figura 4.6(b).

Utilizando o controlador PID citado anteriormente, vários experimentos foram efetuados em um protótipo apresentado na Figura 4.7. Parâmetros do mancal foram medidos experimentalmente e parâmetros do controlador definidos através de simulações baseadas nas Eqs.(4.16) e (4.17). Todos os parâmetros e os respectivos valores estão apresentados na Tab.4.1.

A Figura 4.8 mostra a posição axial  $x$  do rotor sem rotação e sem nenhum distúrbio sendo aplicado neste. Observa-se uma vibração contínua com amplitude de aproximadamente  $2\mu\text{m}$ . Esta vibração foi causada principalmente por ruídos elétricos gerados pelo sensor e circuitos elétricos do controlador. Já a Figura 4.9 mostra a resposta à forças impulsivas aplicadas axialmente no rotor. Em função da força, o rotor se desloca momentaneamente da sua posição nominal de operação mas a posição original é restaurada rapidamente.

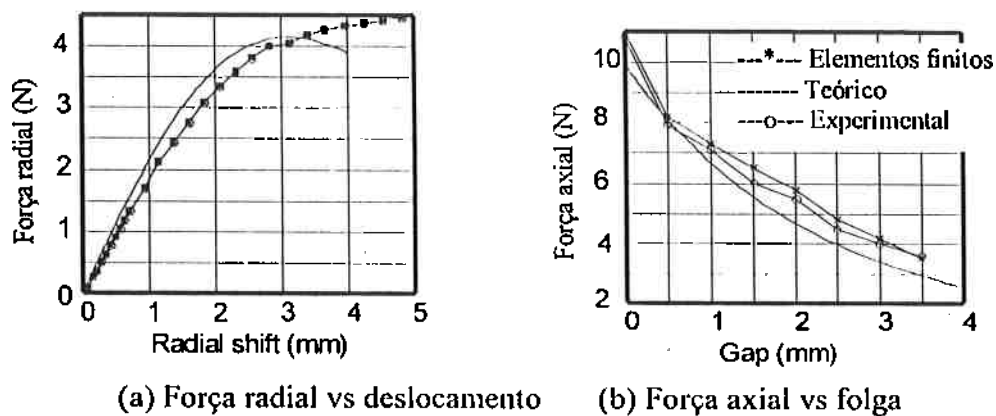


Figura 4.6 Forças nos ímãs permanentes

Tabela 4.1 Parâmetros do mancal magnético

Parâmetros do sistema	Símbolo	Valor	Unid
Constante magnética	$k_h$	$6,5 \times 10^3$	N/m
Constante eletromagnética	$k_f$	1,2	N/A
Massa do rotor	$M$	0,2	Kg
Ganho do sensor	$k_s = k_s'$	$5 \times 10^3$	V/m
Ganho do amplificador	$k_a$	10	---
Folga nominal	$x_0$	$5 \times 10^{-4}$	m
Indutância	$L$	0,01	H
Resistência	$R$	13	$\Omega$

Parâmetros do controlador	Valor	Unid
$k$		---
$T_d$		s
$T_i$		s
$\tau$	$1,1 \times 10^{-4}$	s

O controlador foi também equipado com uma entrada para sinal de referência (posição de referência  $x_r$ ). A Figura 4.10 mostra a resposta à uma entrada de um sinal de referência na forma de degrau de 0,08mm de altura. Em menos de 0,2s, o rotor alcança a posição comandada e mantém a nova posição com uma precisão de 2 $\mu$ m. Este resultado mostra a capacidade deste mancal em realizar o posicionamento do eixo de forma rápida e precisa. Tal capacidade abre possibilidade por exemplo para compensar erros sistemáticos de movimento de rotação na direção axial.

A Figura 4.11 mostra os resultados teórico e experimental da rigidez na direção axial do protótipo. A curva da rigidez apresenta um destacada não linearidade e esta aumenta conforme aumenta o deslocamento radial do rotor.

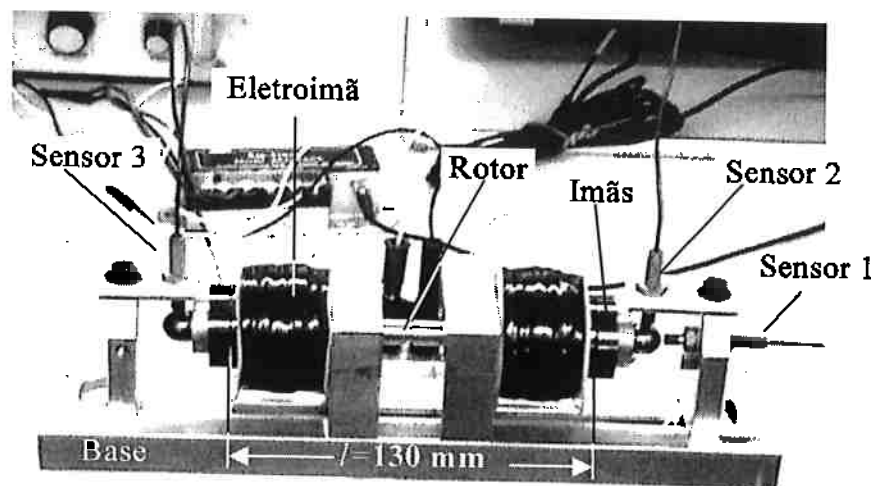


Figura 4.7 Protótipo do mancal magnético

Em conjunto com o sensor utilizado para medição do deslocamento axial do rotor, o protótipo também foi equipado com dois outros sensores de proximidade, sensor 2 e 3 indicados na Figura 4.7, para medir o deslocamento radial do rotor. A Figura 4.12 mostra as leituras dos sensores na direções radial e axial (sensores 1 e 2), com o rotor girando a 50rpm. O rotor mantém-se em uma posição fixa com um erro menor que  $5\mu\text{m}$ . Em conjunto com o erro devido aos ruídos elétricos (Figura 4.8), observa-se um erro sincronizado com a rotação. Há duas possíveis causas para este erro. A primeira, é o erro de forma do alvo que o sensor está medindo. A segunda, é a não-uniformidade da magnetização dos imãs permanentes que produzem forças cíclicas na direção axial. Fatores similares também produzem erros na direção radial. Os sensores 2 e 3 mediram erros cíclicos, sincronizados com a rotação, com amplitude da ordem de  $0.1\text{mm}$ .

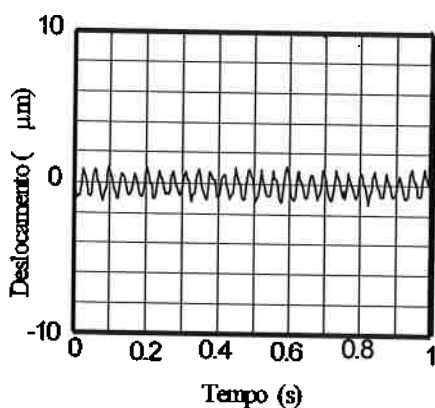


Figura 4.8 Vibrações do rotor na direção axial (0 rpm)

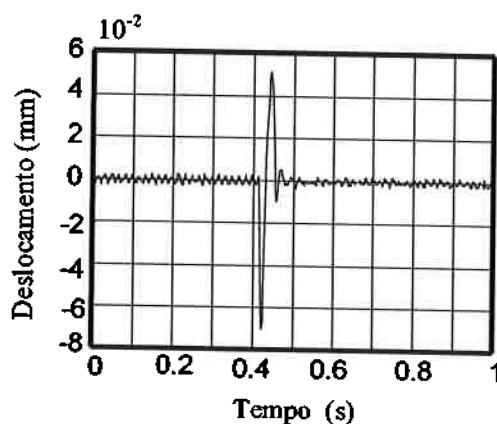


Figura 4.9 Resposta a força em impulso



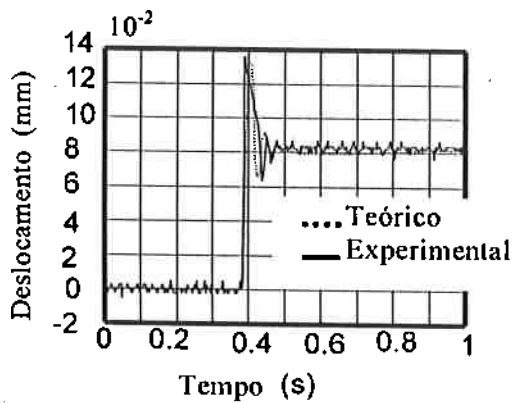


Figura 4.10 Resposta ao degrau

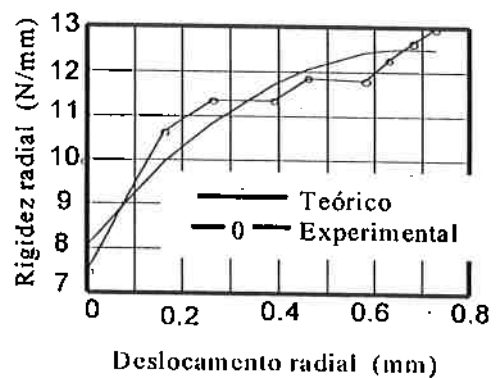


Figura 4.11 Rigidez radial do mancal

A Figura 4.13 mostra as leituras do mesmo conjunto de sensores com o rotor a 500rpm. Na direção axial, a amplitude do erro aumentou para aproximadamente  $10\mu\text{m}$ , enquanto que na direção radial, para  $0,4\text{mm}$  em ambos os sensores 2 e 3. Um desbalanceamento fez com que o rotor girasse fora do centro. Esta excentricidade aumentou conforme aumentou a velocidade do rotor. Nota-se que as leituras dos sensores 2 e 3 estão em fase. Isto indica que o rotor não está inclinando mas apenas realizando movimentos oscilatórios de translação na direção radial. Mesmo assim, o rotor manteve-se estável em rotação sem que ocorra um contato com qualquer parte do mancal.

Neste projeto, nenhum esforço especial foi dedicado para a otimização das características dos ímãs permanentes. Esta otimização levará ao aprimoramento da rigidez radial e conseqüentemente redução das vibrações observadas na Figura 4.13.

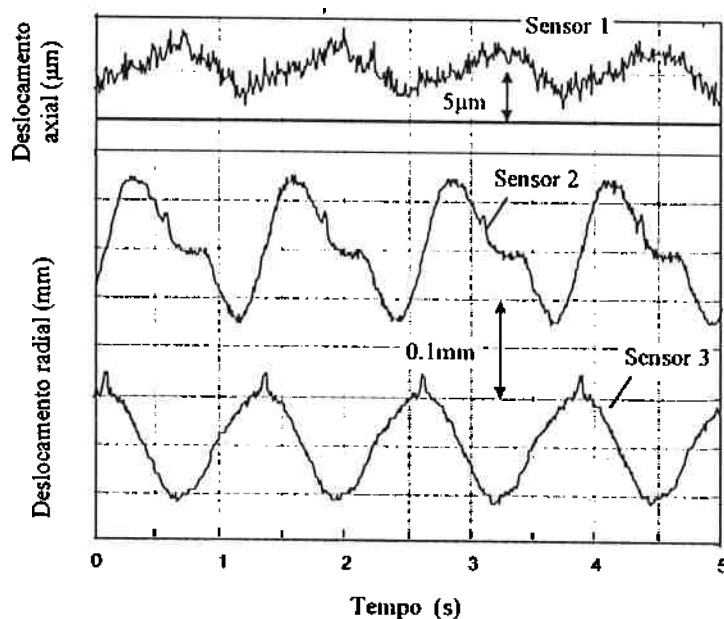


Figura 4.12 Vibrações do rotor à 50rpm

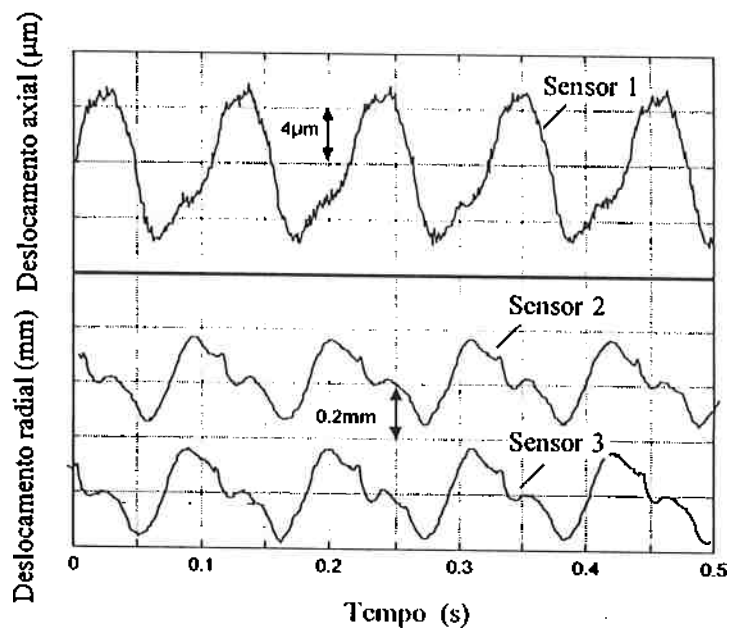


Figura 4.13 Vibrações do rotor à 500rpm

## 4.7 Conclusões

Este capítulo apresentou uma nova concepção de mancal magnético com controle ativo somente em um grau de liberdade. Os restantes graus de liberdade são restritos pela ação dos ímãs permanentes que atuam por atração. O princípio deste mancal foi apresentado e os pontos mais relevantes a serem considerados no projeto foram descritos. Finalmente, através de experimentos, foram mostrados que o mancal é capaz de: (a) manter o rotor estável e suspenso, (b) manter o rotor fixo axialmente com precisão da ordem de  $2\mu\text{m}$  e (c) realizar posicionamentos rápidos e precisos do rotor. Embora no presente protótipo a rigidez radial obtida não permita a sua aplicação prática, isto pode ser aprimorado otimizando as características dos ímãs permanentes. Isto será tema para trabalhos futuros.

Através deste exemplo demonstrou-se a possibilidade através da concepção mecatrônica de obter dispositivos com capacidades funcionais que dificilmente ou jamais poderiam ser obtidos através de sistema mecânico convencionais. Tratou-se neste caso de um mancal magnético com possibilidade de obtenção de alta precisão de movimento mesmo no vácuo.

# 5 Novas Capacidades Funcionais Através dos Sistemas Mecatrônicos

## 5.1 Introdução

Foi mostrado através dos Capítulos 2 e 3, que um dispositivo ou equipamento, quando concebido na forma de Sistema Mecatrônico, pode resultar em desempenhos superiores ao seu equivalente concebido na forma de Sistema Mecânico Passivo. No caso do Capítulo 3, o dispositivo tratado foi um mancal radial e discutiu-se as melhorias obtidas em termos de precisão de rotação, que é uma de duas principais características funcionais. Nesse sentido, mostrou-se que o mancal Mecatrônico, o MRAA - Mancais Radial Ativo a Ar, permite atingir uma precisão de rotação de 15nm a uma velocidade de 1.740rpm.

A vantagem da concepção Mecatrônica não se limita contudo a obter melhorias em termos de desempenho funcional. Permite ainda desenvolver dispositivos com **novas capacidades funcionais**.

Mostrou-se no Capítulo 3 que o MRAA é capaz de atingir **rigidez estática infinita** na direção radial. Embora isto tenha sido apresentado como uma melhoria de desempenho, também pode ser entendida como uma nova função pois a rigidez infinita jamais poderia ser atingida num mancal aerostático tradicional. Da mesma forma, o mancal magnético apresentado no Capítulo 4, apresenta uma outra função nova. O eixo é suspenso neste mancal somente através de forças magnéticas podendo portanto **operar mesmo no vácuo**. E a inexistência neste mancal de contato mecânico entre as partes móveis – **um mancal sem contato**, lhe confere possibilidades para atingir elevada precisão de movimento. Não há soluções tradicionais que reúnem estas características. A própria maneira do mancal magnético sustentar seu eixo é uma nova função que só é possível mediante adoção da concepção Mecatrônica.

Além do mencionado acima, o MRAA é capaz de desempenhar duas novas funções, antes inexistentes num mancal aerostático tradicional. A primeira destas novas funções é o **posicionamento de ultra-precisão**, ou seja, a capacidade do MRAA de alterar a posição radial do eixo com precisão da ordem de 10nm, mediante envio de sinais de comando ao seu controlador. Já a segunda função consiste na capacidade do MRAA de realizar o controle da **rigidez dinâmica**, aumentando ou diminuindo, a rigidez dinâmica do mancal a uma frequência pré-estabelecida. Este Capítulo irá apresentar estas duas funções do MRAA, descrevendo o princípio de execução destas funções e os resultados de simulações e experimentos que demonstram os seus efeitos.

## 5.2 Posicionamento de ultra-precisão

Conforme mostrado em Capítulo 3, o MRAA, mancal concebido na forma de sistema mecatrônico possui a capacidade de atenuar vibrações decorrentes de forças de distúrbios externos ou internos, destacando-se o fato de serem capazes de apresentar uma rigidez estática infinita. Um desempenho realizável somente nos mancais com a concepção Mecatrônica. Além desta capacidade funcional básica, o MRAA também é capaz de desempenhar a função de execução de posicionamentos de ultra-precisão.

Em Capítulo posterior será discutido o problema intrínseco dos sistemas mecatrônicos, segundo o qual, a precisão final de movimento é afetado diretamente pela precisão da referência física utilizada no controle de movimento. Uma das formas para a solução deste problema é a execução de posicionamentos através do sistema de controle, de modo a compensar os erros decorrentes dos erros presentes na própria referência. Esta será a primeira grande utilidade da função de posicionamento de ultra-precisão no MRAA. Além disso, o posicionamento de ultra-precisão, abre possibilidades para a execução de usinagens especiais em que o perfil usinado e por conseguinte, o movimento da peça ou da ferramenta não é necessariamente circular.

### 5.2.1 Resultados de experimentos

No Capítulo 3 apresentou-se somente os resultados relativos às melhorias na característica de distúrbio do MRAA. Já neste capítulo, e utilizando o MRAA apresentado no Capítulo 3, foram realizados os experimentos relativos ao posicionamento de ultra-precisão através do MRAA.

A Figura 5.1 mostra as respostas teóricas e experimentais a uma entrada em degrau de altura  $0,1\mu\text{m}$ . A entrada em degrau foi aplicada na direção  $x$  (lado esquerdo da figura) e na direção  $y$  (lado direito da figura) uma direção por vez. Em ambos os casos foram observadas pequenas interferências entre direções de controle causadas por vibrações imprevistas do corpo do MRAA. Foram contudo obtidos posicionamentos rápidos e ultra-precisos do eixo nas duas direções. A Figura 5.2 apresenta os diagramas de Bode teóricos e experimentais da característica de referência do MRAA nas duas direções e ambos os diagramas indicam uma banda de resposta maior que  $1\text{kHz}$ .

A Figura 5.3 mostra uma seqüência de posicionamentos de  $10\text{nm}$ , e a Figura 5.4, de  $1\mu\text{m}$ . Estes resultados evidenciam a capacidade do MRAA de executar posicionamento de ultra-precisão com uma resolução melhor que  $10\text{nm}$  a longo de um trecho de  $8\mu\text{m}$  no mínimo.

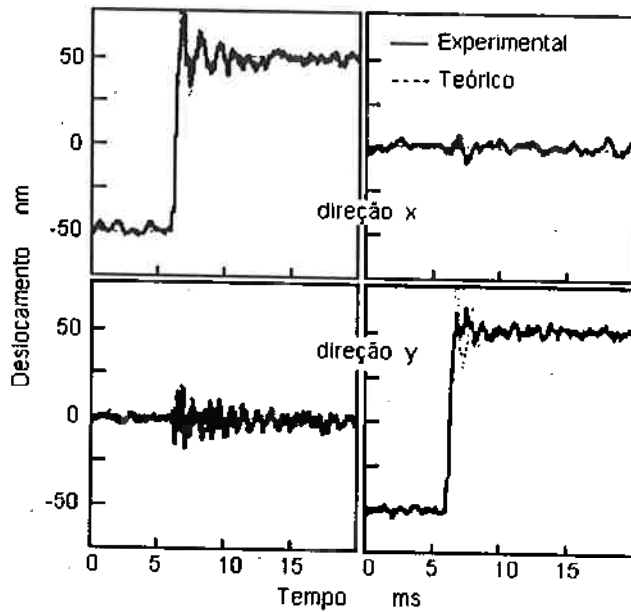


Figura 5.1 Resposta a entrada em degrau

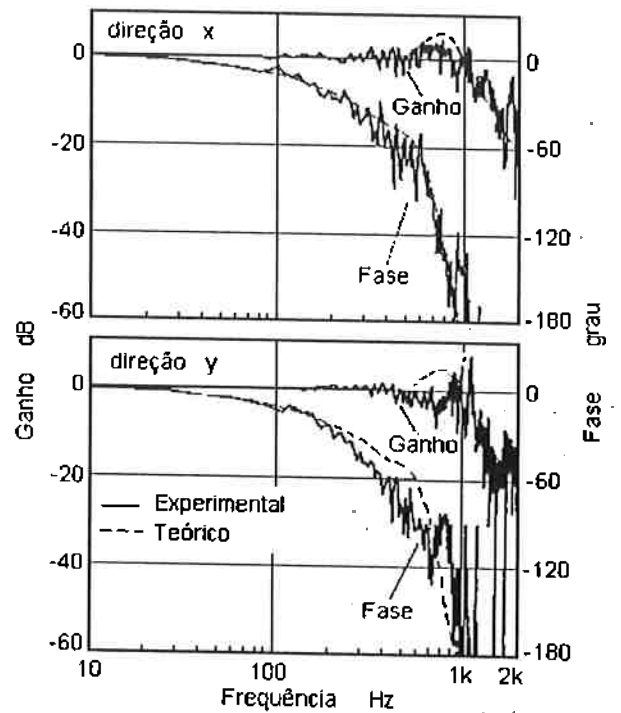


Figura 5.2 Característica de referência

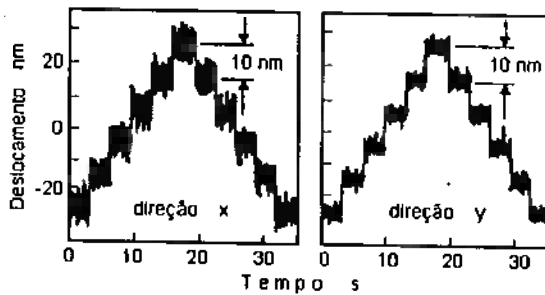


Figura 5.3 Posicionamentos de 10nm

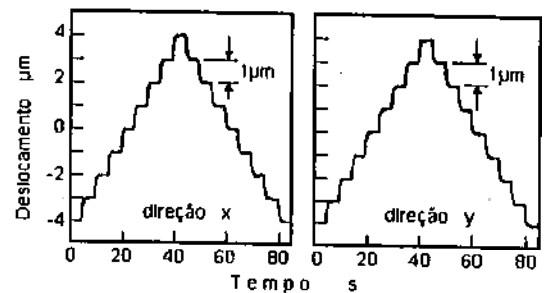


Figura 5.4 Posicionamentos de 1μm

Estes resultados foram obtidos com o eixo do MRAA a 0rpm. A Figura 5.5 vem então mostrar uma seqüência de posicionamentos de 0,1μm do eixo do MRAA girando a 1000rpm. Nesta situação, a utilização somente do controlador 2-gl se mostrou ineficaz e foi utilizado o controlador repetitivo juntamente com o controlador 2-gl. A Figura 5.6 mostra o arranjo de uma possível usinagem que seria executada através de posicionamentos obtidos na Figura 5.5.

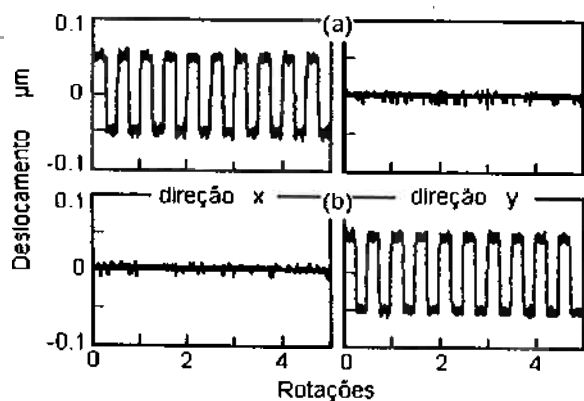


Figura 5.5 Posicionamentos do eixo (1000rpm)

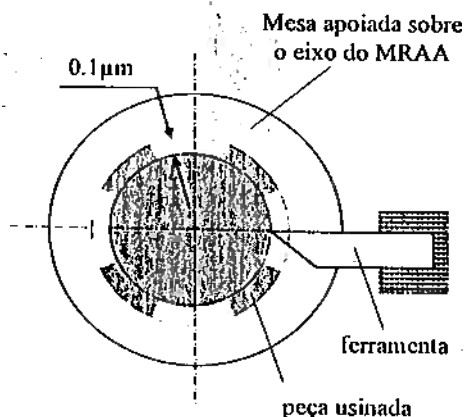


Figura 5.6 Exemplo de usinagem através de posicionamento de ultra-precisão

Os resultados experimentais relativos à aplicação desta função de posicionamento de ultra-precisão para compensação de erros da referência de movimento serão apresentados no Capítulo 6.

### 5.3 Controle da Rigidez Dinâmica no Mancal Ativo a Ar - MAA

Este item irá apresentar uma técnica que permiti que um Mancal Radial Ativo a Ar - MRAA, aumente ou diminua a sua rigidez dinâmica numa frequência determinada. Este procedimento, denominado de controle da rigidez dinâmica do mancal, já é conhecida para mancais magnéticos. Aumentando-se a rigidez dinâmica do mancal na frequência de rotação do eixo, é possível reduzir vibrações causadas por forças cíclicas de distúrbio em sincronismo com a rotação do eixo, tais como esforços de usinagem ou a força centrífuga de uma massa que gira fora de centro (Higuchi87). Aqui, a estratégia básica consiste em neutralizar estes esforços cíclicos através do controle da força de sustentação do mancal, e com isso fazer com que o eixo continue girando em torno de seu centro geométrico. Em contraste com esta estratégia, há a possibilidade se suprimir as forças centrífugas e por conseguinte, as vibrações por ela causadas, fazendo com que o eixo gire em torno de seu centro de inércia que é diferente do eixo geométrico no caso de um desbalanceamento. Isto é viabilizado através da redução da rigidez dinâmica do mancal à frequência de rotação do eixo (Hebermann79).

O controle de rigidez dinâmica, conhecidos até então para mancais magnéticos, ampliam a capacidade do MRAA de reduzir vibrações, conferindo-lhe maior precisão de rotação.

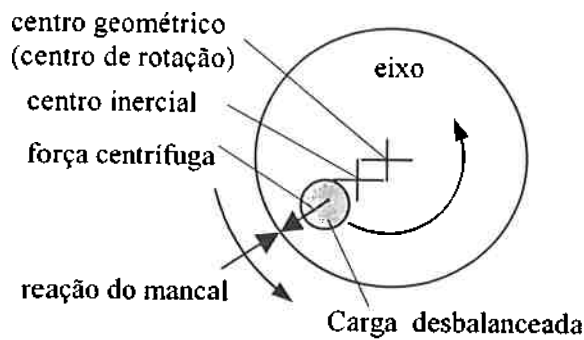


Figura 5.7 Eixo desbalanceado girando em torno do centro geométrico.

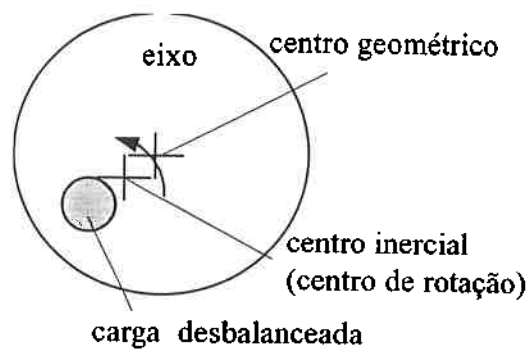


Figura 5.8 Eixo desbalanceado girando em torno do centro inercial.

### 5.3.1 Princípio do controle da rigidez dinâmica (Horikawa91a)

O controle da rigidez dinâmica é realizado basicamente através da introdução de um filtro passa-banda (Eq.(5.1)) no controlador 2-gl do MRAA, conforme indicado na Figura 5.9. Na Eq.5.1,  $k_c$  representa o ganho,  $f_c$ , a frequência central e  $Q$ , uma constante que determina a largura da banda.

$$F_b(s) = k_b \cdot \frac{\frac{2\pi f_c}{Q} s}{s^2 + \frac{2\pi f_c}{Q} s + (2\pi f_c)^2} \quad (5.1)$$

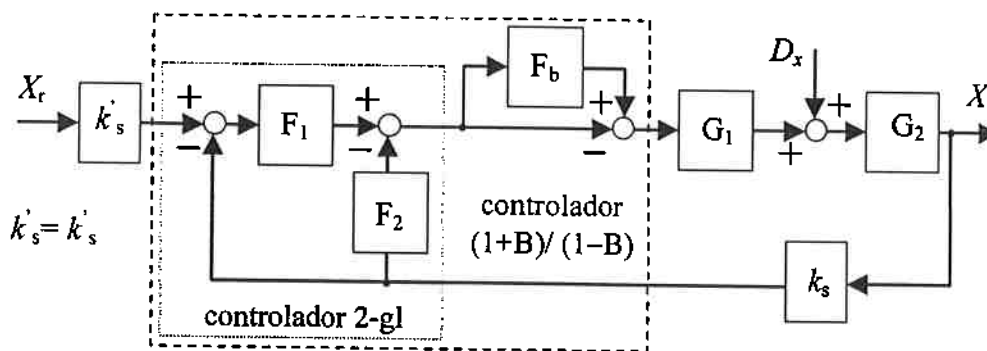


Figura 5.9 MRAC com o controlador de rigidez dinâmica

Incluindo este filtro, as características de distúrbio e de referência do MRAC apresentadas no Capítulo 3 (Eqs.3.4 e 3.5) passam a assumir as seguintes formas:

$$\frac{X(s)}{D_x(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s) \cdot (1 + F_b(s))} \quad (5.2)$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} = \frac{k'_s \cdot G(s) \cdot F_1(s) \cdot (1 + F_b(s))}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s) \cdot (1 + F_b(s))} \quad (5.3)$$

onde,  $G(s) = G_1(s) \cdot G_2(s)$  e  $F(s) = F_1(s) \cdot F_2(s)$ .

Quando o ganho do filtro é positivo, ou seja,  $k_b > 0$  o controlador composto pelo controlador 2-gl e o filtro será chamado de controlador “(1+B)”. No controlador (1+B) o denominador da Eq.(5.2) aumenta nas redondezas da frequência específica  $f_c$  do filtro passa-banda, diminuindo o ganho da característica de distúrbio – o que significa um aumento na rigidez, do mancal nesta mesma redondeza. O oposto ocorre, e a rigidez do mancal diminui nas redondezas de  $f_c$  quando a saída do filtro é invertida e  $-1 > k_b > 0$ . Nesse último caso o controlador é chamado de controlador “(1-B)”. Em ambos os casos, em frequências suficientemente afastadas de  $f_c$ , o ganho  $F_b(s)$  do filtro se aproxima de zero. Dessa forma o efeito do controle da rigidez dinâmica só se manifesta nas proximidades de  $f_c$ . Nas demais regiões de frequência, as características do mancal são aquelas obtidas somente através do controlador 2-gl.

Por outro lado, quando o valor de  $F(s)$  é suficientemente grande a ponto de satisfazer a condição dada pela Eq.(5.4), a Eq.(5.3) se reduz para a Eq.(5.5).

$$|k_s \cdot G(s) \cdot F(s) \cdot (1 + F_b(s))| \gg 1 \quad (5.4)$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} \cong \frac{k'_s \cdot G(s) \cdot F_1(s) \cdot (1 + F_b(s))}{k_s \cdot G(s) \cdot F(s) \cdot (1 + F_b(s))} = \frac{F_1(s)}{F(s)} \quad (5.5)$$

Assim, o efeito do filtro passa-banda se manifesta somente na característica de distúrbio e a característica de referência é preservada.

### 5.3.2 Mancal Ativo a Ar do tipo escora

Os experimentos relativos ao controle da rigidez dinâmica foram conduzidos num Mancal Ativo a Ar do tipo escora, ilustrados na Figura 5.10 e Figura 5.11. O objeto (um bloco de aço de 135mm x 135mm x 135mm, massa de 9Kg) é cercado lateralmente por mecanismos aerostáticos, podendo dessa forma se mover sem atrito na direção vertical. Um atuador não-contactante (atuador piezoelétrico + sapata de ar) instalado na parte inferior, suspende e movimenta o objeto na direção vertical sem contato sólido. Ao se fornecer ar comprimido ao atuador não-contactante a uma pressão de 0,6MPa, é produzido um filme de ar de 30µm de espessura.



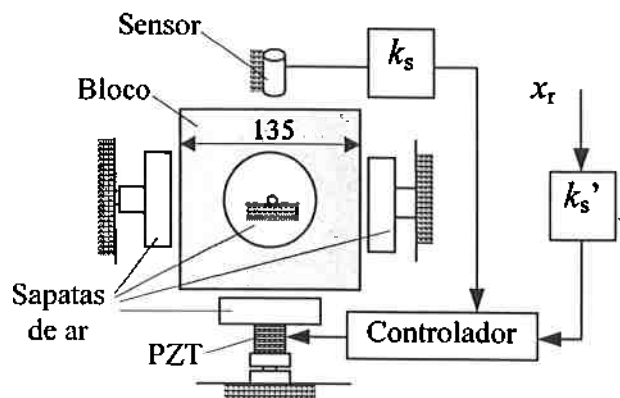


Figura 5.10 Esquema do MAA do tipo escora

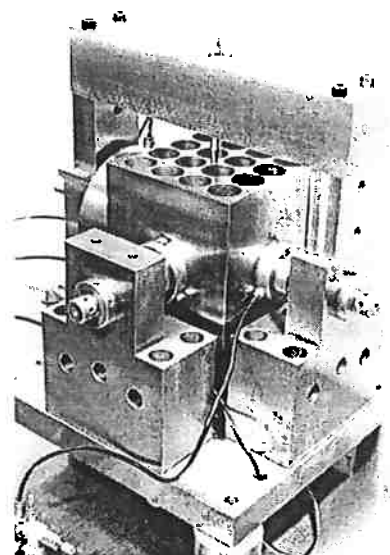


Figura 5.11 Foto do MAA do tipo escora

Na parte superior, um sensor não-contactante do tipo capacitivo (Microsense, modelo:3046A, ADE Corp., E.U.A.) mede a posição vertical do objeto. O sinal do sensor é enviado a um controlador que por sua vez envia sinais de controle ao circuito de acionamento do atuador não-contactante. Neste sistema, embora o objeto esteja sendo contrabalanceado pela ação da gravidade, o seu modelo dinâmico é basicamente igual ao descrito para o MRAA nos capítulos anteriores. Foi introduzida uma pequena melhoria no modelo para melhor representar os resultados experimentais. Os procedimentos para a medição dos parâmetros do modelo e projeto do controlador 2-gi foram idênticos àqueles adotados no MRAA.

### 5.3.2.1 Medição dos parâmetros do modelo dinâmico

Ao se realizar os ensaios para a medição da dinâmica do MAA em malha aberta ou seja a função de transferência da entrada do circuito de acionamento do atuador não-contactante até o deslocamento do objeto, constatou-se pequenos desvios da dinâmica real com a dinâmica obtida a partir das Eqs.(3.1) a (3.3). Constatou-se que estes desvios eram devidos a um sistema composto pela massa do atuador não-contactante e a rigidez do contato na junta esférica que une o atuador à base. Para aprimorar o modelo dinâmico acrescentou-se um sistema de atraso de segunda ordem à dinâmica do atuador não-contactante,  $G_p(s)$ , conforme segue:

$$G_p(s) = \frac{k_p}{1 + Ts} \cdot \frac{\omega_{n1}^2}{s^2 + 2\zeta\omega_{n1}s + \omega_{n1}^2} \cdot \frac{\omega_{n2}^2}{s^2 + 2\zeta\omega_{n2}s + \omega_{n2}^2} \quad (5.6)$$

Os parâmetros do modelo dinâmico que foram medidos se encontram listados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 Parâmetros do modelo dinâmico do MAA

$M=9.0\text{Kg}$	$K=4.2\times 10^6\text{N/m}$	$C=8.88\times 10^2\text{Ns/m}$	$T=1.326\times 10^{-4}\text{s}$
$k_p=1.29\times 10^{-6}\text{m/V}$	$k_s=2.0\times 10^6\text{V/m}$	$\omega_{n1}=1.634\times 10^3\text{rad/s}$	$\zeta_1=0.005$
$\omega_{n2}=1.005\times 10^3\text{rad/s}$	$\zeta_2=0.300$		

### 5.3.2.2 Projeto do controlador 2-gl

Uma vez determinado o modelo dinâmico procedeu-se ao projeto do controlador 2-gl de acordo com os mesmos procedimentos adotados no MRAA. Os parâmetros do controlador 2-gl que resultaram do projeto estão listados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2 Parâmetros do controlador 2-gl

$\beta_1=1.65$	$\alpha_1=1.12 \times 10^{-3}$
P: $\beta_2=2.15$	D: $\alpha_2=1.18 \times 10^{-3}$
$\beta=3.80$	$\alpha=2.30 \times 10^{-3}$
I: $\gamma=6.00 \times 10^3$	D <sup>2</sup> : $\xi=8.00 \times 10^{-8}$
$T_\alpha=2.22 \times 10^{-4}\text{s}$	$T_\xi=7.00 \times 10^{-5}\text{s}$

### 5.3.2.3 Desempenho do MAA através do controlador 2-gl

#### Características de distúrbio

A Figura 5.12 mostra os registros das vibrações causadas pelo fluxo de ar entre a sapata de ar e o objeto. Sem o controle, ou seja, na condição de mancal passivo a ar, MPA, a vibração apresenta uma amplitude em torno de 0,1 $\mu\text{m}$ . Ao se ativar o controle 2-gl (no MAA), estas vibrações são reduzidas para menos de 10nm. A melhoria na capacidade amortecimento de vibrações é melhor evidenciada pelos resultados da Figura 5.13. Esta figura mostra os espectros das vibrações do objeto, que resultaram da aplicação no objeto de uma força na forma de impulso, representando portanto a característica de distúrbio do sistema. Na mesma figura, foram sobrepostas as características de distúrbio calculadas de acordo com o modelo (linhas interrompidas). Em boa concordância com a teoria, os experimentos indicam uma redução geral no ganho da característica de distúrbio ou seja uma melhoria geral na rigidez do mancal. No MAA se observa um pico em 110Hz, que corresponde à frequência de ressonância do sistema composto pela massa do objeto e a rigidez do filme de ar. Comparado com o caso do MPA, obteve-se para esta mesma frequência, uma rigidez dinâmica 40dB (100 vezes) maior no MAA. Melhorias superiores, foram atingidas em frequências inferiores sendo que em condições estáticas, obteve-se uma rigidez infinita.

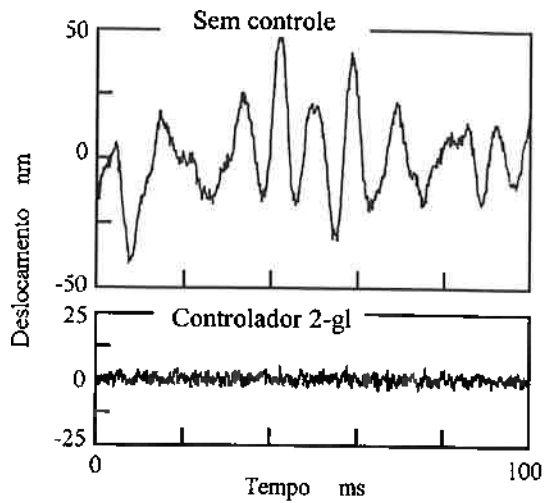


Figura 5.12 Vibrações do objeto

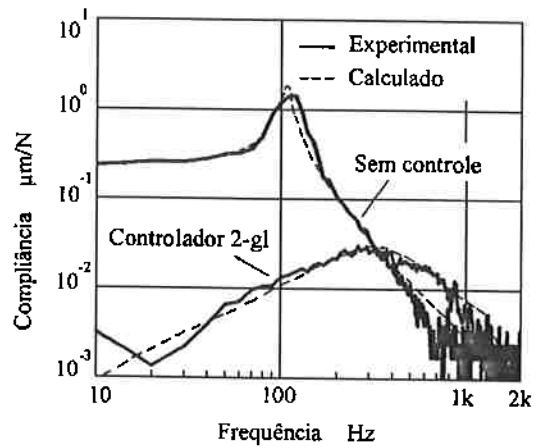


Figura 5.13 Espectro das vibrações resultantes de impulsos aplicados sobre o objeto.

### Característica de referência

A Figura 5.14 mostra a resposta do MAA a um sinal de referência em forma de degrau de 50nm de altura. O controlador 2-gl proporcionou um posicionamento um posicionamento objeto foi posicionado preciso e rápido com uma banda de resposta próxima de 1kHz.

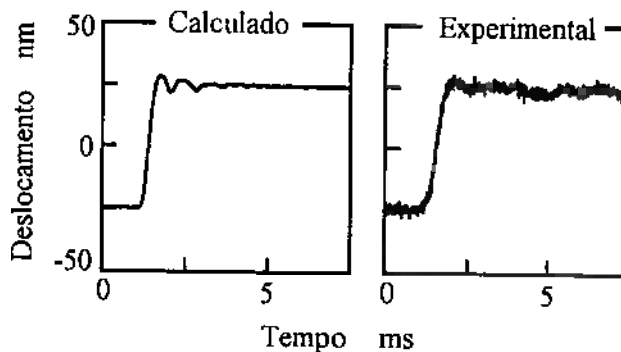


Figura 5.14 Resposta a degrau

O controle de rigidez dinâmica foi então aplicado através dos controladores (1+B) e (1-B) sobre o MAA com as características básicas acima descritas. A seguir, são apresentados os resultados.

#### 5.3.2.4 Resultados com o controlador (1+B)

A Figura 5.15 mostra através de gráficos de características de distúrbio, os resultados da implementação do controle da rigidez dinâmica, através do controlador (1+B) adotando para o mesmo:  $k_b=10$ ,  $Q=20$  e  $f_c=30, 110$  e  $300\text{Hz}$  (vide Eq.(5.1)). A rigidez dinâmica em 30, 110 e 300Hz foram aumentadas respectivamente em 6, 10 e 24 vezes. Em todos os casos, o efeito do controle se

manifesta exatamente na frequência  $f_c$  de ajuste, sendo que nas outras frequências, a característica de distúrbio obtida pelo controlador 2-g1 foi mantida praticamente inalterada. O problema aqui observado foi que no caso de  $f_c=300\text{Hz}$ , ocorreu um ligeiro aumento no ganho da característica de distúrbio nas frequências acima de  $f_c$ .

Para as mesmas condições, mediu-se ainda característica de referência através da resposta a degrau e os resultados são apresentados na Figura 5.16. Nos casos de  $f_c=30\text{Hz}$  e  $110\text{Hz}$ , a resposta obtida através do controlador 2-g1 foi preservada. Isto não ocorreu no caso de  $f_c$  igual ou superiores a  $300\text{Hz}$ .

Os problemas verificados em ambas as características no caso de  $f_c = 300\text{Hz}$ , se deve primeiramente ao fato do atraso de fase da função de transferência em malha aberta do MAA já ser originalmente elevado nas regiões de frequência acima de  $300\text{Hz}$ . Nessas condições, o elemento  $(1+F_b(s))$  (Eq.(5.1)) integrante do controlador  $(1+B)$  induz um atraso adicional de fase antes de  $f_c$  e uma diminuição do atraso após  $f_c$ . Em frequências superiores a  $300\text{Hz}$ , qualquer atraso adicional de fase induzido pelo elemento  $(1+F_b(s))$  comprometia a estabilidade do MAA. Dessa forma, o controle da rigidez dinâmica ficou limitada a  $300\text{Hz}$ .

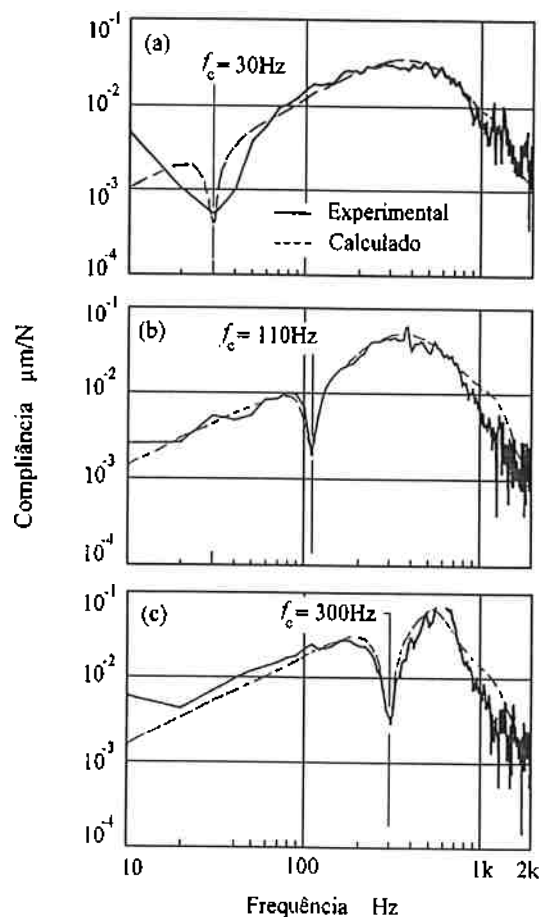


Figura 5.15 Características de distúrbio

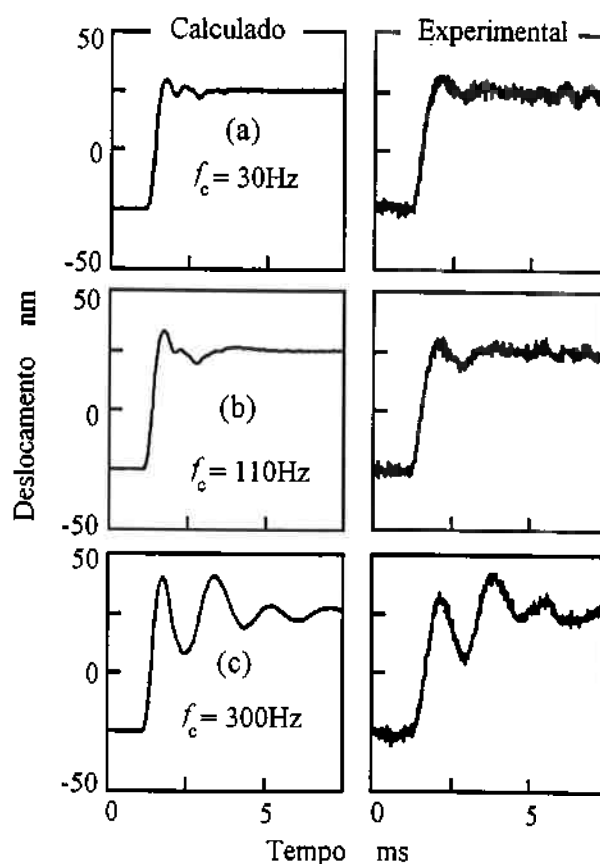


Figura 5.16 Resposta a degrau

### Resultados com o controlador (1-B)

A Figura 5.17 mostra através de gráficos de características de distúrbio, os resultados da implementação do controle da rigidez dinâmica, através do controlador (1-B) adotando para o mesmo:  $k_b = -0.75$ ,  $Q = 3$  e  $f_c = 30, 110$  e  $300\text{Hz}$  (vide Eq.(5.1)) e os parâmetros do controlador 2-gl conforme Tabela 5.2. A rigidez dinâmica em 30, 110 e 300Hz foi reduzida respectivamente de 36%, 50% e 50% do valor original. Em todos os casos, o efeito do controle se manifesta exatamente na frequência  $f_c$  de ajuste, sendo que nas outras frequências, a característica de distúrbio obtida pelo controlador 2-gl foi mantida praticamente inalterada.

Nas mesmas condições, mediu-se também neste caso as características de referência através da resposta a degrau e os resultados são apresentados na Figura 5.18. Em todos os casos, a característica de referência original obtida somente com o controlador 2-gl foi preservada, mantendo-se uma banda de resposta de aproximadamente 1kHz.

Embora não tenha sido tão intenso quanto no caso do controlador (1+B), também neste caso foram verificadas alterações na resposta para  $f_c = 300\text{Hz}$ . As razões para estes problemas são similares às apresentadas para o caso do controlador (1+B). A diferença é que no caso do controlador (1-B), o ganho do filtro passa a ser negativo e com isso a influência do elemento  $(1+F_b(s))$  (Eq.(5.1)) sobre o atraso de fase da função de transferência em malha aberta do MAA se inverte, ou seja induz uma diminuição do atraso antes de  $f_c$  e um atraso adicional após  $f_c$ . Também neste caso, para  $f_c$  superiores a 300Hz, qualquer atraso adicional de fase induzido pelo elemento  $(1+F_b(s))$  comprometia a estabilidade do MAA, ficando dessa forma, o controle da rigidez dinâmica através do controlador (1-B) limitada a 300Hz.

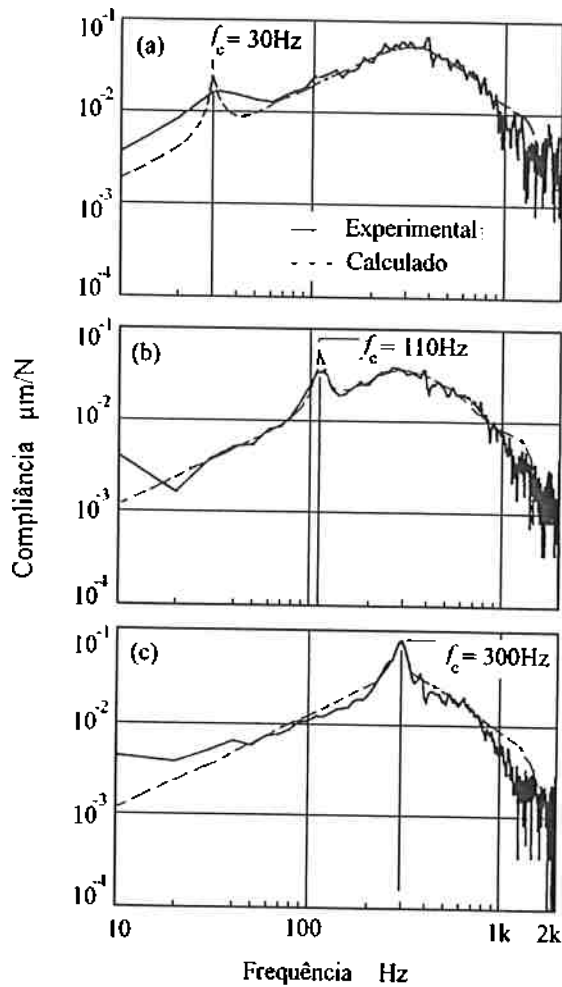


Figura 5.17 Características de distúrbio

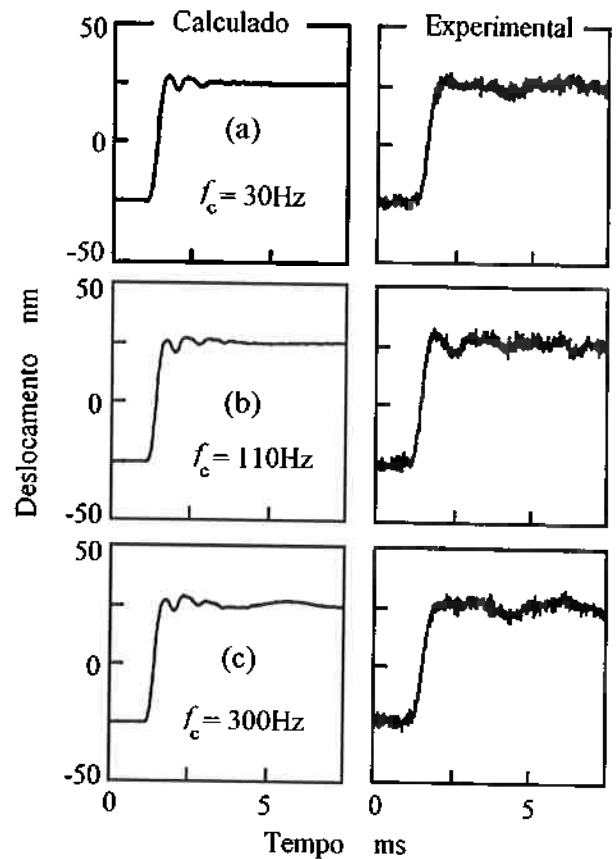


Figura 5.18 Respostas a entrada em degrau

### A precisão de posicionamento com o uso dos controladores (1+B) ou (1-B)

A Figura 5.19 mostra as vibrações verificadas no objeto quando é utilizado o controlador (1+B) enquanto a Figura 5.20, quando é utilizado o controlador (1-B). Independente do controle de rigidez dinâmica, a amplitude das vibrações se manteve em qualquer dos casos, no mesmo nível do caso do uso somente do controlador 2-gl. Evidencia-se desta forma que o controle de rigidez dinâmica realiza plenamente as suas funções sem afetar a capacidade do MAA de manter o objeto numa determinada posição com ultra-precisão.

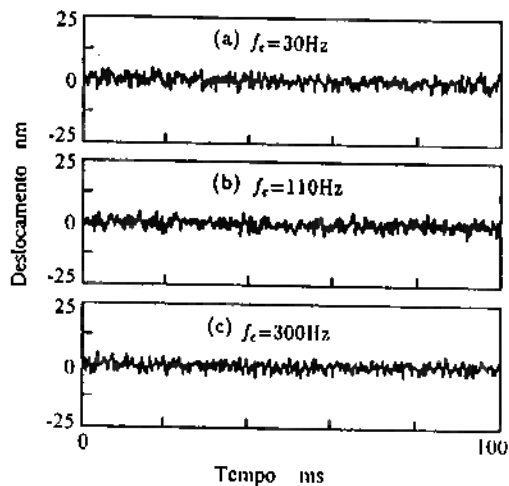


Figura 5.19 Vibrações do objeto no caso do controlador (1+B)

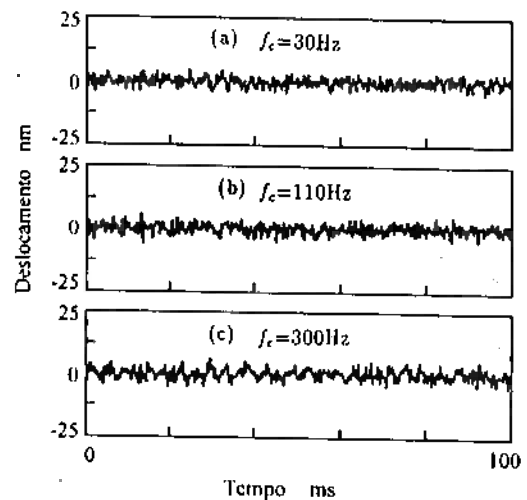


Figura 5.20 Vibração do objeto no caso do controlador (1-B)

### 5.3.3 Aplicação do controle de rigidez dinâmica no MRAA

O controle de rigidez dinâmica foram aplicados também no MRAA e obteve-se os resultados apresentados a seguir. A Figura 5.21 é a característica de distúrbio obtida através de simulação do modelo do MRAA ao passo que a Figura 5.22, é a mesma característica, só que obtida experimentalmente no protótipo. A rigor, os resultados da Figura 5.22 representam espectros das vibrações induzidas pelo fluxo de ar através nas sapatas de ar, cujo comportamento em muito se aproxima de um ruído branco. Optou-se por esta técnica de medição experimental devido à impossibilidade de se aplicar impulsos no eixo do MRAA. Em ambas as figuras, são apresentadas as características em três situações: (curva 1) sem a aplicação de qualquer controle, (curva 2) com a aplicação do controlador 2-gI e (curva 3) com a aplicação do controlador (1+B) na frequência de 275Hz. Também aqui, se constata através de resultados calculados e experimentais o efeito do controlador (1+B) que produz localmente, em torno da frequência de 275Hz, um aumento de aproximadamente 10 vezes na rigidez dinâmica, comparado ao caso do MRAA com o controlador 2-gI, e de mais de 100 vezes, compara ao caso do MAP.

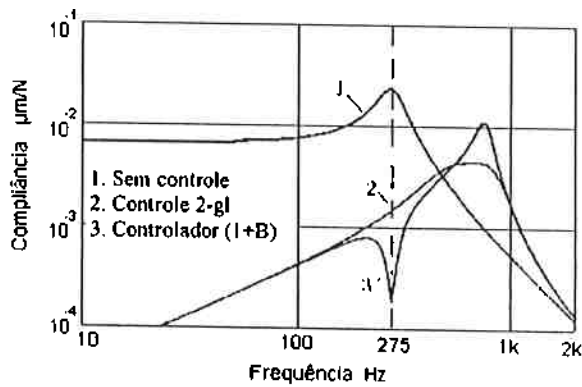


Figura 5.21 Compliância teórica do MRAA

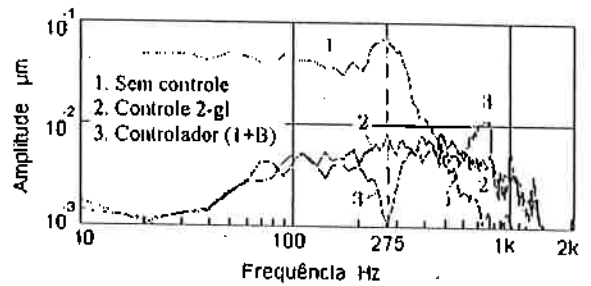


Figura 5.22 Espectro das vibrações do eixo

## 5.4 Conclusões

Este Capítulo apresentou primeiramente uma função do mancal Mecatrônico MRAA para realizar posicionamentos de ultra-precisão do seu eixo. Descreveu-se a metodologia para tal e os resultados experimentais comprovando a eficácia da metodologia. O MRAA permitiu um posicionamento com:

- resolução da ordem 10nm ao longo de um trecho superior a  $8\mu\text{m}$ ;
- um tempo de resposta equivalente a uma banda de 1kHz e
- embora com uma resolução inferior, repetidos posicionamentos de  $0,1\mu\text{m}$  com o eixo girando a 1000rpm.

Com relação ao mesmo MRAA, descreveu-se em seguida um método para a execução do controle de rigidez dinâmica, aumentando (através do controlador  $(1+B)$ ) ou diminuindo (através do controlador  $(1-B)$ ) a rigidez dinâmica do mancal a uma frequência pré-determinada. Através de simulações e experimentos realizados num MAA – Mancal Ativo a Ar do tipo Escora, demonstrou-se a eficácia do método até uma frequência de 300Hz. Obteve-se por exemplo um aumento local de 100 vezes na rigidez dinâmica em torno da frequência de 110Hz, mantendo a rigidez dinâmica original nas demais frequências e não afetando a função do MAA de realizar posicionamento de ultra-precisão.

Ao lado da capacidade do MRAA de desenvolver uma rigidez infinita na direção radial do eixo, as duas funções acima apresentadas, constituem funções inviáveis num mancal aerostático tradicional. Evidencia-se com isso a vantagem da concepção Mecatrônica não se limita a melhorar o desempenho em termos de uma função já existente. Permite ainda desenvolver dispositivos com novas capacidades funcionais.



## 6 Problemas intrínsecos aos sistemas mecatrônicos: A questão do datum

### 6.1 Introdução

Através dos Capítulos anteriores mostrou-se que em contraste com a classe de sistemas mecânicos tradicionais, identificados neste trabalho através de duas categorias: sistemas mecânicos passivos e sistemas mecânicos ativos com realimentação mecânica, existe hoje um terceira classe de sistemas mecânicos que aqui é chamada de sistemas mecânicos ativos com realimentação elétrica, ou simplesmente sistemas mecatrônicos. Através do desenvolvimento do o Mancal Radial Ativo a Ar – MRAA, mostrou-se a eficácia de uma concepção de projeto na forma de um sistema mecatrônico, no caso do objetivo do projeto ser a obtenção de alta precisão. Para tanto foram apresentados os resultados dos ensaios realizados no protótipo do MRAA. Dentre outros resultados, mostrou-se que o MRAA é capaz de apresentar uma rigidez infinita, é capaz de realizar um controle da rigidez dinâmica, é capaz de realizar um posicionamento rápido (banda de resposta melhor que 1kHz) e preciso (resolução melhor que 10nm) do eixo, mesmo em rotação. Mostrou-se finalmente que o MRAA é capaz de realizar uma precisão de movimento rotativo melhor que 15nm a uma velocidade de 1750rpm.

Esta última precisão foi no entanto avaliada assumindo-se que o eixo e as partes do mancal não apresentavam erros de forma. Restou portanto esclarecer quais as conseqüências da remoção desta hipótese. Este será o objeto a ser tratado neste capítulo.

Será feita inicialmente algumas considerações sobre o datum nos sistemas mecânicos passivos. Tomando estes como base de comparação, serão discutidas as principais características do datum num sistema mecatrônico mostrando inclusive as novas possibilidades nestes tipos de sistemas com relação ao datum.

Finalmente, tomando como exemplo o MRAA:

1. será apresentado o modelo para a representação do efeito do erro do datum sobre a precisão do movimento;
2. será definida uma estratégia para a sua compensação do erro mencionado em 1;
3. serão apresentados resultados de simulação referentes à compensação e
4. serão apresentados testes de compensação.

## 6.2 Sistemas mecânicos passivos

No mancal aerostático, a posição radial do eixo em cada instante será aquela onde as forças radiais que nela são exercidas pelo filme de ar pressurizado se equilibram, sendo que estas forças radiais são determinadas pela espessura do filme de ar em cada ponto ao redor do eixo. Dessa forma, se a espessura do filme de ar sofre alguma alteração enquanto o eixo gira, devido a um eventual erro de forma do eixo e do furo, isso produz uma variação na posição radial, ou seja um erro de movimento rotativo do eixo. Embora a influência não seja direta, a precisão de rotação do eixo num mancal aerostático é determinada basicamente pela precisão de forma do eixo e do furo do mancal. Esse tipo de relação pode ser estendido às demais modalidades de mancais lineares ou rotativos, seja ele hidrostático, hidrodinâmico ou de rolamento, concebidos na forma de sistema mecânico passivo. Pode-se dizer dessa forma, que nos sistemas mecânicos passivos, a precisão de rotação é determinada pela interação mecânica entre o datum e o elemento irá gerar o movimento desejado, conforme ilustra a parte inferior da Figura 6.1.

A solução para a obtenção de alta precisão nesta categoria de sistemas mecânicos é a melhoria na precisão de forma dos elementos constitutivos (eixo e furo, no caso do mancal aerostático) através de utilização de materiais e técnicas de usinagem adequados.

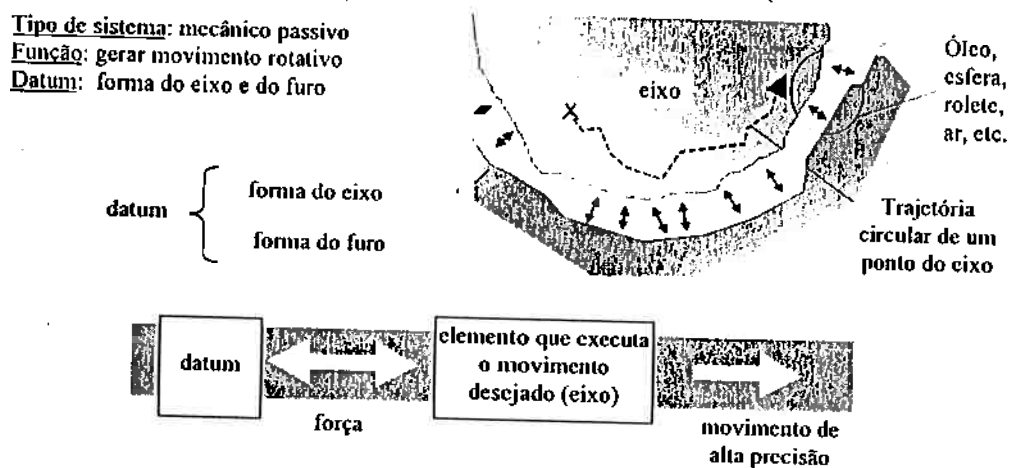


Figura 6.1 Mecanismo de geração de um movimento desejado num sistema mecânico passivo

## 6.3 Sistemas mecatrônicos

Tomando como exemplo o MRAA, nos sistemas mecatrônicos o controle automático é realizado de forma a manter constante a folga entre a extremidade do sensor e a porção da superfície do objeto imediatamente à frente do sensor. Assim, a posição radial

do objeto e por conseguinte, a precisão de rotação será determinada de forma direta pela precisão de forma do eixo, ou seja, o datum do movimento nesse caso passa a ser o eixo (Figura 6.2). Observe-se que ocorre uma mudança importante com relação a sistema mecânico passivo. Aqui, a interação entre o datum e o eixo não mais se dá exclusivamente por meio de força e passa a se dar numa das etapas, através de fluxo de informações – no caso, um sinal elétrico de saída do sensor de posição.

Tipo de sistema: mecatrônico (MRAA)  
Função: gerar movimento rotativo  
Datum: geometria do eixo (físico)

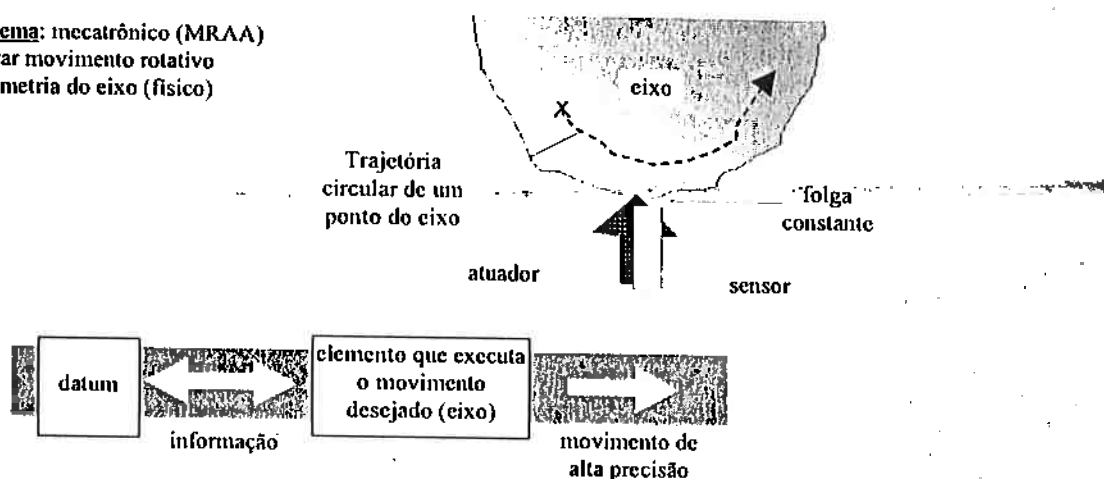


Figura 6.2 Mecanismo de geração de um movimento desejado num sistema mecatrônico

A interação datum / eixo através de informação na forma de sinal elétrico acarreta as seguintes **vantagens** para os sistemas mecatrônicos.

A primeira vantagem consiste no fato de que ao contrário dos sistemas mecânicos passivos, nos sistemas mecatrônicos passa a existir a possibilidade do datum de movimento deixar de ser submetido a esforços oriundos de forças estáticas (efeito da carga, do peso próprio, etc.) e dinâmicas (efeito da carga em movimento, do desbalanceamento do eixo, etc.) exercidas pelo elemento móvel. Inevitavelmente, tais esforços viriam a induzir deformações no próprio datum, prejudicando a sua precisão de forma e afetando a precisão final de movimento. No mancal mecatrônico, isto deixa de ocorrer, pois a interação datum / elemento móvel passa a se dar através de informações principalmente na forma de sinais elétricos. Este fato resulta ainda numa segunda vantagem. Um vez que o datum deixa de exercer a função de sustentação do elemento móvel, e passa dessa forma a não ser submetido a esforços, abre-se a possibilidade de utilizar novos tipos de elementos. Por exemplo: feixe de luz (interferômetros disponíveis no mercado, autocolimadores, etc.); materiais de fácil usinagem que permitam obter facilmente formas precisas; superfícies de líquidos; fios estendidos etc..

Contudo, passa a existir um **problema intrínseco** aos sistemas mecatrônicos. O datum que conforme mencionado, fica isolado de fatores que venham a causar a degeneração da sua precisão, passa a ser o elemento determinante da precisão de movimento final. Isso resulta primeiro, na necessidade de se considerar o desempenho do sistema de controle quanto à sua **capacidade de acompanhamento do datum**. O segundo problema consiste no fato de que, mesmo que o sistema de controle automático funcione de forma ideal eliminando o erro de controle por completo, o elemento móvel passará a reproduzir fielmente a forma do datum, e **qualquer desvio de forma existente no datum se refletirá na precisão final de movimento**.

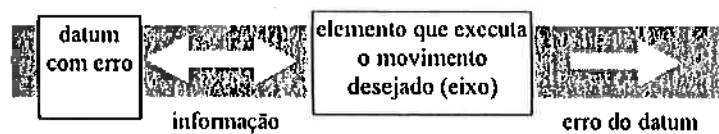


Figura 6.3 Precisão final do movimento determinado pela precisão do datum.

Com relação às considerações acerca da capacidade de acompanhamento do datum, o procedimento básico consiste primeiro no estudo a nível de simulação (baseados em modelos dinâmicos, funções de transferência, por exemplo) do desempenho do sistema de controle quanto à sua resposta diante da entrada de erros de forma contidos no datum. Com base em tais modelos e simulações devem ser definidas a estratégia de controle assim como as características de um controlador específico. O problema é consideravelmente simplificado se considerarmos que a grande maioria dos sistemas mecânicos objetos de controle são sistemas de tipo 0 ou de ordem superior e nesse caso, a utilização de um elemento integrador no controlador permite a eliminação suficiente de componentes de erros de forma do datum de baixas frequências. Isto significa que basta que o elemento móvel se desloque a velocidades suficientemente baixas. Outro elemento que simplifica o problema é o fato de que os erros contidos no datum possuem elevada repetibilidade, especialmente nos sistemas mecatrônicos. Esta repetibilidade abre possibilidades para aplicação de técnicas de controle como o controle repetitivo (ver Capítulo 3).

Já quanto ao segundo problema intrínseco dos sistemas mecatrônicos, ou seja a influência do erro do datum sobre o movimento final, o fato da iteração datum / elemento móvel se dar na forma de informações, abre a possibilidade para a correção destes efeitos (Figura 6.4). Isto pode ser feito medindo-se primeiramente o erro de forma do datum e, ao

executar o controle de movimento, se corrige o sinal do sensor de posição (Figura 6.5) ou se realiza um controle de posicionamento que venha a cancelar o erro que será gerado (Figura 6.6). Tal tipo de compensação poderia ser realizado por meios mecânicos mas apresenta as dificuldades que já foram comentadas no Capítulo 1, com relação aos sistemas mecânicos com realimentação mecânica.

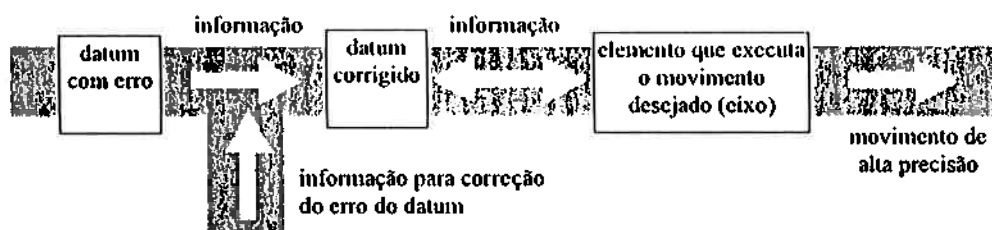


Figura 6.4 Correção do erro do datum

**Tipo de sistema:** mecatrônico (MRAA)  
**Função:** gerar movimento rotativo  
**Datum:** geometria corrigida do eixo (numérico, software)

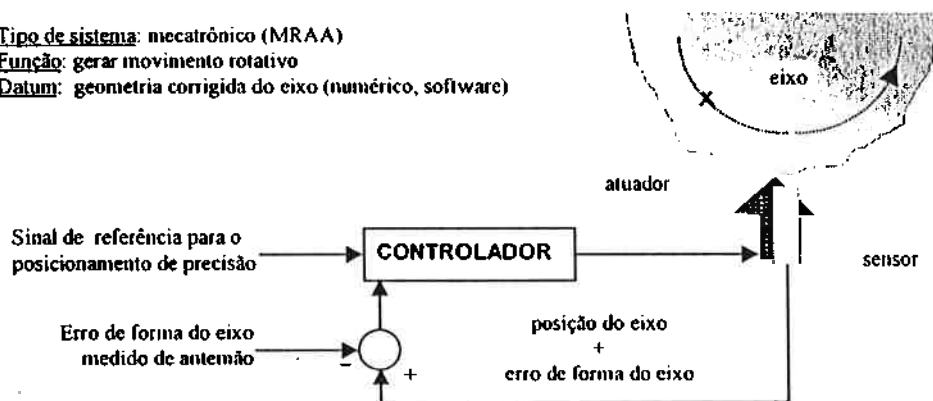


Figura 6.5 Correção dos efeito do erro do datum sobre o movimento (alternativa 1).

**Tipo de sistema:** mecatrônico (MRAA)  
**Função:** gerar movimento rotativo  
**Datum:** geometria corrigida do eixo (numérico, software)

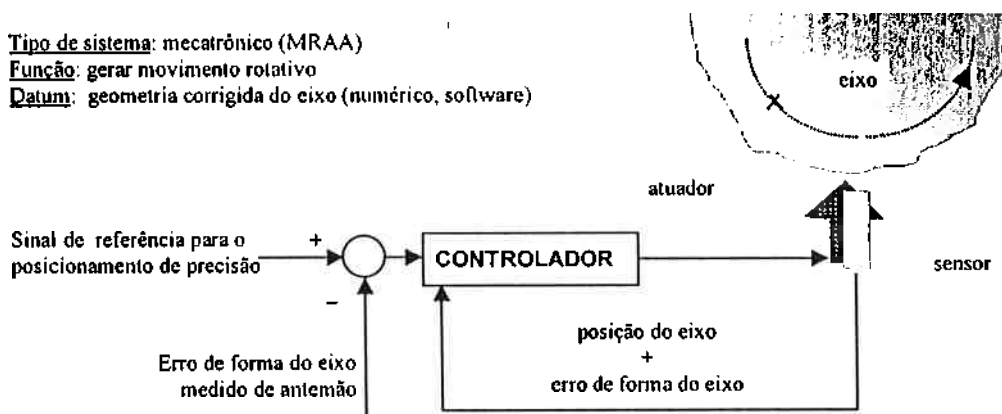


Figura 6.6 Correção dos efeito do erro do datum sobre o movimento (alternativa 2).

## 6.4 Modelo do MRAA que inclui o efeito do erro de forma do eixo

Os conceitos, os problemas e as soluções relativas ao datum e que constituem os problemas intrínsecos dos sistemas mecatrônicos, serão demonstrados através do MRAA.

Nos capítulos anteriores, assumiu-se que no MRAA nem o eixo, nem o furo do eixo apresentavam erros de forma. Na realidade estes erros existem, e seus efeitos devem ser compensados ao se desejar obter uma elevada precisão de rotação. A rigor, a precisão de rotação obtida pelo MRAA foi, conforme já explicado, relativa a um referencial (datum) que contém um erro. Para se atingir uma precisão absoluta de movimento rotativo, seria necessário identificar, medir e compensar os efeitos do erro de forma do datum sobre a precisão de movimento. Este problema já foi constatado em outros tipos de mancais controlados e em todos os casos se fez necessário medir e compensar os erros de movimentos rotativo causados pelo erro de forma da referência utilizada no controle do movimento (uma esfera padrão, no caso de Bifano85, ou o perfil do próprio eixo, como no caso de Higuchi87 e Nomura90a, Nomura90b).

Este item irá apresentar primeiro, um modelo dinâmico aprimorado do MRAA, o qual leva em conta a influência do erro de forma do eixo sobre o erro absoluto de movimento rotativo. Em seguida, será apresentado o procedimento para a compensação do erro absoluto causado pelo erro de forma do eixo.

### 6.4.1 Modelo dinâmico

No MRAA, o erro de forma deve ser considerado em duas zonas do eixo, conforme indicado na secção transversal do MRAA, dado na Figura 6.7. A primeira, é a zona de deslizamento, à altura do centro das sapatas de ar onde se forma o filme de ar que dá sustentação ao eixo na direção radial, e cujo erro de forma é representado por  $t(\theta)$ . A segunda, é a zona de referência, à altura dos sensores de proximidade onde se faz a medição da posição radial do eixo, e cujo erro de forma é representado por  $h(\theta)$ . O modelo dinâmico do MRAA considerando estes dois erros assume a forma indicada na Figura 6.8. A figura mostra a secção do eixo à altura da região de deslizamento e na parte superior, à altura da região de referência. Na Tab.6.1 estão listados os símbolos que já vinham sendo utilizados no modelo anteriormente apresentado ao lado dos novos símbolos que foram acrescentados no novo modelo.

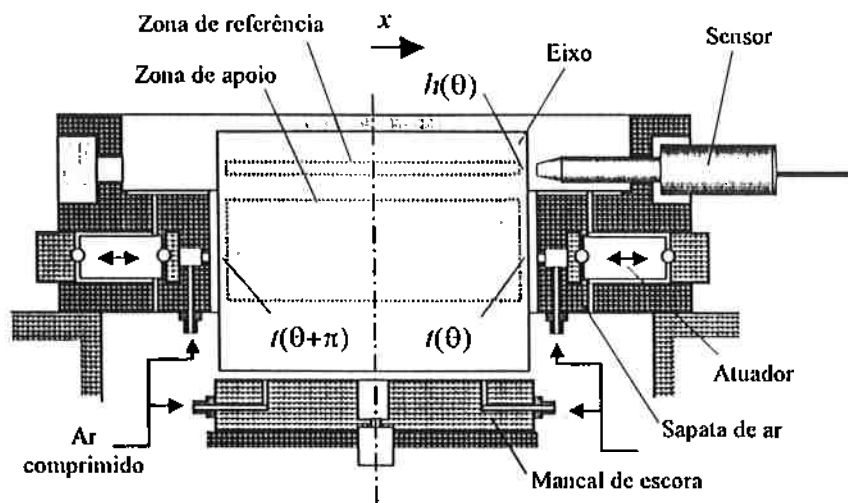


Figura 6.7 Os erros de forma no MRAA

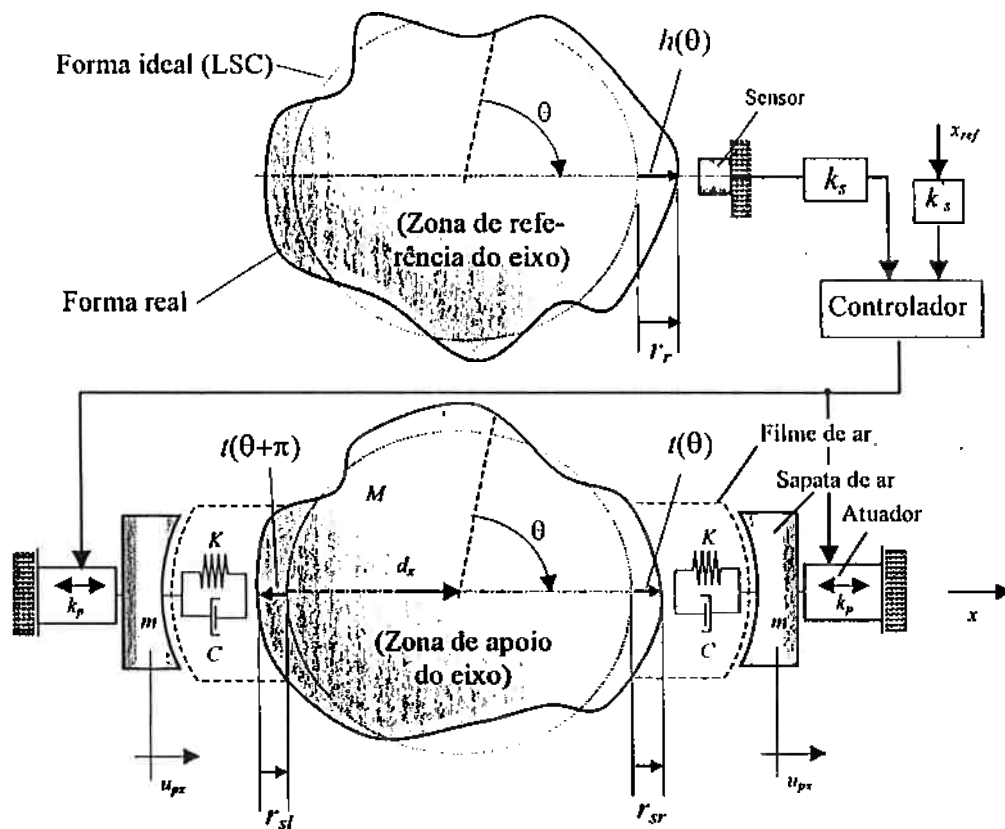


Figura 6.8 Modelo dinâmico do MRAA considerando os efeitos do erro de forma

Tabela 6.1 Lista de símbolos

<i>Modelo anterior</i>	<i>Novo modelo</i>
$x$ : deslocamento do eixo	LSC: circunferência de mínimos quadrados da forma da secção transversal do eixo
$x_r$ : sinal de referência	$\theta$ : ângulo de rotação do eixo
$u_p$ : deslocamento da sapata de ar	$l(\theta)$ : erro de forma do eixo na região de deslizamento
$e_x$ : tensão de entrada ao circuito de acionamento do APE	$h(\theta)$ : erro de forma do eixo na região de referência
$d_x$ : componente da força de distúrbio na direção $x$	$r_r$ : variação do raio do eixo à altura do sensor de deslocamento na direção $x$
$M$ : massa do eixo	$r_{sc}, r_{sd}$ : variação do raio do eixo à altura do centro das sapatas de ar
$m$ : massa da sapata de ar	
$K$ : rigidez do filme de ar	
$C$ : coeficiente de amortecimento do filme de ar	
$k_p$ : ganho do atuador piezo-elétrico	
$k_s$ : ganho do sensor	
$k'_s$ : coeficiente para conversão de deslocamento $x_r$ em tensão ( $k'_s = k_s$ )	

### 6.4.2 Diagrama de blocos

O diagrama de blocos para este novo modelo é dado na Figura 6.9. O novo diagrama difere daquele originalmente proposto nos seguintes pontos. A função de transferência  $G_1(s)$ , a função de transferência da entrada do circuito de acionamento do atuador até a força exercida sobre o eixo, aqui é desmembrada em duas partes,  $G_{1a}(s)$  e  $G_{1b}(s)$ , levando em consideração a entrada no sistema do erro de forma da zona de deslizamento,  $T(s)$ . A seguir, estão indicadas as equações para  $G_{1a}(s)$  e  $G_{1b}(s)$ , assim como para o  $G_2(s)$ , que mantém a sua forma original.

$$G_{1a}(s) = G_p(s) \quad (6.1)$$

$$G_{1b}(s) = (Cs + K) \quad (6.2)$$

$$G_2(s) = \frac{1}{Ms^2 + 2Cs + 2K} \quad (6.3)$$

Onde  $G_p(s) = U_x(s) / E_x(s)$  representa a dinâmica do atuador piezo-elétrico (APE) incluindo a massa da sapata de ar, e é dado pela seguinte equação.

$$G_p(s) = \frac{k_p}{1 + Ts} \cdot \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (6.4)$$

Nas experiências posteriores,  $k_p = 9,3 \times 10^{-7}$ ,  $T = 3,8 \times 10^{-4}$ ,  $\omega_n = 7,0 \times 10^3$  rad/s e  $\zeta = 0,77$ .

A característica de distúrbio (função de transferência da entrada da força de distúrbio  $D_x(s)$  até o deslocamento  $X(s)$  do eixo) e a característica de referência (função de transferência da entrada da posição de referência  $X_r(s)$  até o deslocamento  $X(s)$  do eixo) assumem agora as seguintes formas.



$$\frac{X(s)}{D_x(s)} = \frac{G_2(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} \quad (6.5)$$

$$\frac{X(s)}{X_r(s)} = \frac{k'_s G(s) F_1(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} \quad (6.6)$$

onde,  $F(s) = F_1(s) \cdot F_2(s)$  e  $G(s) = 2 \cdot G_{1a}(s) \cdot G_{1b}(s) \cdot G_2(s)$

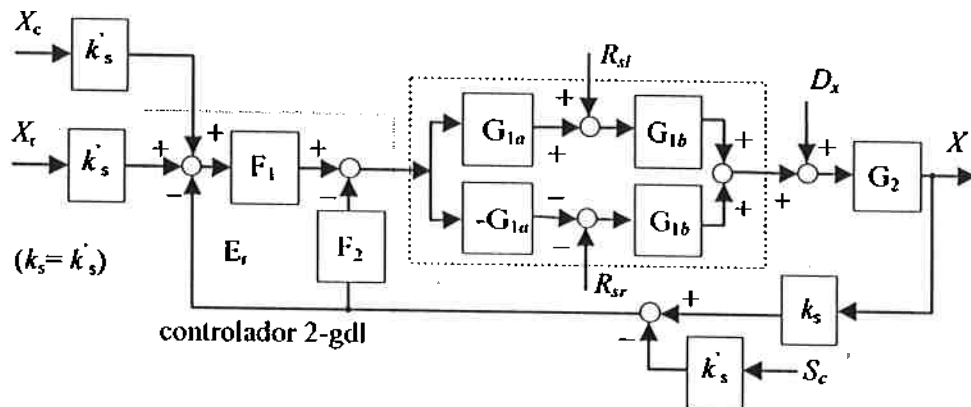


Figura 6.9 Diagrama de bloco do MRAA, considerando o efeito de erros de forma

### 6.4.3 Características de forma

Ao longo dos Capítulos 3 e 5, foram considerados para o MRAA somente as características de distúrbio e de referência. Contudo neste novo modelo devemos considerar ainda as duas seguintes características.

- Característica de região de deslizamento: relaciona o erro de forma do eixo na região de deslizamento,  $R_{sd}(s)$  e  $R_{sc}(s)$ , e o deslocamento do eixo (Eq.(6.7))

$$\frac{X(s)}{R_d(s)} = \frac{G_{1b}(s) \cdot G_2(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} \quad (6.7)$$

- Característica de região de referência: relaciona o erro de forma do eixo na região de referência,  $R_r(s)$ , e o deslocamento do eixo (Eq.(6.8))

$$\frac{X(s)}{R_r(s)} = \frac{k'_s G(s) F(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} \quad (6.8)$$

Nas Eqs.(6.7) e (6.8),  $R_d(s) = R_{sc}(s) - R_{sd}(s)$ .

#### 6.4.4 Método para compensação do erro de movimento causado por erro de forma

A Figura 6.10 mostra os resultados das simulações das características de forma acima apresentadas, através das Eqs.(6.7) e (6.8) e adotando um controlador do tipo 2-dof. Observa-se nesse gráfico que na região de frequências abaixo de 100Hz, o ganho da característica de deslizamento (curva 1) torna-se bastante reduzido. Ao mesmo tempo, o ganho da característica de região de referência (curva 2) se aproxima de 0dB. Isto é resultado do efeito do elemento integrador presente no controlador 2-dof, que na região de baixas frequências, faz com que a Eq.(6.7) se aproxime de 0 e a Eq.(6.8), de -1. Em outras palavras, se o eixo estiver girando a uma baixa velocidade e se com isso, as principais componentes harmônicas de  $R_d(s)$  e  $R_r(s)$  que são introduzidas no sistema tiverem frequências inferiores a 100Hz, o erro de movimento devido ao erro de forma da região de deslizamento será atenuado de forma significativa. O contrário ocorre como o erro de movimento devido ao erro de forma da região de referência. Resultará num erro de movimento que possui a mesma amplitude de  $r_r(\theta)$  mas de fase oposta.

Desse resultado, conclui-se que para se atingir uma elevada precisão absoluta de movimento, faz-se necessário compensar o erro causado pelos erros de forma da região de referência. Como uma das formas de realizar essa compensação, há a possibilidade de se medir primeiramente o erro  $h(\theta)$  da região de referência. Em seguida, durante o controle, o erro medido é introduzido através de  $S_c(s)$ , conforme indicado na Figura 6.9. Dessa forma, corrige-se o sinal do sensor de deslocamento obtendo-se a posição real do eixo e essa posição real é enviada ao controlador. Contudo, considerando o fato de que o MRAA já possui uma capacidade para realizar posicionamentos rápidos e precisos do eixo, aqui será estudado um método de compensação em que o erro de forma medido é enviado ao controlador 2-dof, através de  $X_c(s)$  (Figura 6.9), tal qual um sinal de referência. Este método é aqui denominado de compensação de circularidade.

Procedeu-se então à simulação da compensação de circularidade, através da característica de região de referência, fazendo  $X_c(s)=R_r(s)$  no diagrama de blocos da Figura 6.9 (Eq.(6.9)). O resultado é apresentado na Figura 6.10 através da curva 3. Na região de baixas frequências, esta curva apresenta um ganho reduzido, indicando que a compensação do erro de movimento causado pelo erro de forma da região de referência será satisfatória.

$$\frac{X(s)}{X_c(s)} + \frac{X(s)}{R_r(s)} = \frac{k'_s \cdot G(s) \cdot (F(s) - F_1(s))}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)} = \frac{k'_s \cdot G(s) \cdot F_2(s)}{1 + k_s \cdot G(s) \cdot F(s)}, \quad (X_c(s) = R_r(s)) \quad (6.9)$$

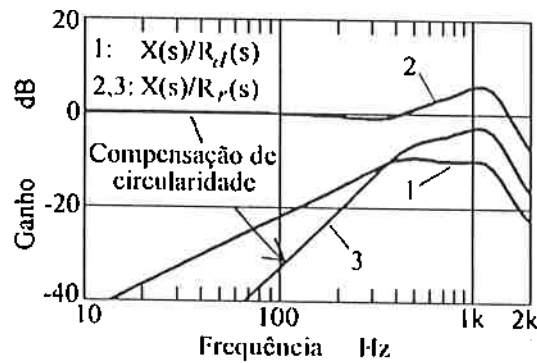


Figura 6.10 Características de forma teóricas

Por outro lado, no caso do eixo girar a uma alta velocidade, ou seja no caso em que passa a ser importante considerar a região de 200~2kHz no resultado da simulação da Figura 6.10, a compensação de circularidade não será satisfatória. Ao mesmo tempo, a atenuação do erro de movimento devido ao erro de forma da zona de deslizamento, passará a ser insuficiente.

Mas mesmo nestas condições, o erro de forma da zona de referência continua sendo enviado na forma de  $X_c(s)$  e portanto, o erro  $E_r(s)$  representa o erro absoluto de movimento rotativo do eixo. Assim, se a velocidade de rotação do eixo for constante, o erro  $E_r(s)$  será um sinal cíclico sincronizado com a rotação do eixo. Esse erro poderá então ser compensado através do controlador repetitivo, que é acrescentado ao controlador 2-gdl. Espera-se que o controle repetitivo possibilite uma alta precisão de movimento rotativo mesmo com o eixo girando a uma rotação elevada.

## 6.5 Experimentos

Os experimentos foram realizados no protótipo do MRAA apresentado ao longo dos Capítulos 3 e 5, e a medição do erro de forma da zona de referência do eixo foi feita através da técnica do MAR (método aprimorado da reversão), a ser citado adiante, no Capítulo 7. O MAR também permite medir ao mesmo tempo o erro absoluto de movimento rotativo, mas para tanto seria necessário instalar uma referência auxiliar no topo do eixo, o que seria indesejável no caso de girar o eixo a uma alta velocidade. Assim o erro de forma do eixo foi medido através do MAR com o eixo girando a uma baixa velocidade. Nas experiências posteriores, a referência auxiliar foi removida, e o erro absoluto de movimento rotativo foi obtido subtraindo-se do sinal dos sensores, o erro de forma medido.

Nas experiências foram obtidos resultados semelhantes nas direções  $x$  e  $y$ , e por isso serão apresentados a seguir somente os resultados relativos à direção  $x$ .

### 6.5.1 Erro absoluto de movimento rotativo a uma baixa velocidade

A Figura 6.11 é o registro do erro absoluto de movimento com o eixo girando a 75rpm. A Figura 6.11(a) é o caso do MRAA com o seu sistema de controle desativado, e nessa situação, o erro absoluto foi de  $0,998\mu\text{m}$ . Já a Figura 6.11(b) é o caso em que somente o controlador 2-gdl é ativado e a compensação de circularidade ainda não está sendo feita. Observou-se um erro absoluto de movimento de  $0,321\mu\text{m}$ .

Na Figura 6.12, o erro de movimento da figura anterior, equivalente a 1 rotação completa, foi sobreposto ao erro de forma do eixo na região de referência medido através do MAR. Conforme explicado no item 6.4.4, verifica-se que o erro de movimento resultante, possui a mesma forma do erro de forma só que com o sinal invertido. Nessa situação, o erro de movimento rotativo relativo à região de referência do eixo, foi de aproximadamente  $13\text{nm}$ . Caso a forma do eixo seja perfeita, esta seria a precisão absoluta de movimento rotativo do MRAA.

Com o objetivo de atingir uma alta precisão absoluta de movimento rotativo, realizou-se em seguida a compensação de circularidade, cujo resultado é indicado na Figura 6.13. Através da compensação, os erros de movimento foram compensados de forma significativa, atingindo-se uma precisão absoluta de movimento rotativo melhor que  $18\text{nm}$ . Considerando que a repetibilidade das medições feitas através do MAR foi de  $17\text{nm}$ , a compensação foi feita de maneira quase que completa.

### 6.5.2 Erro absoluto de movimento rotativo a uma alta velocidade

A Figura 6.14 apresenta o erro absoluto de movimento rotativo com o eixo girando a 750rpm. A parte (a) da figura é o caso em que o controle está desativado, sendo que aqui o erro foi maior que  $1\mu\text{m}$ . Já a parte (b) é o caso do uso do controlador 2-gdl, e a parte (c), com o uso adicional do controlador repetitivo. O erro absoluto de movimento em cada caso foi respectivamente de  $0,325\mu\text{m}$  e  $0,321\mu\text{m}$ .

Na Figura 6.15 são apresentados os resultados da compensação de circularidade. No caso do uso somente do controlador 2-gdl (Figura 6.15(a)), não foi possível compensar completamente o erro de movimento, conforme previsto no item 4.4.4, chegando-se somente a uma precisão absoluta de  $0,142\mu\text{m}$ . Este erro contudo, é reduzido para menos de  $21\text{nm}$ , através do uso adicional do controlador repetitivo (Figura 6.15(b)).

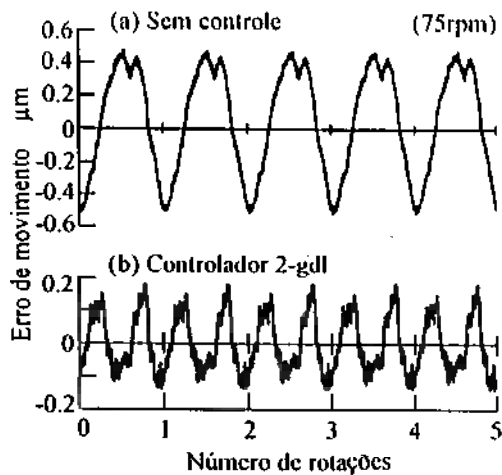


Figura 6.11 Erros absolutos de movimento (75rpm)

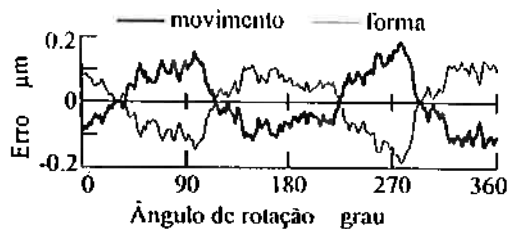


Figura 6.12 Erros de movimento e de forma do eixo

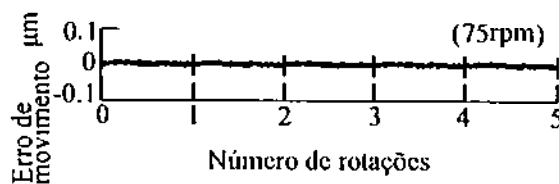


Figura 6.13 Erro de movimento após compensação (75rpm)

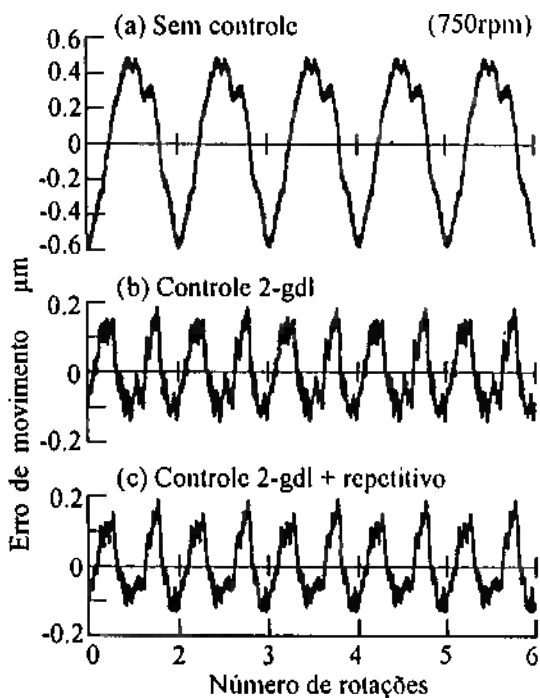


Figura 6.14 Erros absolutos de movimento (750rpm)

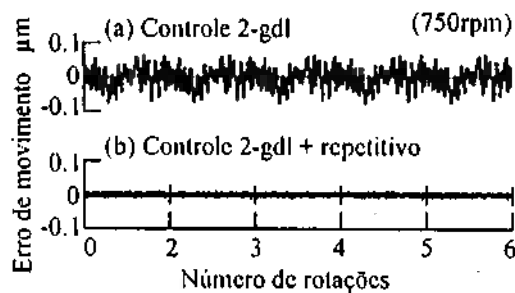


Figura 6.15 Erros de movimento após compensação (750rpm)

## 6.6 Conclusões

Este capítulo discute os problemas que ocorrem ao se adotar a concepção segundo um sistema mecatrônico, abordando em especial os sistemas mecatrônicos que tem como objetivo a obtenção de movimentos de alta precisão.

Mostrou-se neste capítulo que nos sistemas mecatrônicos, a interação datum – elemento móvel passa a se dar na forma de informações, principalmente na forma de sinais elétricos, possibilitando assim o isolamento do datum de fatores que possam resultar na degeneração da sua precisão. Apesar desta vantagem básica, foram apontados alguns problemas intrínsecos aos sistemas mecatrônicos. Primeiro, o problema quanto a necessidade de se analisar o sistema de controle quanto à sua capacidade de acompanhamento do datum. E segundo, o problema quanto ao fato de que nos sistemas mecatrônicos, os desvios de forma existentes no datum se refletem na precisão final de movimento.

Apontadas as metodologias básicas para a solução ou o tratamento destes problemas, tais metodologias foram descritas em detalhes através do mancal controlado MRAA. Por final foram apresentados os resultados de experimentos de aplicação efetiva das metodologias para comprovar a validade e eficácia das metodologias propostas.

Nesse sentido, mostrou-se as influências dos erros de forma existentes no eixo do MRAA sobre a sua precisão absoluta de movimento. Em seguida, foi apresentado um modelo do MRAA para levar em consideração estes efeitos e por final detalhou-se o método para a compensação dos erros causados pelo erro de forma do eixo. O método aplicado consistiu em medir o erro de forma da região do eixo que serve de referência da precisão e em seguida, ao girar o eixo realizando o controle, o erro medido é alimentado ao controlador da mesma forma que um sinal de referência para o posicionamento de precisão do eixo. No caso em que o eixo gira a uma alta velocidade, em que o controlador 2-gl deixa de atenuar satisfatoriamente os erros de movimento, o controlador repetitivo é utilizado em conjunto com o 2-gl. Por final, através de experimentos comprovou-se a possibilidade de obter uma precisão absoluta de movimento rotativo melhor que 21nm através do método descrito.

## 7 Aplicação da Concepção de Sistemas Mecatrônicos a Sistemas de Medição

### 7.1 Introdução

Até o momento, foram abordados somente os sistemas mecatrônicos cujas funções envolviam alguma grandeza como força ou deslocamento e para tanto, exigia a utilização de atuadores e um controle ativo. Mas a idéia de sistema mecatrônico pode ser expandida, englobando inclusive os sistemas cuja finalidade é a de realizar medições. Da mesma forma, a noção de sistemas mecânicos convencionais pode ser estendida para equipamentos e dispositivos destinados à medição. Este capítulo irá analisar as características e os problemas existentes nos sistemas mecânicos passivos de medição e em contraste com o mesmo, irá apresentar a solução mecatrônica equivalente, mostrando as suas características e vantagens. Este capítulo irá também mostrar, através de uma aplicação real a validade da concepção mecatrônica de sistemas de medição.

A discussão será conduzida através de um sistema representativo de medição encontrada na fabricação mecânica que é o medidor de circularidade. Existem outros tipos de medidores, cada uma destinado a medir uma determinada grandeza física mas todos em termos de concepção podem ser analisados através da extensão das idéias aqui apresentadas.

### 7.2 Sistemas mecânicos convencionais de medição

Consideremos um medidor de circularidade ilustrado na Figura 7.1. Medir circularidade significa medir os desvios da forma do objeto de um círculo ideal. Na dificuldade de implementação prática de um círculo ideal, a solução tradicional (mecânica convencional) mais comum é a adoção de um movimento circular de alta precisão (precisão pelo menos 10 vezes superior à requerida na medição de circularidade) como referência (datum) de comparação com a forma do objeto e medição da circularidade. Em termos práticos, o medidor de circularidade consiste numa de suas versões, de um mancal de alta precisão que faz com que o medidor (um apalpador) descreva um movimento circular e uma mesa sobre a qual a peça a ser medida é instalada. Coloca-se então o apalpador em contato com o objeto, gira-se o apalpador, e a leitura do apalpador é entendida diretamente como sendo o resultado da medição da circularidade do objeto.

Apesar da simplicidade em termos de concepção, este medidor que segue a concepção de sistema mecânico convencional, apresenta todos os problemas já mencionados com relação aos mancais passivos, no Capítulo 3, ou seja, a precisão da medição dependente da precisão de movimento do mancal. Um medidor de elevada precisão terá portanto um elevado custo, pois uma

elevada precisão de movimento implica em elevados custos de fabricação. Por outro lado, a precisão de movimento pode se deteriorar em função de uma instalação incorreta do equipamento ou em função do desgaste que inevitavelmente ocorre com o tempo ou pode ocorrer de modo mais acelerado em função de um uso incorreto e manutenção inadequada. Como resultado, um medidor de elevada precisão exige elevados custos de instalação e manutenção.

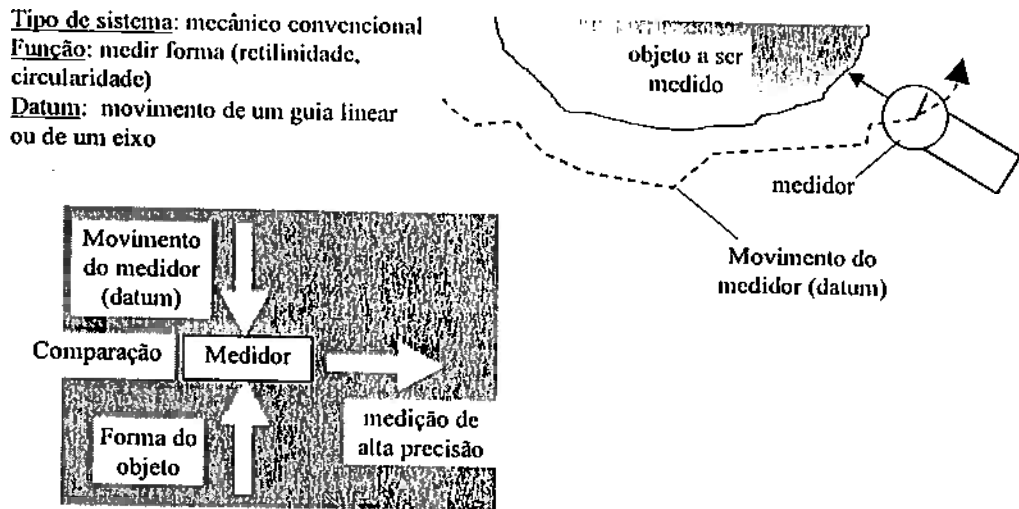


Figura 7.1 Medidor de precisão de forma segundo concepção de sistema mecânico convencional

### 7.3 Sistemas mecatrônicos de medição

O mesmo sistema de medição descrito no item anterior, quando concebido na forma de sistema mecatrônico pode assumir a forma indicada na Figura 7.2. A alteração básica consiste na introdução do computador que realiza a tarefa de correção de erros de medição decorrentes de erros de movimento.

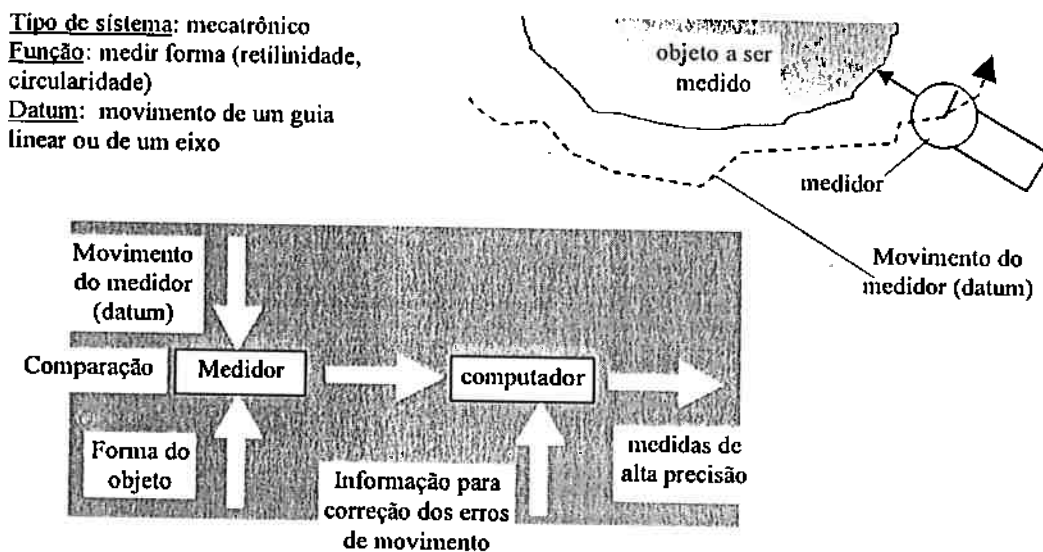


Figura 7.2 Medidor de precisão de forma segundo concepção de sistema mecatrônico



A correção dos erros de movimento via computador representa uma alteração drástica no processo de medição, rompendo a relação direta entre a precisão de movimento e a precisão de medição que se verificava nos sistemas mecânicos convencionais de medição. Abre-se com isso a possibilidade de empregar mancais com um nível inferior de precisão de movimento, e portanto mais baratos, e obter níveis equiparáveis de precisão de medição através da correção dos erros via computador. Abre-se ainda a possibilidade de reduzir o custo instalação e de manutenção pois uma degeneração na precisão de movimento decorrente de uma instalação ou um uso inadequado do equipamento, pode ser compensada no sistema mecatrônico de medição.

Apesar da simplicidade e das vantagens, um sistema mecatrônico de medição é viável se existir uma forma eficaz de realizar as correções dos efeitos do erro de movimento sobre a precisão da medição.

Diversas técnicas são conhecidas para a correção dos erros de movimento. Um conjunto de métodos são capazes de remover diretamente as influências dos erros de movimento sobre os resultados da medição. Um exemplo é o método dos múltiplos apalpadores (ver por exemplo Gao97) que consiste em medir simultaneamente o objeto através de vários apalpadores, sendo que cada apalpador mede o objeto numa posição diferente. A modelagem matemática da medição permite o conhecimento prévio da amplificação que sofre cada harmônico que compõe a forma do objeto. Através deste conhecimento, os resultados das medições são expandidos em seus harmônicos, as respectivas amplitudes são corrigidas de modo que todos apresentem a mesma amplificação e a forma do objeto é então recuperada. Além da complexidade do processamento e da necessidade de se empregar vários apalpadores, a amplificação não uniforme das harmônicas se torna a maior deficiência deste método. Sempre ocorre de um ou mais harmônicos sofrerem uma amplificação menor que as demais e conforme situação, alguns harmônicos podem desaparecer completamente.

Já numa segunda categoria de técnicas, o erro de movimento é isolado do erro de forma de forma indireta através da realização de duas ou mais medições de um mesmo objeto, e a manipulação matemática dos diversos resultados. É o caso do método da reversão e o método da múltipla orientação (ver por exemplo, Chetwind76 e Whitehouse76). Nestes dois métodos, o objeto é medido várias vezes, sendo que de uma medição à outra, o objeto é deslocado com relação sistema de rotação. Após as medições, os resultados são manipulados de modo que os erros de movimento sejam removidos, restando somente os erros de forma do objeto da medição. O grande problema destes métodos é que ambos pressupõe elevada repetibilidade dos erros de movimento, o que nem sempre é simples de obter.

Observando as limitações que apresentam cada um dos métodos acima citados o autor desenvolveu um novo método de medição que é uma variação do princípio de medição do método da reversão mas que possibilita uma medição de alta precisão mesmo que o sistema rotativo empregado na medição não apresente elevada repetibilidade de movimento. O método foi desenvolvido visando à correção de erros de movimentos do eixo do mancal mecatrônico MRAA – apresentado nos Capítulos anteriores, devido a erro de forma do eixo que foi utilizado como referência do controle de precisão de movimento. Este método denominado Método Aprimorado da Reversão – MAR (Horikawa91b), será apresentado no item seguinte.

## 7.4 O Princípio do Método Aprimorado da Reversão (MAR)

### 7.4.1 Procedimento de Medição

No MAR, uma referência cilíndrica (doravante referida como referência auxiliar) é instalada sobre o objeto da medição, conforme mostra a Figura 7.3, e contra eles são instalados dois sensores, A e B. A medição é feita em duas etapas. Na primeira parte, na situação ilustrada pela Figura 7.3(a), faz-se com que o objeto gire de uma volta completa juntamente com a referência auxiliar, e amostra-se as saídas dos sensores A e B. Em seguida, na segunda parte da medição (Figura 7.3(b)), a orientação da referência auxiliar é revertida de  $180^\circ$  com relação ao objeto da medição e o sensor B é instalado no lado oposto. Nesta situação, repete-se uma medição semelhante ao da primeira parte.

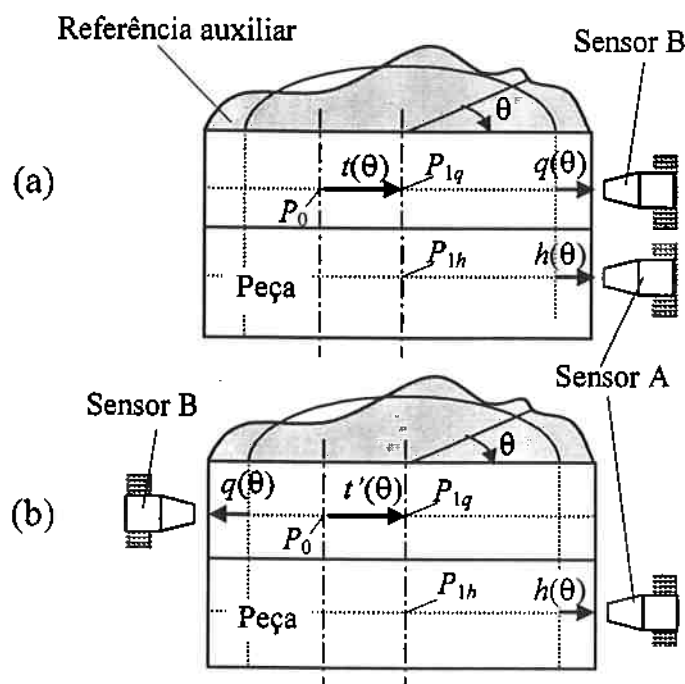
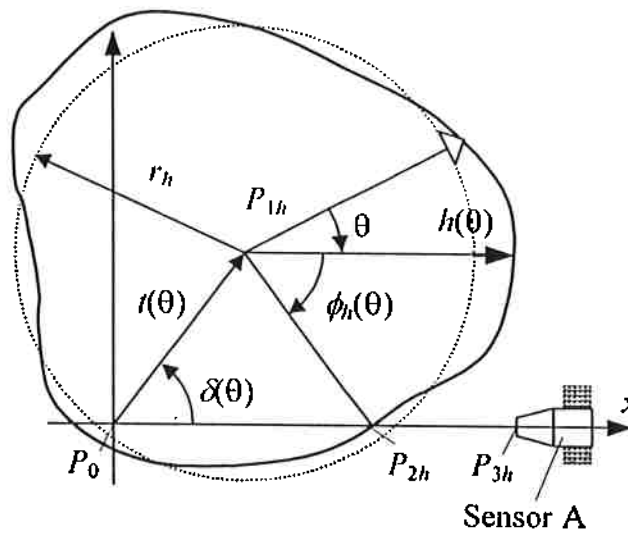


Figura 7.3 Montagem e procedimento para o MAR

### 7.4.2 O Modelo da Medição antes da Reversão

A Figura 7.4(a) mostra o modelo da medição através do sensor A, na primeira parte da medição. O perfil do objeto é representado pela distância  $r_h+h(\theta)$ , do centro  $P_{1h}$  da circunferência de mínimos quadrados (CMQ) associada à forma do objeto, à periferia do objeto. Sendo que aqui,  $r_h$ , representa o raio da CMQ e  $h(\theta)$ , o desvio com relação ao CMQ, ou seja o desvio de forma do objeto. Por outro lado, o erro de movimento do objeto é representado através da posição de  $P_{1h}$  sobre o plano  $xy$ , através de uma distância  $l(\theta)$  e um ângulo  $\delta(\theta)$ . Neste modelo, a saída  $S_a(\theta)$  do sensor A representa a distância entre  $P_{2h}$  e  $P_{3h}$ , ou seja a folga entre o sensor e o objeto. Se assumirmos que  $r_h \gg h(\theta)$  e  $r_h \gg l(\theta)$ ,  $S_a(\theta)$  pode ser dada da seguinte forma.

(a) Peça



(b) Referência auxiliar

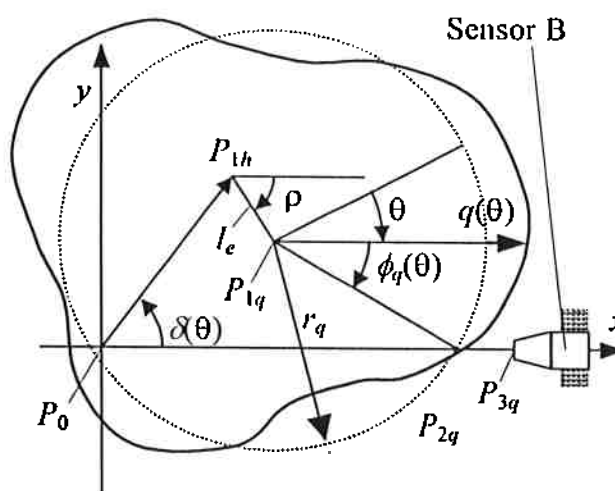


Figura 7.4 Modelo da medição no MAR

$$S_a(\theta) = S_{a0} + r_h + h(\theta) + t(\theta) \cdot \cos \delta(\theta) \quad (7.1)$$

Aqui,  $S_{a0}$  representa um *off-set* elétrico do sensor.

A Figura 7.4(b) é o modelo da medição da referência auxiliar através do sensor B. Da mesma forma que no caso do objeto, a forma da referência auxiliar é representada por  $r_q + q(\theta)$ . Aqui será assumido que o sistema rotativo empregado na medição de circularidade não apresenta erros de inclinação no seu movimento rotativo. Assim, será assumido que o erro de movimento rotativo é o mesmo nos dois planos nas quais se dão a medição do objeto e da referência auxiliar. Será no entanto considerado um desvio entre o centro  $P_{1h}$  da CMQ do objeto e o centro  $P_{1q}$  da CMQ da referência auxiliar. Este desvio será dado por uma distância  $l_e$  e um ângulo  $\rho$ . Nestas condições, a saída do sensor B poderá ser expressa da seguinte forma.

$$S_b(\theta) = S_{b0} + l_e \cdot \cos(\theta - \rho) + r_q + q(\theta) + t(\theta) \cdot \cos \delta(\theta) \quad (7.2)$$

### 7.4.3 O Modelo da Medição após a Reversão

Após a obtenção das saídas acima mencionadas na primeira parte da medição (Figura 7.3(a)), procede-se à reversão, e na segunda parte da medição descrita pela Figura 7.3(b), obtém-se as seguintes saídas através dos sensores  $a$  e  $b$ .

$$S'_a(\theta) = S'_{a0} + r_h + h(\theta) + t'(\theta) \cdot \cos \delta(\theta) \quad (7.3)$$

$$S'_b(\theta) = S'_{b0} + l'_e \cdot \cos(\theta - \rho') + r_q + q(\theta) + t'(\theta) \cdot \cos \delta'(\theta) \quad (7.4)$$

Os erros de forma são as mesmas antes e após a reversão mas os erros de movimento assim como as posições relativas das formas já não são as mesmas. As alterações sofridas após a reversão são indicadas através de um "''".

### 7.4.4 Cômputo do erro de forma e do erro de movimento

Através do seguinte processamento das saídas expressas pelas Eqs.(7.1) ~ (7.4), obtém-se: o erro de forma do objeto, o erro de forma da referência auxiliar, o erro de movimento antes da reversão e o erro de movimento após a reversão.

$$h(\theta) = \frac{(S'_a + S'_b) + (S_a - S_b)}{2} \quad (7.5)$$

$$q(\theta) = \frac{(S'_a + S'_b) - (S_a - S_b)}{2} \quad (7.6)$$

$$t(\theta) = -\frac{(S'_a + S'_b) - (S_a + S_b)}{2} \quad (7.7)$$

$$t'(\theta) = \frac{(S'_a - S'_b) - (S_a - S_b)}{2} \quad (7.8)$$

As equações acima contêm termos constantes ( $S_{a0}$ ,  $S_{b0}$ ,  $S'_{a0}$ ,  $S'_{b0}$ ,  $r_h$  e  $r_q$ ) além de termos de primeira ordem (componentes de excentricidade do movimento rotativo do eixo,  $l'_e \cdot \cos(\theta - \rho)$  e  $l'_e \cdot \cos(\theta - \rho')$ ). Como estes termos não representam erros de forma, serão eliminados das Eqs.(7.5) a (7.8): i) aplicando a transformação de Fourier às Eqs.(7.5)~(7.8), ii) igualando a zero os termos de ordem zero e ordem 1 e por final, iii) mediante transformação inversa de Fourier, obter os novos sinais  $h(\theta)$ ,  $q(\theta)$ ,  $t(\theta)$  e  $t'(\theta)$ .

Se o Método da Reversão convencional (MR) fosse aplicado nesse caso, seria necessário assumir primeiramente a hipótese de que há uma elevada repetibilidade no erro de movimento do eixo. Com base nessa hipótese, o erro de forma da referência auxiliar e o erro de movimento do eixo seriam calculados através das Eqs.(7.2) e (7.4), utilizando somente as leituras do sensor B (Figura 7.3). No caso do MAR aqui proposto, mede-se simultaneamente a referência auxiliar e o objeto, com a utilização de dois sensores (A e B, Figura 7.3). Em função disso o MAR passa a ter as seguintes importantes características:

- não requer a reversão do objeto da medição e
- o erro de circularidade não contém erros de movimento rotativo e portanto a medição de circularidade não depende da repetibilidade dos erros de movimento rotativo.

## 7.5 Validação do método

Os experimentos de medição através do MAR foram conduzidos no Mancal Radial Ativo a Ar - MRAA, tratado nos Capítulos anteriores, ao qual foram acrescentados alguns elementos para possibilita a aplicação do MAR. Como referência auxiliar, foi instalado no eixo do MRAA um mancal de esferas (Classe Alta Precisão) com anel externo de diâmetro 80mm. Enquanto o anel interno fica solidário ao eixo, o anel externo pode ser solto e então ser revertido. No mesmo desempenho de precisão onde se encontra o MRAA, foi instalada uma mesa linear de precisão sobre o qual foi fixado um apalpador eletrônico. Passando este apalpador sobre uma régua de 80mm de comprimento presa ao anel externo do rolamento, mediu-se a precisão da reversão. As reversões foram assim realizadas com uma precisão de aproximadamente 26arcsec ( $10\mu\text{m}/80\text{mm}$ ). O apalpador foi utilizado ainda para minimizar o erro de perpendicularidade entre o anel externo e o eixo de rotação da seguinte forma. Apalpando a parte inferior do anel externo do rolamento, o anel

externo foi imobilizado de modo que a amplitude da oscilação lida pelo apalpador, enquanto o eixo completa uma volta, seja inferior a  $1,5\mu\text{m}$ .

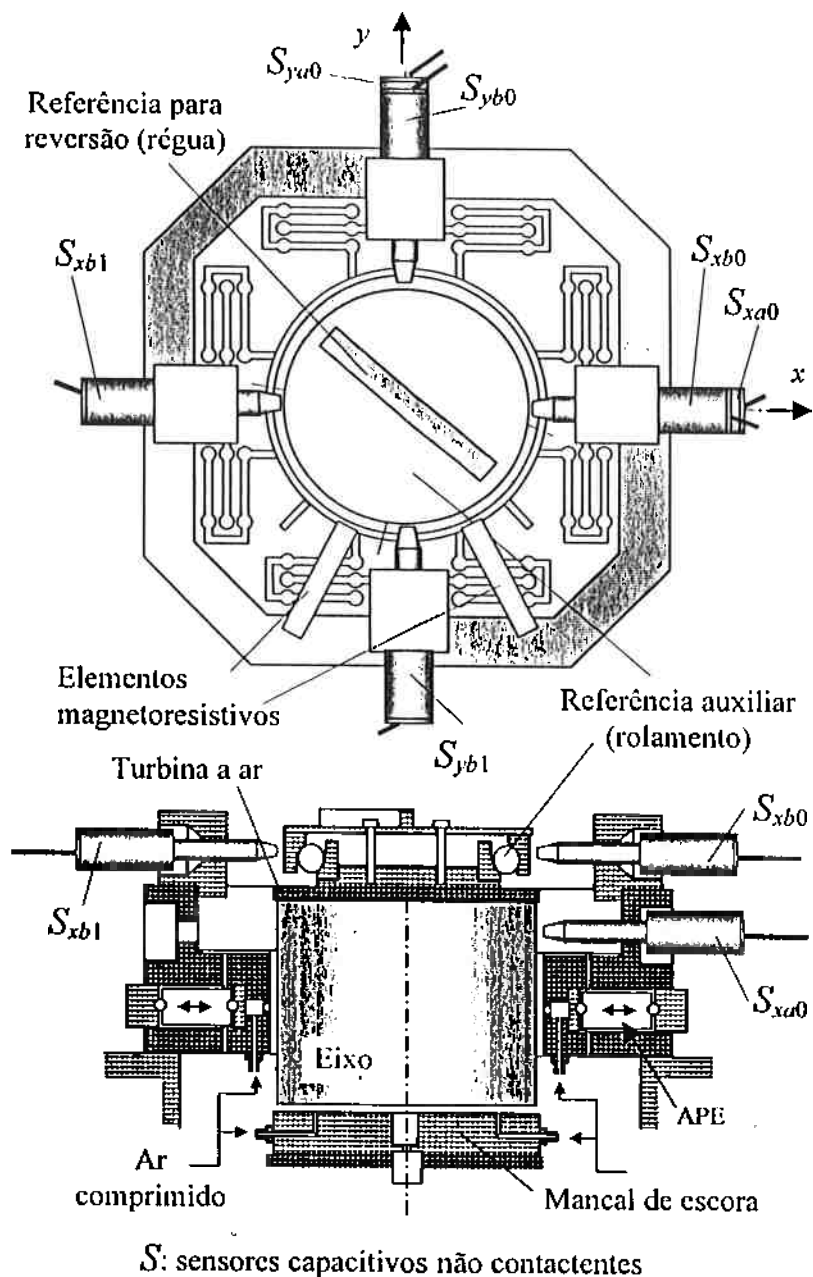


Figura 7.5 O MRAA com as modificações para a aplicação do MAR

O MRAA na sua forma original, foi equipado com dois sensores para a medição da posição radial do eixo, os sensores  $S_{xa0}$  e  $S_{ya0}$  (vide Figura 7.5). Desta feita foram acrescentados mais 4 sensores:  $S_{xb0}$ ,  $S_{yb0}$ ,  $S_{xb1}$  e  $S_{yb1}$ . A rigor, a medição através do MAR poderia ser implementado, acrescentando somente mais dois sensores, um em cada direção. Contudo foram colocados 4, para eliminar o procedimento de reversão da posição de instalação dos sensores. Os ganhos de todos os sensores foram verificados previamente através de um interferômetro a laser.

Nos experimentos foram obtidos resultados semelhantes para as direções  $x$  e  $y$ . Assim, serão apresentados a seguir somente aqueles correspondentes à direção  $y$ .

### 7.5.1 Medição através do MAR

No MRAA com o seu sistema de controle em funcionamento (sinal de referência,  $Y_r=0$ ), girou-se o eixo a 80rpm e procede-se à aquisição através de computador do sinal de saída dos sensores equivalente a 9 rotações completas. As médias das 9 rotações foram utilizadas nos cálculos de erro de forma e erro de movimento. Na Figura 7.6 estão indicados os desvios padrões  $\sigma$ , das saídas dos sensores instalados na direção  $y$ , obtidas durante as 9 voltas do eixo. Constam da mesma figura a média dos desvios padrões  $\bar{\sigma}$ . Aqui se observa que a dispersão de  $S_{y=0}$  foi ligeiramente menor que as demais. Isto ocorreu porque este sensor estava sendo utilizado para o controle do MRAA e em função disso, a sua saída passou por um filtro passa-baixa de frequência de corte de 2kHz.

As Figura 7.7(a) e (b) representam respectivamente o erro de forma do eixo e da referência auxiliar ( $h(\theta)$  e  $q(\theta)$ ) obtidos através do MAR. O erro de circularidade medido foi respectivamente de  $0,26\mu\text{m}$  e  $0,59\mu\text{m}$ . Estes valores equivalem à média de 9 rotações, mas mesmo obtendo o erro de forma para cada rotação, o desvio máximo com relação ao valor médio acima calculado, foi inferior a 31nm. Portanto, a repetibilidade da medição foi melhor que 31nm. Já a Figura 7.8 mostra o desvio padrão  $\sigma$  do resultado da medição de  $h(\theta)$  e  $q(\theta)$  ao longo de 9 rotações completas do eixo. Em cada caso, os erros foram respectivamente de 3,2nm e 3.5nm.

Observa-se que os desvios padrões dos resultados obtidos através do MAR (Figura 7.8) são menores os desvios padrões dos sinais dos sensores (Figura 7.6). Isto sugere que os sinais obtidos pelos sensores continham erros de movimento sem repetibilidade e que conforme previsto na parte teórica, estes erros de movimento foram eliminados da medição de circularidade através do MAR.

Nas Figura 7.7(c) e (d) estão indicadas através das linhas grossas, os erros de movimento rotativo antes e depois da reversão,  $t(\theta)$  e  $t'(\theta)$ , medidos através do MAR. Os erros foram respectivamente de  $0,26\mu\text{m}$  e  $0,28\mu\text{m}$ . Nas mesmas figuras estão sobrepostos o erro de forma do eixo antes indicado na Figura 7.7(a). Nestes experimentos, o MRAA foi controlado assumindo-se o eixo como sendo a referência (datum) para a medição da posição radial do eixo. Se nestas condições, o sistema de controle age de forma a manter constante a folga entre a extremidade do sensor e a superfície do eixo, isto acaba por gerar um erro de movimento de amplitude igual ao erro de forma do eixo na porção em que o sensor está realizando a medição. Isto é evidenciado experimentalmente nos resultados da Figura 7.7(c) e Figura 7.7 (d).

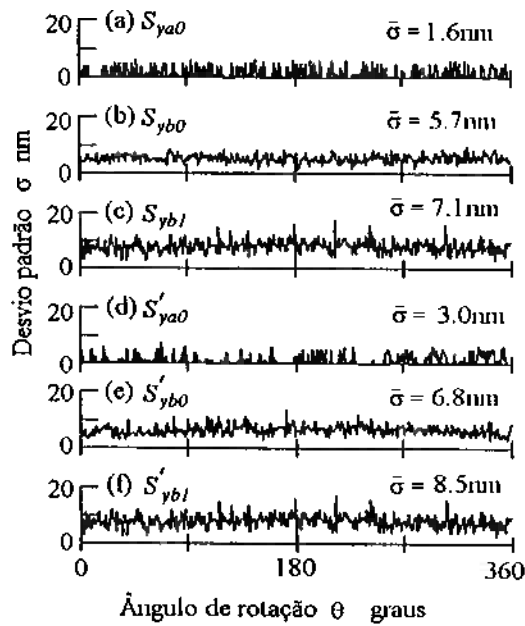


Figura 7.6 Leituras dos sensores.

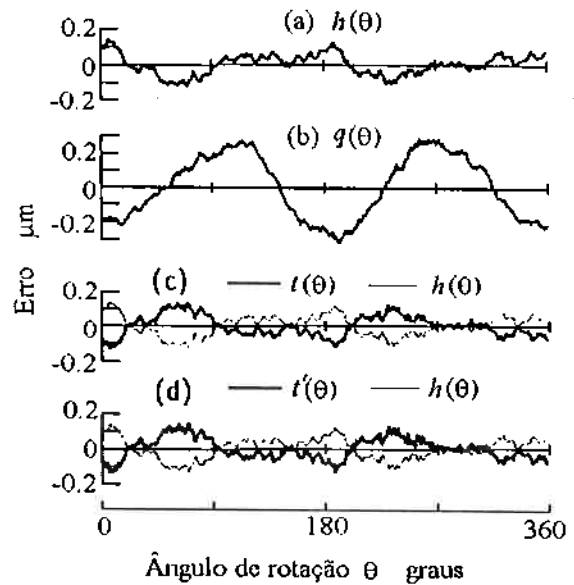


Figura 7.7 Resultados da medição através do MAR

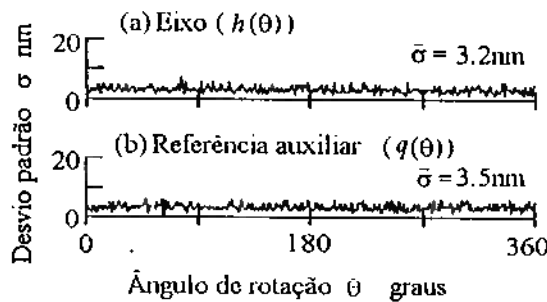


Figura 7.8 Desvios padrões em medições sucessivas

### 7.5.2 A repetibilidade das medições através do MAR

No experimento seguinte, as medições através do MRA foram repetidas reduzindo-se intencionalmente a repetibilidade do erro de movimento do eixo. Antes da reversão, o MRAA foi controlado com a entrada do sinal de referência igual a zero ( $Y_r=0$ ). Após a reversão, o mesmo sinal foi um sinal senoidal de amplitude  $0.5\mu\text{m}$  ( $Y_r=0.5\text{sen}3\theta$ ). A Figura 7.9 mostra o erro de forma do eixo e da referência auxiliar medido nestas condições, através do MAR. Numa experiência seguinte, a mesma medição foi feita no MRAA com o seu sistema de controle desativado, obtendo os resultados da Figura 7.10. Tanto o resultado da Figura 7.9 quanto o da Figura 7.10 coincide com aqueles da Figura 7.7, apesar de terem sido realizadas em condições diferentes. A repetibilidade da medição foi de 17nm.



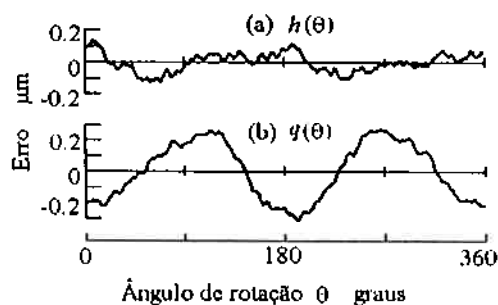


Figura 7.9 Medição através do MAR com o eixo do MRAA se movendo senoidalmente

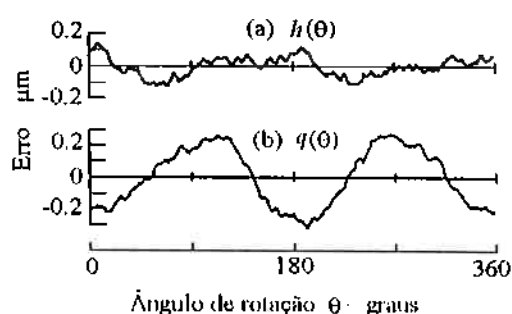


Figura 7.10 Medição através do MAR com o controle do MRAA desativado

### 7.5.3 A medição através do Método da Reversão

A Figura 7.11(a) e a Figura 7.11(b) mostram os resultados da medição do erro de forma da referência auxiliar através do Método da Reversão. Para tanto foram utilizados os mesmos dados utilizados na Figura 7.7 e na Figura 7.9. No caso da Figura 7.11(a), o sistema de controle do MRAA assegurou uma elevada repetibilidade no movimento do eixo e por conseguinte, o resultado obtido pelo Método da Reversão coincidiu com o obtido através do MRA (Figura 7.7(b)). Já no caso da Figura 7.11(b), o erro de movimento antes da reversão difere bastante do erro após a reversão. Em função disso, surge uma grande discrepância entre o resultado obtido pelo Método da Reversão (Figura 7.11(b)) e aquele obtido pelo MAR (Figura 7.7(b)). Esta comparação evidencia a vantagem do MAR que foi mencionada na parte teórica, ou seja, a precisão de medição através do MAR não depende da repetibilidade do erro de movimento.

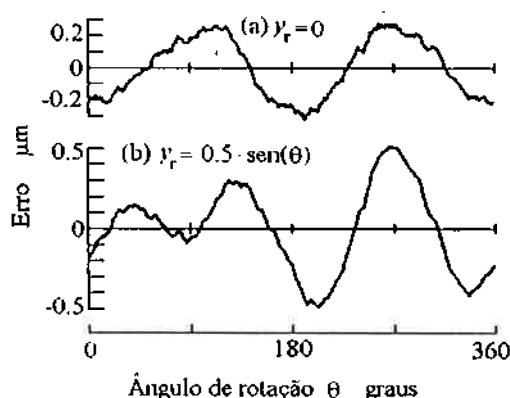


Figura 7.11 Circularidade da referência auxiliar,  $q(\theta)$ , através do MR

### 7.5.4 Medição comparativa

Com a finalidade de verificar a validade das medições através do MAR, o eixo e a referência auxiliar, utilizados até aqui nos experimentos, foram medidos num medidor de circularidade convencional, um circularímetro do tipo mesa rotativa (Tokyo Seimitsu, Rondcon, RND50A,

Japão). Os resultados obtidos através do circularímetro são apresentados na Figura 7.12 a mesma figura estão sobrepostos os resultados obtidos através do MAR. Na medição através do circularímetro, foi utilizado um filtro que eliminou todas as componentes de erro de forma de período superior a 15 ciclos por volta. Face a isso, os resultados obtidos através do MAR também foram tratados pelo mesmo processo. Observa-se uma boa concordância entre os dois resultados demonstrando com isso a validade da medição através do MAR. A discrepância entre os resultados - que foi em torno de 80nm, se deve aos seguintes fatores:

- i) A precisão do circularímetro foi de 25nm.
- ii) A reproducibilidade e a repetibilidade da medição através do MAR foi respectivamente de 17nm e 31nm.
- iii) A cada vez que se faz a reversão, a referência auxiliar (anel externo de um mancal de esferas) teve de ser solta e em seguida imobilizada novamente. Ao imobilizar, a referência auxiliar é deformada. É possível que a deformação da referência auxiliar antes da reversão tenha sido diferente daquela depois da reversão.
- iv) O circularímetro emprega um sensor diferente daquele utilizado nos experimentos relativos ao MAR, no primeiro caso, um apalpador contactante com uma ponta esférica, e no segundo caso, um sensor não contactante do tipo capacitivo.

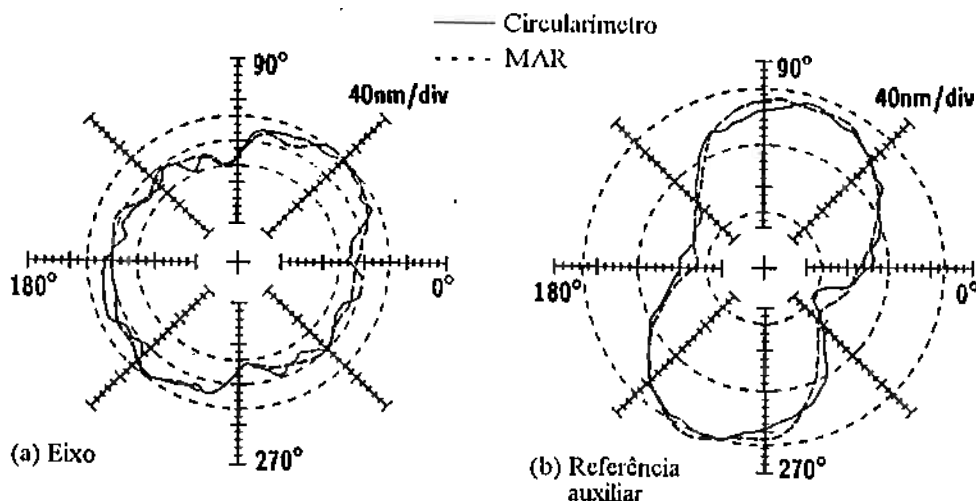


Figura 7.12 Medição através do circularímetro e através do MAR.

## 7.6 Circularímetro de baixo custo e alta precisão

Conforme já mencionado, os medidores de circularidade na forma de sistemas mecânicos convencionais é baseado no uso de um mancal que assegure uma precisão de rotação superior, ou ao menos equiparável, à precisão que se deseja obter na medição. Com base neste pressuposto, a leitura do sensor que mede a superfície do objeto é diretamente tratado como sendo o erro de circularidade

do objeto. Assim, um medidor de alta precisão requer necessariamente o uso de um mancal de alta precisão, de elevado custo. Aqui será apresentada uma nova arquitetura de circularímetro concebido na forma de sistema mecatrônico, que abre possibilidades para tornar a precisão de medição independente da precisão do mancal. A influência dos erros de movimento do mecanismo de rotação sobre a medição de circularidade é eliminada através da aplicação do MAR, exposto anteriormente no item 7.4.

### 7.6.1 A arquitetura

A Figura 7.13 mostra a arquitetura proposta. Aparentemente é idêntica a um medidor convencional, sendo composta por uma mesa giratória, sensores de deslocamento e um computador. A grande diferença está na precisão de rotação da mesa. Ao contrário dos medidores convencionais, aqui não se exige elevada precisão nos mancais. A título de exemplo, aqui se optou pelo uso de mancais de esferas. O mancal de esferas é particularmente interessante pois é um elemento que, apesar de ser de baixo custo e de fácil obtenção no mercado, assegura níveis médios de precisão (ordem de  $\mu\text{m}$ ) além de ser robusto e de fácil manutenção. De modo a possibilitar a aplicação do MAR, para eliminar a influência dos erros de movimento sobre a medição de circularidade, são utilizados dois sensores não contactantes: um para medir o objeto e outro para medir a própria mesa. Seguindo o MAR, o objeto e a mesa são medidos simultaneamente ao longo de uma rotação. Em seguida, o objeto é revertido com relação à mesa (girada de  $180^\circ$  com relação à mesa), o sensor que mede o objeto (sensor B da Figura 7.13) é instalada numa posição oposta, e então, o objeto e a mesa são medidos novamente. Processando-se as leituras obtidas antes e após a reversão conforme a Eq.(7.5), obtém-se o erro de circularidade do objeto, já com a influência do erro de movimento radial da mesa, devidamente removida. Também através das mesmas leituras, o MAR permite obter ainda o erro de circularidade da mesa (Eq.(7.6)), o erro de movimento antes da reversão (Eq.(7.7)) e o erro de medição após a reversão do objeto (Eq.(7.8)). Observe-se aqui, que no item 7.4, o sensor B media a referência auxiliar e o sensor A, o objeto. Aqui, o sensor B mede o objeto e o sensor A, a referência auxiliar (a mesa). Ocorre uma mudança somente de nomenclatura e a medição não é alterada.

Conforme comentado anteriormente, o MAR tem sua precisão afetada por movimentos de inclinação da mesa. Contudo, este problema poderá ser minimizado adotando-se a maior distância possível entre os mancais para uma dada diferença de altura entre os sensores.

O uso de um sensor adicional, não compromete o custo total do medidor pois atualmente sensores mais precisos são oferecidos no mercado a um custo cada vez mais baixo. O mesmo não ocorre com os mancais de alta precisão pois estes não constituem objetos de uma produção em larga escala.

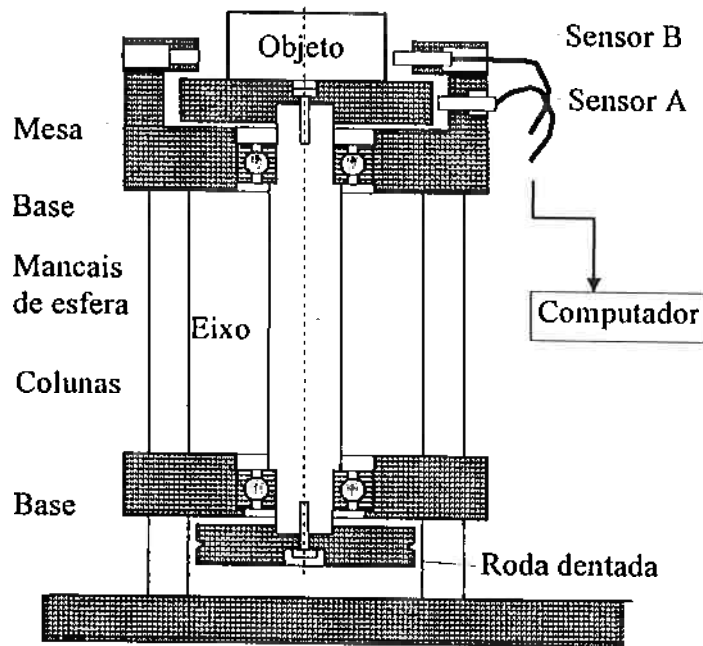


Figura 7.13 A arquitetura proposta

### 7.6.2 O protótipo

Uma mesa de 150mm de diâmetro executada e acabada num torno foi fixada a um eixo, que por sua vez é apoiado sobre dois mancais de esferas (fabricante: NSK, código: 6305Z, diâmetro interno: 25mm, diâmetro externo 62mm, erro de batimento radial medido pelo fabricante: inferior a  $1\mu\text{m}$ ). O eixo foi equipado na sua extremidade inferior com uma roda dentada contendo 128 dentes de perfil retangular. Durante a rotação da mesa, um foto-detector detecta a passagem de cada aresta do dente gerando 1 pulso a cada  $360/256$  graus. Um outro foto-detector e uma tira escura colada a uma parte lisa da roda dentada gerou o pulso de referência angular. Utilizando estes pulsos como sinais de sincronização, os sinais provenientes de 2 sensores capacitivos (ADE3800, ganho:  $0,4\text{V}/\mu\text{m}$ , resolução:  $0,01\mu\text{m}$ ) foram coletados através de um conversor A/D de 12 bits e armazenados no computador para posterior processamento. Nas medições, o eixo foi acionado manualmente a uma velocidade de aproximadamente 5 rpm.

De modo a minimizar os erros de medição devido a movimentos de inclinação da mesa, a distância entre os mancais foram definidos os mais distantes possíveis, respeitando as limitações impostas pela capacidade da oficina mecânica disponível. Adotou-se dessa forma, uma distância de 330mm. No pior caso, o eixo irá deslocar radialmente de  $1\mu\text{m}$  no mancal superior e  $1\mu\text{m}$  no mancal inferior em sentidos opostos. Se uma diferença de 30mm é mantida na altura de colocação dos sensores, a inclinação do eixo irá causar uma diferença de  $2 \times 30 / 330 = 0,18\mu\text{m}$  entre as leituras dos dois sensores. Embora não seja desprezível, foi considerado admissível para os propósitos deste trabalho.

### 7.6.3 Resultados

A Figura 7.14 e a Figura 7.15 mostram respectivamente as leituras dos sensores B e A. 20 leituras obtidas em rotações sucessivas foram traçadas num mesmo gráfico. A cada rotação, as leituras dos sensores foram tomadas simultaneamente. Nas leituras, os harmônicos de ordem 0 e 1 foram eliminadas através do processo de FFT (transformada rápida de Fourier) e IFFT (FFT inverso). Isto foi feito pois a harmônica de ordem 0 representa o raio médio do perfil e a harmônica de ordem 1, a excentricidade do perfil com relação ao centro de rotação, não representando portanto erros de circularidade. Observa-se na Figura 7.14 e na Figura 7.15 a presença de erros não repetitivos decorrentes de erros de movimento, com um valor pico-a-pico de aproximadamente  $2\mu\text{m}$ . Se este sistema for utilizado tal qual um circularímetro convencional, a leitura do sensor B seria utilizado diretamente como erro de circularidade do objeto. Mesmo na hipótese da mesa não possuir erros sistemáticos de movimento, devido aos erros não repetitivos, a precisão de medição não seria melhor que  $2\mu\text{m}$ .

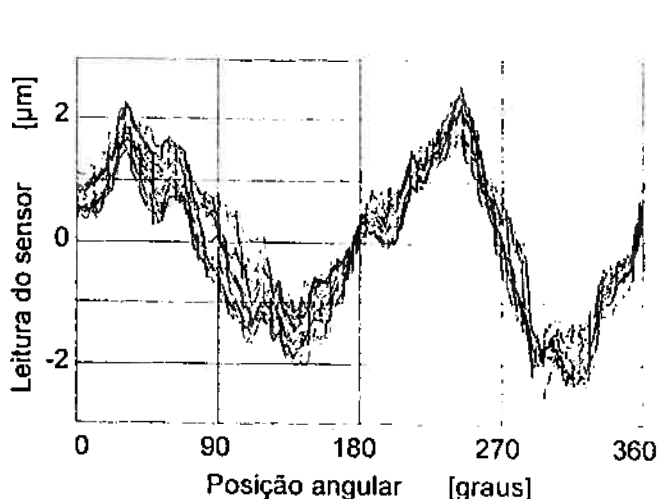


Figura 7.14 Leituras do sensor B

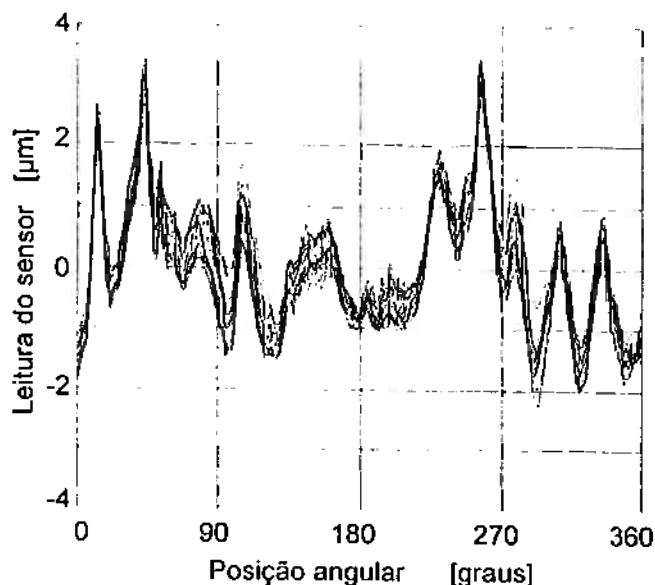


Figura 7.15 Leituras do sensor A

Aplicando o MAR, as leituras dos sensores amostrados antes e após a reversão do objeto foram processadas de acordo com a Eq.(7.5) chegando-se aos resultados da Figura 7.16. Amostrou-se as leituras dos sensores ao longo de 20 rotações sucessivas antes e após a reversão do objeto. A leitura dos sensores obtida na 1ª. rotação antes da reversão foi combinada com a leitura obtida na 1ª. rotação após a reversão. A leitura na 2ª rotação antes da reversão foi combinada com a leitura na 2ª rotação após a reversão. E assim foi feito sucessivamente. Existem inúmeras outras combinações possíveis mas estas não serão apresentadas pois estes dados adicionais não alteram as conclusões apresentadas adiante.

A repetibilidade das medições pelo MAR em termos de valor pico-a-pico foi de aproximadamente  $0,3\mu\text{m}$ , ou seja, praticamente 10 vezes melhor que a medição direta apresentada na Figura 7.14. A Figura 7.17 mostra o desvio padrão ( $\sigma$ ) em cada posição angular, para as 20 medições realizadas através do MAR. Considerando que o valor máximo de  $\sigma$  foi de  $0,084\mu\text{m}$ , pode-se dizer que a precisão  $2\sigma$  da medição através do MAR foi de  $0,168\mu\text{m}$ , ou seja uma precisão superior ao da precisão de movimento.

O MAR também permite medir a circularidade da referência auxiliar. Adotando a mesma combinação de dados utilizados na obtenção da circularidade do objeto, foram obtidas 20 medições para a circularidade da mesa (referência auxiliar) (Figura 7.18). Assim como no caso do objeto, foi calculado o desvio padrão das 20 medições da referência auxiliar e os resultados são dados na Figura 7.19. Destes resultados, constatou-se que a repetibilidade pico-a-pico da medição da mesa foi de  $0,3\mu\text{m}$  e o valor  $2\sigma$ , de  $0,160\mu\text{m}$ . São resultados muito próximos ao caso da medição do objeto.

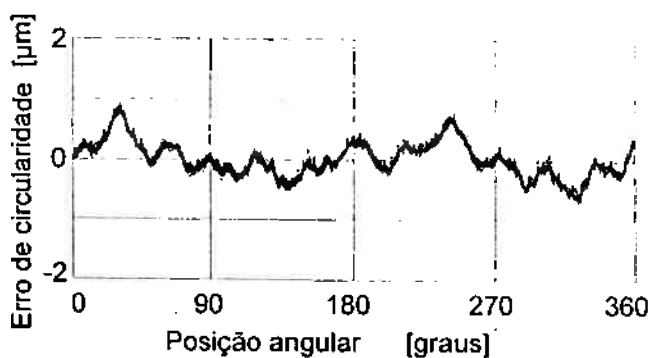


Figura 7.16 Circularidade do objeto

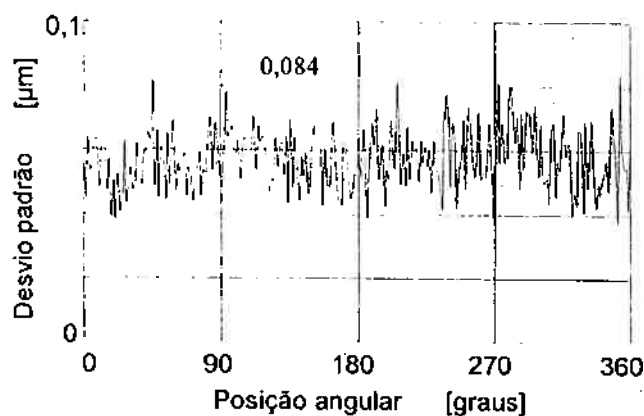


Figura 7.17 Desvio padrão de 20 medições

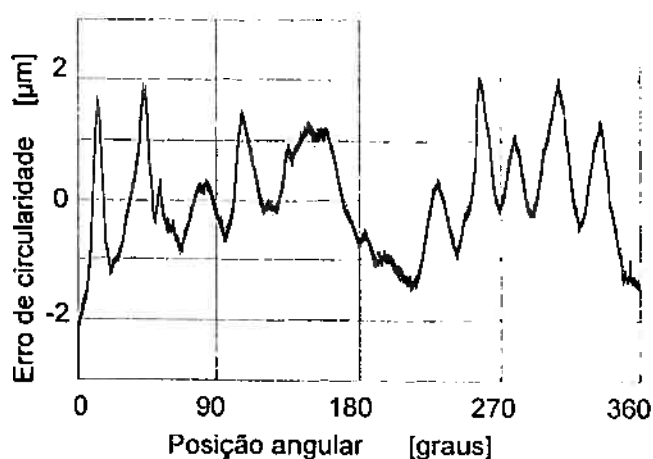


Figura 7.18 Circularidade da referência auxiliar

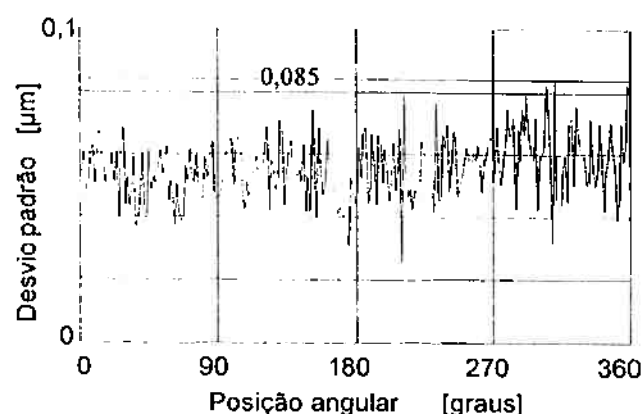


Figura 7.19 Desvio padrão das 20 medições

A medição da circularidade da mesa é de particular utilidade pois abre possibilidade para simplificar a medição de circularidade neste sistema de medição. Ignorando as componentes de ordem 0 e ordem 1, resulta das Eqs.(7.1) e (7.2) que a diferença entre as leituras dos sensores resulta diretamente na diferença entre a forma do objeto (aqui representada por  $q(\theta)$ ) e a forma da referência auxiliar (aqui representada por  $h(\theta)$ ), já com a influência dos erros de movimento devidamente eliminados (Eq.(7.9)).

$$S_b(\theta) - S_a(\theta) = h(\theta) - q(\theta) \quad (7.9)$$

Pois se a forma da referência auxiliar,  $h(\theta)$  é conhecida, basta subtrair a diferença obtida da forma da referência auxiliar, conforme segue.

$$q(\theta) = h(\theta) - (S_b(\theta) - S_a(\theta)) \quad (7.10)$$

Com isso, deixa de haver a necessidade de reverter o objeto e realizar duas medições, a cada novo objeto. Desde que a superfície da mesa não sofra alguma alteração devido a um choque com objetos e ferramentas, uma operação de desmontagem/montagem ou mesmo dividido ao uso de sensores contactantes, a técnica acima poderá ser repetida indefinidamente. E caso se suspeite de uma alteração na forma, basta aplicar o MAR novamente na sua forma original.

O MAR também permite medir os erros de movimento da mesa antes e após a reversão. A Figura 7.20 e a Figura 7.21 apresentam estes erros, indicando a presença de uma harmônica predominante de 2a. ordem, com uma amplitude de aproximadamente  $2\mu\text{m}$ . Os mesmos resultados também indicam a presença de erros não repetitivos de movimento de similar amplitude.

Os erros de movimento não são de interesse nesse sistema em particular mas são de interesse em circularímetros tradicionais, na avaliação da precisão de movimento dos mecanismos de rotação neles empregados. Além desta, existem outras aplicações possíveis nas quais o interesse maior é pela medição de erro de movimento. É o caso por exemplo de aferição da precisão de movimento de máquinas ferramentas.

As leituras do sensor, apresentadas na Figura 7.14 e na Figura 7.15 sugerem a existência de um erro de movimento sistemático de amplitude considerável. Isso fica mais claro através da Figura 7.20 e Figura 7.21. Este erro sistemático pode ser eliminado através do já conhecido método da reversão (ver item 7.4). Usando as mesmas leituras do sensor B e que foram utilizados na obtenção dos resultados da Figura 7.16, 20 medições de circularidade do objeto foram obtidos através do método da reversão. Os resultados são dados na Figura 7.22 e em muito se assemelham àqueles obtidos através do MAR (Figura 7.16). A grande diferença se observa na repetibilidade das medições. Enquanto no MAR, a repetibilidade pico-a-pico foi de  $0,3\mu\text{m}$ , no caso do método da reversão, a mesma repetibilidade foi inferior a  $1\mu\text{m}$ . Isto torna evidente a limitação do método da

reversão. A presença de erros não repetitivos de movimento da mesa dão origem a erros igualmente não repetitivos nos resultados da medição de circularidade.

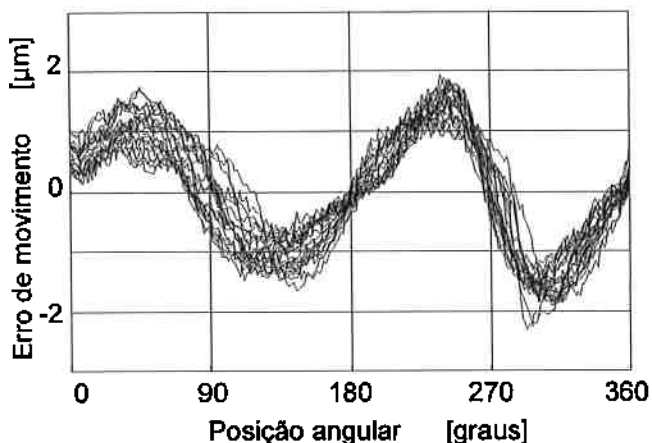


Figura 7.20 Erros de movimento antes da reversão

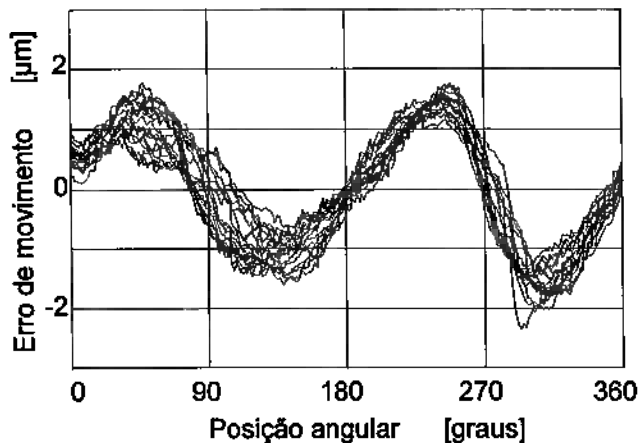


Figura 7.21 Erros de movimento após a reversão

Finalmente, a Figura 7.23 mostra num mesmo gráfico, o valor médio das 20 medições de circularidade realizadas através do MAR e através do método da reversão (MR). O efeito dos erros não repetitivos (inclinação da mesa, no caso do MAR, e movimentos radiais, no caso do método da reversão) sobre os resultados das medições foram minimizados através da média. Observa-se uma boa concordância entre os resultados, sendo a maior discrepância de  $0,067\mu\text{m}$ . Isso vem a demonstrar a eficácia do MAR na remoção de erros sistemáticos de movimento da mesa dos resultados da medição de circularidade.

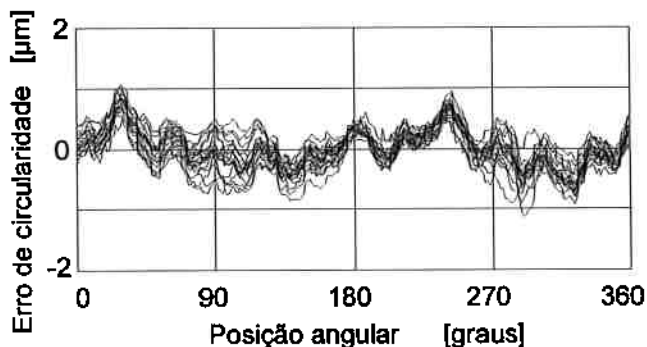


Figura 7.22 Circularidade do objeto através do método da reversão

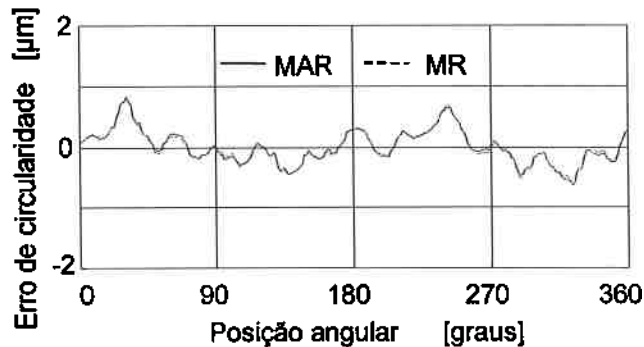


Figura 7.23 Média das 20 medições através do MAR e através do método da reversão.

Fica demonstrada dessa forma, demonstrada através do protótipo a validade da arquitetura proposta para a obtenção de um circularímetro de alta precisão e baixo custo. Num protótipo que empregou mancais de esferas de baixo custo, e na qual a mesa giratória apresentou uma



repetibilidade de aproximadamente  $2\mu\text{m}$ , obteve-se uma repetibilidade na medição cujo valor foi inferior a  $0,3\mu\text{m}$ . Uma melhoria de aproximadamente 10 vezes.

O custo de um mancal não aumenta na proporção simples de sua precisão. Um aumento de 10 vezes na precisão pode representar um aumento superior a 10 vezes no seu custo. Nesse sentido, a arquitetura aqui apresentada é uma forma efetiva de se obter um sistema de medição de circularidade de alta precisão e baixo custo.

## 7.7 Conclusões

Mostrou-se neste Capítulo que a concepção de sistema mecatrônico pode ser aplicada a dispositivos e processos de medição. Foi apresentada uma implementação prática da concepção segundo sistema mecatrônico. A aplicação teve como finalidade a medição dos erro de forma do eixo que estava servindo de referência para o controle da precisão de movimento rotativo no MRAA. Tal medição foi viabilizada através de um procedimento para a medição de circularidade proposto pelo autor, o Método Aprimorado da Reversão – MAR. Através do MAR, o erro de forma do eixo – circularidade, foi medido e seus resultados comparados aos obtidos num circularímetro comercial. A boa concordância dos resultados demonstrou a validade da medição através do MAR. De posse de um processo de medição como o MAR, torna-se possível implementar a arquitetura de um sistema mecatrônico de medição no qual o computador realiza a correção dos efeitos dos erros de movimento sobre a medição de circularidade. Tal arquitetura abre possibilidades para o desenvolvimento de medidores tão precisos quanto os convencionais mas de custo menor. Pelas razões acima citadas, a concepção segundo sistema mecatrônico permite a utilização de mecanismos (mancais e guias) com precisão inferior à precisão de medição desejada.

Ficou ainda demonstrado através da proposta de um circularímetro de alta precisão e baixo custo, uma outra vantagem importante decorrente da adoção da concepção mecatrônica em lugar de um sistema mecânico convencional. Promoveu-se primeiro uma simplificação do projeto mecânico, substituindo o mancal de alta precisão por um de precisão inferior. As deficiências conseqüentes dessa simplificação (baixa precisão de medição), foram então compensados através da aplicação de técnicas avançadas de medição de circularidade que envolve a coleta e análise de sinais via computador.

## 8 Considerações Finais

### Resumo do presente trabalho

A proposta principal foi a de distinguir em meio ao universo de soluções de engenharia mecânica três classes de soluções: mecânica passiva, mecânica ativa e mecatrônica. Considerando o universo de soluções convencionais de engenharia mecânica como sendo a solução mecânica passiva ou a solução mecânica ativas, o trabalho identifica e caracteriza a classe de soluções mecatrônicas e o seu projeto. Através deste trabalho de caracterização, o autor enumerou e discutiu vantagens e limitações de máquinas e dispositivos concebidos na forma de sistemas mecatrônicos.

Através de exemplos, demonstrou a eficácia e validade da concepção segundo sistema mecatrônico. Foram enumeradas novas funções possíveis num sistema mecatrônico e que são impraticáveis num sistema mecânico convencional. Descreveu ainda problemas intrínsecos aos sistemas mecatrônicos e que antes não existiam em sistemas mecânicos convencionais, propondo e demonstrando algumas soluções para as mesmas. E por final, demonstrou a possibilidade de extensão da concepção segundo sistema mecatrônico em sistemas de medição e a eficácia dessa solução.

### A metodologia para o projeto de um sistema mecatrônico

A discussão relativa à metodologia de projeto de um sistema mecatrônico realizado neste trabalho não foge à da metodologia amplamente empregada em todas as Engenharias não sendo portanto algo específico para sistemas mecatrônicos. Contribuições neste aspecto são encontrados em autores como Yoshikawa<sup>81</sup> e Tomiyama<sup>94</sup>, entre outros. O aspecto relevante neste trabalho foi com relação às características de um projeto de sistema mecatrônico e as implicações destas características sobre o potencial dos sistemas mecatrônicos.

### A variedade de enfoques possíveis na pesquisa em sistemas mecatrônicos

Com relação aos exemplos que vêm a evidenciar os potenciais da concepção segundo sistema mecatrônicos, além daqueles apresentados neste trabalho, existem diversos outros com os quais o autor esteve envolvido. O mancal mecatrônico apresentado no Capítulo 3 possuía controle ativo em somente duas direções radiais. Contudo, o estudo deste mancal constituiu parte de um projeto maior que tratou de um mancal ativo com controle de todos os graus de liberdade de um eixo, exceto a rotação em torno de si mesmo. Como resultado final, obteve-se um protótipo onde se atingiu uma precisão de 130nm e 0.2arcseg com o eixo de 22.7kg girando a 200rpm. [Sato96a,

Sato96b]. Através deste último projeto, completou-se o estudo sobre a aplicação da concepção mecatrônica na obtenção de ultra-precisão em movimentos rotativos. Estes estudos vêm a demonstrar a possibilidade de obtenção através dos sistema mecatrônico de características funcionais que dificilmente poderiam ser obtidos através de um sistema mecânico convencional (neste caso, ultra-precisão de movimento). No mesmo sentido, o mancal magnético do Capítulo 4 demonstrou a possibilidade de manter um eixo suspenso mesmo no vácuo garantindo alta precisão de movimento, uma função que não seria possível através de um sistema mecânico convencional.

Já com o intuito de demonstrar que as soluções mecatrônicas podem representar alternativas economicamente vantajosas para a execução de uma mesma função que já vem sendo executada por um sistema mecânico convencional, apresentou-se no Capítulo 5 o sistema de medição de circularidade de alta precisão e baixo custo. Aqui se mostrou que um sistema de medição, na forma de sistema mecatrônico, dispensa o uso de elementos de máquinas de elevado custo. Abordando ainda esta mesma característica dos sistemas mecatrônicos, o autor ainda esteve envolvido num outro trabalho onde se propõe um sistema de posicionamento de precisão que emprega um atuador pneumático em conjunto com um motor de ultrassom [Nakano92]. Nesse estudo, o atuador pneumático, que tem como grande característica o baixo custo mas uma precisão baixa, foi combinado a um motor de ultrassom, que apesar de não ser adequado para grandes movimentos, permite um posicionamento de elevada precisão. Este sistema mecatrônico resultou num sistema capaz de posicionar uma mesa num curso de aproximadamente 300mm com uma precisão de 1 $\mu$ m.

Como se observa, os exemplos citados neste trabalho se restringiram à aplicação dos sistemas mecatrônicos na Engenharia de Precisão. Contudo, a discussão inicial deste trabalho, relativa às potencialidades dos sistemas mecatrônicos, foi feita de forma suficientemente ampla, não restringindo a aplicação dos sistemas mecatrônicos na Engenharia de Precisão. Além dos exemplos tratados em detalhes neste trabalho ou que foram mencionados acima, existem inúmeros outros exemplos desenvolvidos por outros autores e mediante diferentes enfoques. Acredita-se que há um número inesgotável de casos onde a solução mecatrônica ainda está para ser estudada. Espera-se que o presente trabalho sirva de motivação para que mais e mais soluções mecânicas convencionais sejam revistas quanto à possibilidade de substituição por uma concepção na forma de sistema mecatrônico.

#### Uma concepção adequada a cada necessidade

É importante observar que o presente trabalho não tem como propósito defender alguma supremacia das soluções mecatrônicas sobre as convencionais. Há muitos problemas em que a solução mecânica convencional se mostra superior ao mecatrônico sob diversos pontos de vista. É

por exemplo o caso do comando de válvulas dos motores que equipam os automóveis, o qual representa um dos pontos altos de um sistema mecânico convencional. Trata-se de um elemento que embora submetido às mais adversas condições de temperatura, vibração e esforços, é dentro motor, um dos elementos que menos falha apresenta, refletindo a elevada qualidade do trabalho de engenharia que nele foi realizado. No presente momento, o autor não vê perspectivas para desenvolvimento de um comando de válvulas mecatrônico que tenha confiabilidade, eficácia, robustez e custo que possa competir com um comando de válvula convencional.

O presente trabalho e as demais pesquisas que tratam de sistemas mecatrônicos trarão como um benefício adicional, a identificação de situações de Engenharia Mecânica em que a solução segundo sistema mecânico convencional é mais vantajosa.

### Expectativas na evolução dos sistemas mecatrônicos

Muitas das soluções mecatrônicas já estudadas pelo autor e por diversos outros, ainda apresentam deficiências quanto à aplicação prática. São limitações referentes a aspectos como custo e confiabilidade, especialmente dos transdutores utilizados nos sistemas mecatrônicos. Mas os estudos se justificaram na medida em que havia fortes evidências de que ao longo dos anos, o custo destes componentes eletrônicos irá decrescer ao mesmo tempo em que a sua qualidade (precisão, robustez, etc.) irá crescer. Estas expectativas ainda persistem e vão sendo reforçadas ao longo dos anos. Há que se considerar ainda o fator fundamental a ser considerado no custo dos produtos, que é a escala de produção. É de conhecimento geral que quanto maior a produção de um determinado produto menor será o seu custo.

Esta dificuldade na aplicação imediata das soluções mecatrônicas resultantes das pesquisas é um fator limitante para que as mesmas sejam conduzidas no meio industrial. Cabe dessa forma à universidade o papel de conduzir as atividades exploratórias.

Este trabalho mostrou algumas vantagens de um sistema mecatrônico através de exemplos em que o objetivo era a obtenção de níveis de precisão da ordem de nanômetros ( $10^{-9}$ m). Tais exemplos foram apresentados de modo a descrever o potencial dos sistemas mecatrônicos em sua plenitude, particularmente na área de mecânica de precisão. Contudo o autor avalia que no contexto atual do Brasil, as pesquisas relativas à aplicação da mecatrônica na mecânica de precisão devam ser dirigidas em busca de um outro potencial dos sistemas mecatrônicos, qual seja, o de possibilitar o desenvolvimento de versões mecatrônicas de máquinas e dispositivos que apresentem desempenho equiparável aos mecânicos convencionais, mas que apresentem um custo menor.

No momento atual, o Brasil não possui indústria de ultra-precisão e os eventuais fabricantes de circuitos integrados e mídias para informática (discos rígidos por exemplo) se limitam a ser

usuários de produtos de ultra-precisão. Não há no momento bases para uma análise sobre a possibilidade de surgimento e crescimento da indústria de ultra-precisão no Brasil. Verifica-se por outro lado, que é consenso que a necessidade prioritária da indústria brasileira é por aumento de competitividade no mercado internacional, com o menor investimento possível em bens de capital (máquinas). Tendo esta necessidade como motivação inicial é que estudo sobre o “Circularímetro de Baixo Custo e Alta Precisão”, apresentado no Capítulo 6, foi desenvolvido pelo autor. Espera-se dar continuidade a pesquisas com semelhante motivação e com isso trazer benefícios a médio prazo, senão a curto prazo para a indústria brasileira.

## Referências Bibliográficas

- Acar96 M. Acar and R. M. Parkin: "Engineering Education for Mechatronics", *IEEE Transactions on Industrial Electronics*, Vol.43, No.1, pp106-112, 1996, EUA.
- Aoyama88 Hisayuki Aoyama, Ichiro Watanabe, Kotaro Akutsu and Akira Shimokohbe: "An Ultra-Precision Straight Motion System (1st Report) – Two Degrees of Freedom Control of Motion –", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.54, No.3, p.558, Japão, 1988.
- Assy96 T. M. Assy: "Mecânica dos Fluidos", Editora Plêiade, 1996.
- Barretto97 M. R. P. Barretto, P. E. Miyagi e L. A. Moscato: "Mecatrônica na POLI", *ABCM Notícias*, Vol.4, No.3, p.4, Rio de Janeiro, 1997.
- Beer82 F. P. Beer e E. R. Johnston: "Resistência dos Materiais", *McGraw-Hill* - São Paulo, 1982.
- Bifano85 T. G. Bifano e T. A. Dow: "Real Time Control of Spindle Runout", *Optical Engineering*, Vol.24, No.5, p.888, EUA, 1985.
- Blondeel76 E. Blondeel, R. Snoeys and L. Devricze: "Aerostatic Bearings with Infinite Stiffness", *Annals of the CIRP*, Vol.25, No.1, p.291, 1976.
- Bryant86 Michael R. Bryant, Steven A. Valinsky, Norman H. Beachley and Frank J. Fronczak: "A Design Methodology for Obtaining Infinite Stiffness in an Aerostatic Thrust Bearing", *Transactions of the ASME, Journal of Mechanism, Transmission, and Automation in Design*, Vol.108, p.448, December, 1986.
- Brzeski79 Lech Brzeski and Zbyszko Kazimierski: "High Stiffness Bearing", *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.101, October (1979) p.520.
- Cai90 Yurong Cai and Teru Hayashi "The Rotational Vibration of a Spur Gear with a Tooth Profile Error", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.1, p.121, 1990.
- Campbell94 P. Campbell: "Permanent Magnet Materials and their Applications", Vol.I, *Cambridge University Press*, p.191, 1994.
- Chen88 H. M. Chen and M. S. Darlow: "Magnetic Bearing with Rotating Force Control", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.110, January (1988) p.102.
- Chetwind76 D. G. Chetwynd and G. Siddall: "Improving the Accuracy of Roundness Measurement", *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, Vol.9, p.537, 1976.
- Chiaverini70 V. Chiaverini: "Tecnologia Mecânica", *McGraw-Hill*, 1970.
- Delamare94 J. Delamare: "Suspensions magnétiques partiellement passives", *Thèse de doctorat, INPG*, Grenoble, France, 1994.

- Doebelin83 E. O. Doebelin: "Measurement Systems", *Mc Graw Hill*, 1983.
- Dorf83 R. Dorf: "Modern Control Systems", *Addison-Wesley*, 1983.
- Earnshaw39 S. Earnshaw: "On nature of molecular forces", *Trans. Cambridge Philosophical Society*, Vol.7 - Part 1, pp. 97-112, 1939.
- Ferraresi74 D. Ferraresi: "Fundamentos da Usinagem dos Metais", *Ed. Blücher*, 1974.
- Fraser93 C. J. Fraser, J. S. Milne and G.M. Logan: "An Education Perspective on Applied Mechatronics", *Mechatronics*, Pergamon Press, Vol.3, No.1, pp.49-57, 1993, RU.
- Gao97 W. Gao, S. Kiyono and T. Sugawara: "High - accuracy roundness measurement by a new error separation method", *Precision Engineering*, American Society for Precision Engineering - ASPE, ELSEVIER, Vol.21, No.2/3, pp.123-1333, E.U.A., 1997.
- Gargiulo79a E. P. Gargiulo, Jr.: "Porous Wall Gas Lubricated Journal Bearings: Theoretical Investigation", *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.101, p.458, October, 1979.
- Gargiulo79b E. P. Gargiulo, Jr.: "Porous Wall Gas Lubricated Journal Bearings: Experimental Investigation", *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.101, p.466, October, 1979.
- Giacaglia-- G. E. O. Giacaglia: "Mecânica Geral", 10a. Ed., Campus, SP.
- Guy80 A. G. Guy: "Ciências dos Materiais", *LTC/EDUSP*, Rio de Janeiro, 1980.
- Habermann79 H. Habermann & G. L. Liard: "Practical Magnetic Bearings", *IEEE Spectrum*, Setembro, E.U.A., 1979.
- Hara86 Shinji Hara, Tohru Omata and Michio Nakano: "Stability Condition and Synthesis Methods for Repetitive Control Systems", *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.22, No.1, p.36, 1986.
- Higuchi87 T. Higuchi e T. Mizuno: "Construction of a Prototype of an Unit Type Magnetic Bearing and Compensation for Imbalance", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, JSPE, Vol.56, No.6, p.908, Japão, 1987.
- Horikawa89 O. Horikawa, H. Osada e A. Shimokohbe: "An Active Air Journal Bearing", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, JSPE, Vol.55, No.11, p.2063, Japão, 1989.
- Horikawa90a O. Horikawa e A. Shimokohbe: "An Active Air Journal Bearing - Control of Radial Axis Motion and Stiffness", *International Journal of the Japan Society of Mechanical Engineers - Series III*, JSME, Vol.33, No.1, p.55, Japão, 1990.
- Horikawa90b O. Horikawa, K. Sato, H. Osada e A. Shimokohbe: "An Active Air Journal Bearing - Control under High Rotation Speed", *Proceedings of the Spring Annual Meeting of the Japan Society for Precision Engineering*, JSPE, Vol.2, p.67, Japão, 1990.

- Horikawa91a Oswaldo Horikawa, Kenji Yasuhara, Hideharu Osada and Akira Shimokohbe: "Dynamic Stiffness Control of Active Air Bearing". *International Journal of The Japan Society for Precision Engineering (Award Paper)*, Vol.25, No.1, pp.45-50, Japão, 1991.
- Horikawa91b O. Horikawa, K. Sato, H. Osada e A. Shimokohbe: "Roundness and Absolute Radial Motion Accuracy Measured by an Improved Reversal Method", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, JSPE, Vol.57, No.12, p.151, Japão, 1991.
- Horikawa92 Oswaldo Horikawa, Kaiji Sato and Akira Shimokohbe: "An Active Air Journal Bearing". *Nanotechnology*, No.3, pp.84-90, Reino Unido, 1992.
- Horikawa99 Oswaldo Horikawa and Isaiás da Silva: "The Magnetic Bearing for Precision Applications", *Proceedings of the 1<sup>st</sup> International EUSPEN Conference*, pp. 163-166, Bremen, Alemanha, 1999.
- Inoue80 Tadashi Inoue, Michio Nakano, Tadashi Kubo, Satoru Matsumoto and Hitoshi Baba: "High Accuracy Control for Magnet Power Supply of Proton Synchrotron in Recurrent Operation", *The Journal of The Institute of Electrical Engineers of Japan*, Vol.100-C, No.7, p.234, 1980.
- Inoue81 Tadashi Inoue, Shin-ichi Iwai and Michio Nakano: "High Accuracy Control of Play-Back Servo Systems", *The Journal of The Institute of Electrical Engineers of Japan*, Vol.101-C, No.4, p.89, 1981.
- Janocha93 H. Janocha: "Mechatronics from the Point of View of German Universities", *Mechatronics*, Pergamon Press, Vol.3, No.5, pp.543-558, 1993, RU.
- Kawashima90 Iwao Kawashima, Shinichi Togo, Sadao Sato and Noriharu Tamada: "Study on Characteristics of Porous Ceramic Gas Bearings", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.10, p.1853, 1990.
- Kashimura90 Yukitatsu Kashimura, Shizuka Yamasaki, Katsumi Furutani and Kennichi Iwamoto: "A Study on Air Spindle Unit for NC Milling Machine – Detection of Cutting Forces and Tool Failure Using Displacement Detectors –", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.3, p.527, 1990.
- Kiyono89 S. Kiyono, P. Huang e N. Fukaya: "Datum introduced by software methods", *Proceedings of the International Conference on ADVANCED MECHATRONICS*, Vol.1, No.1, p.467~472.
- Kiyono93 S. Kiyono e H. Ogaki : "Measurement of Step-wise Profile of Machined Surface with Software Datum", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, JSPE, Vol.59, No.8, p.1319~1324, Japão, 1993.
- Koyama89 Takeshi Koyama, Tojiro Aoyama and Ichiro Inasaki: "Characteristics of Externally Pressurized Porous Ceramics Air Bearings", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.55, No.511, p.3, 1989.
- Kreith77 F. Kreith: "Princípios de Transmissão de Calor", *Ed. Blücher*, 1977.
- Kuo62 B. C. Kuo: "Automatic Control Systems", *Prentice-Hall*, 1962.



- Lin87 Gang Lin, Tojiro Aoyama and Ichiro Inasaki: "Analysis of Load Capacity and Optimal Design of Aerostatic Bearing with Groove Compensation", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.53, No.4, p.619, 1987.
- Matsumoto88 Hideki Matsumoto, Joji Yamaguchi, Hisayuki Aoyama and Akira Shimokohbe: "An Ultra-Precision Straight Motion System (2nd Report) – Five Degrees of Freedom Control of Motion –", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.54, No.10, p.1945, 1988.
- McDonald92 A. T. McDonald: "Introdução a Mecânica dos Fluidos", Editora Guanabara, 1992.
- Miyaji90a Ryutaro Miyaji and Masami Harada: "The Shaft Response Characteristics of Externally Pressurized Gas Journal Bearings with Pocketed Orifice Restrictor under High Frequency External Forces", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.5, p.855, 1990.
- Miyaji90b Ryutaro Miyaji and Masami Harada: "The Bearing Performances of Hydrostatic Journal Gas Bearings with Hybrid Restrictor", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.10, p.1859, 1990.
- Miyaji90c Ryutaro Miyaji and Masami Harada: "The Transient Response Characteristics of Actively Controlled Hydrostatic Thrust Air Bearing", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.6, p.1111, 1990.
- Mizumoto90 Hiroshi Mizumoto, Tomio Matsubara, Masao Usuki, Ryuichi Kawakami and Makoto Yabuya: "An Infinite-Stiffness Aerostatic Thrust Bearing", *Journal of Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.8, p.1431, 1990.
- Mizuno87 Takeshi Mizuno, Toshiro Higuchi and Noboru Aikawa: "Analysis on Response of Magnetic Bearing System to External Forces – Comparison between Optimal Regulator System and Independently Controlled System –", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.53, No.7, p.1097, 1987.
- Morimoto86 Sadao Morimoto and Masato Ota: "Present High Speed Machine Tool Spindles – 200,000rpm Wheel Spindle –", *Bulletin of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.20, No.1, p.1, 1986.
- Moriyama84 Shigeo Moriyama, Tatsuo Harada and Akihiro Takanashi: "Precision X–Y Stage with a Piezo-driven Fine-table", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.50, No.4, p.718, 1984.
- Moronuki88 Nobuyuki Moronuki and Yuji Furukawa: "On the Design of Surface Restricted Aerostatic Slideway", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.54, No.4, p.721, 1988.
- Moronuki89 Nobuyuki Moronuki, Yuji Furukawa and Hiroyoshi Kubo: "On the Design of Ultra-Precise Aerostatic Linear Guideway", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.55, No.5, p.908, 1989.
- Murakami90 Shinji Murakami, Hiroshi Suzuki, Yasuo Shinno, Tetsuroh Shibukawa, Minoru Hirano and Akihiko Saito: "Improvement of the Motion Accuracy of an Hydrostatic Slideway by a Guide-Rail with Micro-Deformation Mechanism",

*Proceedings of the Japan Society of Precision Engineering Meeting*, 1990, September, Vol.1, p.81, 1990.

- Nakano92 Kazuo Nakano, Oswaldo Horikawa, Tomohiko Asakage and Yutaka Tanaka: "Precision Linear Positioning Mechanism Using Pneumatic and Ultrasonic Actuators", *Proceedings of the IFToMM-jc International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms*, Vol.1, pp.407-412, Nagoya, Japão, 09/1992.
- Nomura87 Takehiko Nomura, Akira Kanai and Masakazu Miyashita: "A Study on an Automatic Radial Runout Compensator for Hydrostatically Supported Spindle", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.53, No.7, p.1104, 1987.
- Nomura90a Takehiko Nomura, Akira Kanai and Masakazu Miyashita: "A Study on an Automatic Radial Runout Compensator for Hydrostatic Supported Spindle", *Journal of the Japan Society for Precision Engineering*, Vol.53, No.7, p.104, Japão, 1990.
- Nomura90b Takehiko Nomura, Akira Kanai and Masakazu Miyashita: "A Study on an Automatic Radial Runout Compensator for Hydrostatically Supported Spindle – A Newly Developed Vertical Turntable –", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.56, No.11, p.2045, 1990.
- Ogata86 K. Ogata: "Teoria de Controle Moderno", Prentice-Hall, 1982
- Ohji96 T. Ohji, S. C. Mukopadhyay, T. Kuwahara and M. Iwahara: "Investigation of Configuration of Permanent Magnets on Repulsive Type Magnetic Bearing", *Fifth Int. Simp. on Magnetic Bearings*, pp. 485-490, Kanazawa, Japan, 1996.
- Ono86 Kyosuke Ono, Yukihiro Tsuchiya and Goji Iba: "Circumferentially Grooved Hydrostatic Gas Thrust Bearing ( 2nd Report, Characteristics in High Supply Pressure and Design in Groove Compensated Operating Region)", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.52, No.480, p.2142, 1986.
- Palm86 W. J. Palm III: "Control Systems Engineering", *John Wiley & Sons Inc.*, 1986.
- Péra94 M. C. Mario-Péra and J. P. Yonnet: "Study of Permanent Magnet Arrangement for Superconducting Passive Bearings", *IEEE Transaction on Magnetics*, Vol.30, No.6, pp.4743-4745, 1994.
- Rowe89 W. B. Rowe: "Advances in hydrostatic and hybrid bearing technology", *Proc. Instn Mech Engrs, Vol.203, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, p.225, 1989.
- Salminen92 V. Salminen, A. Veroh and T. Laurila: "The Finnish Mechatronics Program – Educational, Research and Industrial Applications", *Mechatronics*, Pergamon Press, Vol.2, No.3, pp.221-230, 1992, RU.
- Santos96 D. J. Santos Filho: "Controle de Sistemas Antropocêntricos de Produção Baseado em Redes de Petri Interpretadas", tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica da EPUSP, São Paulo, 1998.

- Watanabe88 Ichiro Watanabe, Hisayuki Aoyama and Akira Shimokohbe: "An Active Air Bearing – Ultra-Precision Control of Floating Position and Vibration –", *Journal of the Japan Society of Precision Engineering*, Vol.54, No.2, p.329, 1988.
- Whitehouse76 D. J. Whitehouse: "Some Theoretical Aspects of Error Separation Techniques in Surface Metrology", *Journal of Physics E: Scientific Instruments*, Vol.9, p.531, 1976.
- Wiley76 G. V. Van Wiley e R. B. Soontag: "Fundamentos de Termodinâmica Clássica", Ed. Blücher, 1976.
- Yabe90 Hiroshi Yabe and Hideyoshi Ishida: "A Study on the Running Accuracy of an Externally Pressurized Gas Thrust Bearing (3rd Report, Rotor Run-Out Characteristics)", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.56, No.528, p.2187, 1990.
- Yamamoto86 Yutaka Yamamoto and Shinji Hara: "The Internal Model Principle and Stabilizability of Repetitive Control Systems", *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.22, No.8, p.830, 1986.
- Yamane89 E. Yamane, R. B. Salvagni, M. R. P. Barretto e L. A. Moscato: "Reformação Curricular da Engenharia Mecânica da EPUSP", *Anais do X Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, ABCM, Rio de Janeiro, 1989.
- Yonnet81 J. P. Yonnet: "Permanent Magnet Bearing and Coupling", *IEEE Trans. on Mag.*, Vol. 17, pp. 1169-1172, 1981.
- Yoshikawa81 H. Yoshikawa: "General design theory and a CAD/CAM system", *Man-Machine Communication in CAD/CAM*, North-Holland, Amsterdam, pp.35-38, 1981.
- Yoshimoto88 S. Yoshimoto: "Static Characteristics of a Slot-Entry Gas Journal Bearing With Feeding Holes", *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.110, October, p.587, 1988.
- Yoshimoto89 Shigeoka Yoshimoto, Yoshiro Anno and Satoshi Kawashima: "Static Characteristics of a Hydrostatic Thrust Bearing with a Self-controlled Restrictor using a Floating Disk", *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Part C*, Vol.55, No.512, p.1084, 1989.