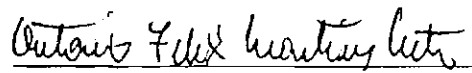


| | | | |
|--|-----------|--|--|
| 1. Publicação nº <i>INPE-4358-TDL/299</i> | 2. Versão | 3. Data <i>Setembro 87</i> | 5. Distribuição <input type="checkbox"/> Interna <input checked="" type="checkbox"/> Externa <input type="checkbox"/> Restrita |
| 4. Origem <i>PG/DMC</i> | | Programa | |
| 6. Palavras chaves - selecionadas pelo(s) autor(es) <i>SISTEMAS DE CONTROLE DE ATITUDE E ÓRBITA</i> <i>CONTROLE DE ATITUDE</i> | | | <i>ATUADORES</i> <i>RODAS DE REAÇÃO</i> |
| 7. C.D.U.: <i>629.783:629.06</i> | | | |
| 8. Título <i>INPE-4358-TDL/299</i> <i>ANÁLISE, PROJETO, CONSTRUÇÃO E TESTES DE UM MODELO DE RODA DE REAÇÃO PARA APLICAÇÕES ESPACIAIS</i> | | 10. Páginas: <i>185</i> | 11. Última página: <i>C.10</i> |
| 9. Autoria <i>Petrônio Noronha de Souza</i> | | 12. Revisada por <i>Agenor de F. Fleury</i> Agenor de F. Fleury | |
| Assinatura responsável <i>Petrônio Noronha de Souza</i> | | 13. Autorizada por <i>Marcos Antonio Raupp</i> Marcos Antonio Raupp - Diretor Geral | |
| 14. Resumo/Notas <p><i>Este trabalho apresenta o estudo e o projeto de um modelo experimental de um atuador do tipo roda de reação. Sua aplicação está no controle fino da atitude de satélites artificiais através da troca de momento angular entre a roda e o satélite. As rodas de reação são constituídas, por um motor elétrico que aciona um volante e é comandado por um módulo eletrônico que exerce o controle do seu torque ou da sua velocidade. Esta eletrônica é ligada à lógica de controle de atitude e órbita do satélite. O trabalho divide-se em: 1) análise dos diversos atuadores do tipo rotor existentes, particularmente das rodas de reação com mancais de rolamentos e magnéticos; 2) estabelecimento das especificações e projeto mecânico; 3) análise, projeto e simulação digital do sistema de controle de velocidade; 4) testes de caracterização e sua comparação com os resultados relativos às rodas disponíveis no mercado; 5) testes de desempenho e confrontação com os resultados obtidos em simulação digital.</i></p> | | | |
| 15. Observações <i>Em cumprimento parcial dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Ciência Espacial/Mecânica Orbital, aprovada em 13 de agosto de 1986.</i> | | | |

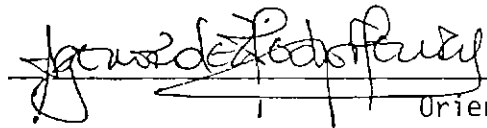
Aprovada pela Banca Examinadora
em cumprimento a requisito exigido
para a obtenção do Título de Mestre
em Ciência Espacial

Dr. Antonio Felix Martins Neto



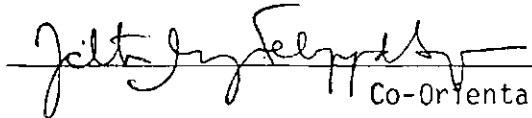
Presidente

Dr. Agenor de Toledo Fleury



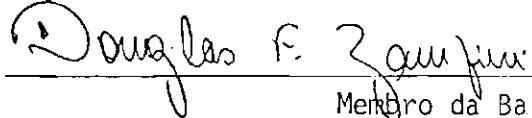
Orientador

Dr. José Antonio M. Felipe de Souza



Co-Orientador

Dr. Douglas Eduardo Zampieri



Membro da Banca
-convidado-

Dr. Atair Rios Neto



Membro da Banca

Candidato: Petrônio Noronha de Souza

São José dos Campos, 13 de agosto de 1986

AGRADECIMENTOS

A execução desse trabalho só se tornou possível graças à cooperação de grande número de profissionais de dentro e de fora do INPE. Entre todos agradeço particularmente ao meu orientador Dr. Agenor de Toledo Fleury a cooperação e o firme apoio, ao engenheiro Gilberto da Cunha Trivelato a indispensável participação na execução do projeto da parte eletrônica, e aos técnicos Luis Alípio Alves Candez e Eleasar Martins Martins o auxílio nas tarefas de laboratório.

A

Yolanda e Carolina

ABSTRACT

This work presents the study and design of a reaction wheel experimental model. A reaction wheel is used in the fine control of artificial satellite attitude by exchanging angular momentum between the wheel and the satellite. Reaction wheels consist, basically, of an electric motor that drives a wheel and is commanded by an electronic module that controls its torque or its speed. This electronics is connected to the satellite attitude and orbit control logic module. The work is divided into the following steps: 1) analysis of the several momentum actuators focusing in particular ball and magnetic bearing reaction wheels; 2) settlement of specifications and mechanical design; 3) analysis, design and digital simulation of the speed control system; 4) characterization tests and their comparison with results for reaction wheels available in the market; 5) performance tests and their comparison with the results from digital simulation.

SUMÁRIO

| | <u>Pág.</u> |
|---|-------------|
| LISTA DE FIGURAS | <i>xi</i> |
| LISTA DE TABELAS | <i>xv</i> |
| LISTA DE SÍMBOLOS | <i>xvii</i> |
| <u>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</u> | 1 |
| <u>CAPÍTULO 2 - ANÁLISE DE ATUADORES DO TIPO ROTOR</u> | 9 |
| 2.1 - Introdução | 9 |
| 2.2 - Rodas de reação | 11 |
| 2.2.1 - Mancais | 13 |
| 2.2.1.1 - Mancais de rolamentos | 14 |
| 2.2.1.2 - Mancais magnéticos | 18 |
| 2.2.2 - Motores | 26 |
| 2.2.3 - Operação | 28 |
| 2.3 - Volantes de inércia | 30 |
| 2.4 - Girocontroladores | 31 |
| 2.5 - Sistemas integrados de controle da atitude e da potência | 31 |
| 2.6 - Comparação de rodas de reação com mancais magnéticos e de ro lamentos | 32 |
| 2.7 - Configurações dos atuadores do tipo rotor nos sistemas de con trole da atitude | 36 |
| <u>CAPÍTULO 3 - PROJETO MECÂNICO DA RODA DE REAÇÃO</u> | 39 |
| 3.1 - Introdução | 39 |
| 3.2 - Projeto mecânico | 41 |
| 3.2.1 - Concepção | 41 |
| 3.2.2 - Mancais e lubrificação | 44 |
| 3.2.3 - Volante, momentos de inércia e balanceamento | 52 |
| 3.2.4 - Motor | 53 |
| 3.2.5 - Qualidade de trabalho, ajustes e análise de dimensões | 55 |
| 3.2.5.1 - Qualidade de trabalho e ajustes | 55 |
| 3.2.5.2 - Análise de dimensões | 57 |

| | |
|---|-----|
| <u>CAPÍTULO 4 - PROJETOS DA ELETRÔNICA E DO SISTEMA DE CONTROLE DA RODA DE REAÇÃO</u> | 63 |
| 4.1 - Introdução | 63 |
| 4.2 - Projeto da eletrônica | 63 |
| 4.3 - Projeto do sistema de controle | 66 |
| 4.3.1 - Modelo mecânico | 68 |
| 4.3.2 - Modelo do motor | 71 |
| 4.3.3 - Modelo do circuito modulador de pulsos | 72 |
| 4.3.4 - Modelo dos controladores | 74 |
| 4.3.5 - Modelo do tacômetro | 75 |
| 4.3.6 - Análise do sistema de controle | 76 |
| 4.3.6.1 - Análise da malha com controlador proporcional-integral ... | 79 |
| 4.3.6.2 - Análise da malha com controlador proporcional | 90 |
| 4.4 - Simulação de manobras | 93 |
| 4.4.1 - Simulação de manobras com a inclusão dos torques de atrito seco e de aderência | 104 |
| <u>CAPÍTULO 5 - TESTES DO MODELO DE RODA DE REAÇÃO</u> | 113 |
| 5.1 - Introdução | 113 |
| 5.2 - Determinação do coeficiente de atrito viscoso e dos torques de atrito seco e de aderência | 113 |
| 5.3 - Determinação do ganho proporcional e do tempo integral | 117 |
| 5.4 - Execução de manobras | 118 |
| 5.5 - Análise dos resultados | 129 |
| <u>CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES</u> | 133 |
| REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 137 |
| APÊNDICE A - PRINCÍPIOS DE COMANDO DAS RODAS DE REAÇÃO. | |
| APÊNDICE B - LISTA DE PEÇAS E PROCEDIMENTO DE MONTAGEM. | |
| APÊNDICE C - RESULTADOS DA INSPEÇÃO DIMENSIONAL. | |

LISTA DE FIGURAS

| | <u>Pág.</u> |
|--|-------------|
| 1.1 - Esquema do ensaio estático em malha fechada | 3 |
| 1.2 - Esquema do ensaio com mesa servo-assistida de três eixos ... | 4 |
| 1.3 - Esquema do ensaio com mesa de mancal a ar de um eixo | 5 |
| 2.1 - Partes da roda de reação | 12 |
| 2.2 - Mancal de rolamentos para rodas de reação | 17 |
| 2.3 - Roda de reação do tipo RSR 2 a RSR 5 da Teldix | 18 |
| 2.4 - Sistema de controle axial | 23 |
| 2.5 - Lugar das raízes do sistema de controle axial | 23 |
| 2.6 - Mancais magnéticos da Aérospaciale | 25 |
| 2.7 - Roda de reação com mancais magnéticos da Aérospaciale | 26 |
| 2.8 - Exemplo de manobra em um eixo | 29 |
| 2.9 - Custo relativo em função da confiabilidade para rodas de reação | 35 |
| 2.10 - Configurações dos atuadores no SCA | 37 |
| 3.1 - Diagrama de montagem para a realização de manobras em malha aberta | 40 |
| 3.2 - Vista em corte do modelo de roda de reação | 41 |
| 3.3 - Mancal do modelo de roda de reação | 44 |
| 3.4 - Diagrama de viscosidade relativa | 48 |
| 3.5 - Viscosidade do óleo ISOFLEX PDP 65 | 49 |
| 3.6 - Diagrama do coeficiente a_{23} | 51 |
| 3.7 - Curva característica do motor com tensão de alimentação de 20V e resistência da fonte igual a zero | 55 |
| 3.8 - Qualidades IT utilizadas | 56 |
| 3.9 - Estudo do problema da concentricidade no motor | 60 |
| 3.10 - Estudo do problema da perpendicularidade no motor | 61 |
| 3.11 - Composição dos erros de excentricidade da armadura do motor ... | 62 |
| 4.1 - Eletrônica da roda de reação | 65 |
| 4.2 - Exemplo de sinal de referência | 66 |
| 4.3 - Sistema de controle da atitude | 67 |
| 4.4 - Sistema implementado na mesa de mancal a ar | 68 |
| 4.5 - Referenciais OXYZ e Oxyz | 68 |

| | | |
|------|---|-----|
| 4.6 | - Torques entre a roda e a mesa de mancal a ar | 69 |
| 4.7 | - Circuito de alimentação do motor | 72 |
| 4.8 | - Malha de controle equivalente ao circuito da Figura 4.1 | 77 |
| 4.9 | - Diagrama de blocos da malha de controle | 78 |
| 4.10 | - Lugar das raízes com controlador PI e K_p que varia de 1 a 400 .. | 89 |
| 4.11 | - Lugar das raízes com controlador P e K_p que varia de 1 a 400 .. | 94 |
| 4.12 | - Parte contínua da malha de controle | 95 |
| 4.13 | - Perfil de velocidades utilizado na simulação | 99 |
| 4.14 | - Velocidade angular relativa da roda comandada pelo controlador PI com saturação | 101 |
| 4.15 | - Potência desenvolvida pelo motor | 101 |
| 4.16 | - Posição angular da mesa de mancal a ar | 102 |
| 4.17 | - Velocidade angular da mesa de mancal a ar | 102 |
| 4.18 | - Velocidade angular relativa da roda comandada pelo controlador P com saturação | 103 |
| 4.19 | - Velocidade angular relativa da roda comandada pelo controlador PI sem saturação | 103 |
| 4.20 | - Resposta ao degrau de 2,000 rpm do sistema com controlador PI .. | 104 |
| 4.21 | - Modelos adotado e "real" dos torques de atrito seco e de aderência | 105 |
| 4.22 | - Caso A | 106 |
| 4.23 | - Caso B | 107 |
| 4.24 | - Casos C, C_1 e C_2 | 108 |
| 4.25 | - Casos D e D_1 | 109 |
| 4.26 | - Casos E e E_1 | 110 |
| 4.27 | - Fluxograma para a determinação dos casos | 111 |
| 4.28 | - Entrada dos torques perturbadores | 112 |
| 4.29 | - Entrada dos torques perturbadores no programa de simulação .. | 112 |
| 5.1 | - Experimento para a determinação de TC e C | 114 |
| 5.2 | - Experimento para a determinação de TAD | 115 |
| 5.3 | - Curva obtida para a determinação de TAD | 115 |
| 5.4 | - Resultados dos experimentos para a determinação de TAD, TC e C | 116 |
| 5.5 | - Experimento para a determinação de K_p e T_I | 117 |
| 5.6 | - Resultados do experimento para a determinação de K_p e T_I | 118 |
| 5.7 | - Experimento para a execução de manobras | 119 |

| | <u>Pág.</u> |
|---|-------------|
| 5.8 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador PI | 121 |
| 5.9 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador PI - simulação do controle | 121 |
| 5.10 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador PI - simulação do erro | 121 |
| 5.11 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador P | 122 |
| 5.12 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador P - simulação do controle | 122 |
| 5.13 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador P - simulação do erro . | 122 |
| 5.14 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador PI | 123 |
| 5.15 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador PI - simulação do controle | 123 |
| 5.16 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador PI - simulação do erro. | 123 |
| 5.17 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador P | 124 |
| 5.18 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador P - simulação do controle | 124 |
| 5.19 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador P - simulação do erro . | 124 |
| 5.20 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador PI | 125 |
| 5.21 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador PI - simulação do controle | 125 |
| 5.22 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador PI - simulação do erro. | 125 |
| 5.23 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador P | 126 |
| 5.24 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador P - simulação do controle | 126 |
| 5.25 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador P - simulação do erro . | 126 |
| 5.26 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador PI . | 127 |
| 5.27 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador PI - simulação do controle | 127 |
| 5.28 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador PI - simulação do erro | 127 |
| 5.29 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador P .. | 128 |
| 5.30 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador P - simulação do controle | 128 |
| 5.31 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador P - simulação do erro | 128 |
| 5.32 - Comparação dos resultados obtidos para os torques de atrito com os obtidos para as rodas RSR 2-2 e RSR 2-0 da Teldix ,.... | 129 |

LISTA DE TABELAS

| | Pág. |
|--|------|
| 2.1 - Propriedades das suspensões a corrente contínua | 20 |
| 2.2 - Características de rodas de reação | 34 |
| 3.1 - Roda de reação - características mecânicas | 43 |
| 3.2 - Tolerâncias de forma e posição do mancal da roda de reação ... | 46 |
| 3.3 - Vida dos rolamentos da roda de reação | 50 |
| 3.4 - Características dimensionais e de desempenho do motor INLAND T-1352-H | 53 |
| 3.5 - Características do enrolamento do motor INLAND T-1352-H | 54 |
| 3.6 - Ajustes utilizados | 56 |
| 4.1 - Valores numéricos | 88 |
| 4.2 - Relatório de manobra | 100 |
| 5.1 - Manobras e figuras correspondentes | 120 |

•
•

LISTA DE SÍMBOLOS

| | |
|---------------------|---|
| a | $= C(I_M + I_R)/I_M I_R$ |
| A_i | - Variável auxiliar |
| $[A]$ | - Matriz característica do sistema |
| b | - Relação entre a amplitude do sinal e a duração do pulso no circuito MLP |
| b_i | - Variável auxiliar |
| B_i | - Variável auxiliar |
| $[B]$ | - Matriz do controle do sistema |
| C | - Coeficiente do torque de atrito viscoso, Nm/rad/s |
| e | - Erro, rad/s |
| E | - Amplitude do sinal do circuito MLP, V |
| F_0, F_1, F_s | - Coeficientes de amortecimento do motor, Nm/rad/s |
| $G_1, G_2(s)$ | - Funções de transferência |
| h_k | - Duração do pulso no circuito MLP, s |
| $H(s)$ | - Função de transferência |
| H, H_{OM}, H_{OR} | - Quantidades de movimento angular, Nms |
| i | - Corrente, A |
| I_M | - Momento de inércia da mesa de mancal a ar, kgm ² |
| I_R | - Momento de inércia da roda de reação, kgm ² |
| k | - Intervalo de discretização |
| K | $= aK_1/2C Ta_1$ |
| K' | $= K_1/aC(K_2/C+1)^2 Ta_1$ |
| K_0 | - Constante de erro ao degrau |
| K_1 | $= K_C K_p K_T E/(R_M + R_S) U_{m\bar{a}x}$ |
| K_2 | $= K_T K_B/(R_M + R_S) + F_1$ |

| | |
|--------------|--|
| K_B | - Ganho da FCEM |
| K_C | - Ganho do conversor D/A, V/rad/s |
| K_P | - Ganho proporcional |
| K_T | - Constante de torque do motor, Nm/rad/s |
| K_V | - Constante de erro em velocidade |
| L | - Indutância do motor, H |
| P | - Potência, W |
| r | - Referência, rad/s |
| R | - Amplitude do degrau, rad/s |
| R_M | - Resistência do motor, Ω |
| R_S | - Resistência da fonte, Ω |
| s | - Variável da Transformada de Laplace |
| t | - Tempo, s |
| T | - Torque, Nm |
| TAD | - Torque de atrito de aderência, Nm |
| Ta_1, Ta_2 | - Períodos de amostragem, s |
| TC | - Torque de atrito seco, Nm |
| T_F | - Torque de atrito, Nm |
| T_{\max} | - Constante de tempo, s |
| u | - Controle, V |
| u_{-1} | - Função degrau |
| U_{\max} | - Valor máximo do controle, U |
| V | - Voltagem, V |
| V_S | - Voltagem da fonte, V |
| x_i | - Variável de estado |
| $[X]$ | - Vetor de estado |

| | |
|--------------|--|
| xyz | - Referencial fixo na mesa de mancal a ar |
| XYZ | - Referencial fixo no laborat6rio |
| z | - Variavel da Transformada Z |
| z_i | - Raiz da equa6o caracteristica |
| α | - Posi6o angular da mesa de mancal a ar |
| [Δ] | - Matriz do controle para o sistema discreto |
| θ | - Posi6o angular da roda de rea6o com rela6o a mesa de mancal a ar |
| [Ψ] | - Matriz de transi6o de estado para o sistema discreto |

Indices Superiores

| | |
|--------------------|--|
| ($\dot{\quad}$) | - Derivada em rela6o ao tempo de () |
| ($\ddot{\quad}$) | - Derivada segunda em rela6o ao tempo de () |

Siglas

| | |
|------|---------------------------------------|
| CCD | - "Charge Couple Device" |
| CMG | - "Control Moment Gyro" |
| D/A | - Digital/Anal6gico |
| DC | - Corrente Contnua |
| ECA | - Eletr6nica de Controle de Atitude |
| ECR | - Eletr6nica de Controle da Roda |
| FCEM | - For6a Contra-Eletromotriz |
| GL | - Grau de Liberdade |
| LTI | - Leitura Total do Indicador |
| MECB | - Miss6o Espacial Completa Brasileira |
| MIT | - M6todo da Intercambiabilidade Total |

| | |
|------|--|
| MLP | - Modulador da Largura de Pulsos |
| P | - Proporcional |
| PI | - Proporcional-Integral |
| QMA | - Quantidade de Movimento Angular |
| RR | - Roda de Reação |
| RRMM | - Roda de Reação com Mancais Magnéticos |
| RRMR | - Roda de Reação com Mancais de Rolamentos |
| SCA | - Sistema de Controle de Atitude |
| VI | - Volante de Inércia |
| VIDA | - Volante de Inércia com Duas Articulações |
| VIUA | - Volante de Inércia com Uma Articulação. |

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

A Missão Espacial Completa Brasileira (MECB) prevê duas Missões, a Missão Coleta de Dados e a Missão Teledetecção de Recursos Naturais.

A Missão Coleta de Dados tem como objetivo coletar dados provenientes de plataformas superficiais localizadas no território brasileiro. Os dados a coletar são relativos à meteorologia, hidrologia, ecologia e outras aplicações ligadas ao estudo do meio ambiente.

A Missão Teledetecção de Recursos Naturais tem como objetivo levantar recursos naturais através da detecção óptica do espectro solar refletido pela Terra em três bandas espectrais. Os dados colhidos são utilizados no estudo da vegetação, na diferenciação de culturas, nos inventários agrícolas e na detecção de recursos naturais.

A carga útil da Missão Teledetecção de Recursos Naturais é uma câmara com sensores na forma de redes lineares de fotodiodos de silício com tecnologia CCD. A sua resolução geométrica no solo é de 50m para uma altura de vôo de aproximadamente 640 km. Esse tipo de carga útil possui estreitas exigências quanto à precisão de apontamento e velocidade. Para a missão brasileira os requisitos são os seguintes:

- $0,5^{\circ}$ de precisão angular em relação à atitude nominal para cada um dos três eixos (rolamento, arfagem e guinada);
- $6,5 \times 10^{-3}$ $^{\circ}/s$ de precisão em velocidade angular de rolamento e arfagem;
- 10^{-2} $^{\circ}/s$ de precisão em velocidade angular de guinada.

O Sistema de Controle de Atitude (SCA) necessário para manter as especificações requeridas para o cumprimento da missão, é em

linhas gerais, uma associação de sensores e atuadores incorporados à estrutura do satélite.

Os sensores podem ser inerciais (giroscópios, girômetros) ou não-inerciais (sensores solares, de horizonte e estelares). Os atuadores ativos podem utilizar princípios de propulsão (jatos de gás frio, hidrazina ou bipropelentes), de reação ao movimento de inércias (rodas de reação, volantes de inércia) e de interação com o campo magnético terrestre (bobinas magnéticas).

O SCA de um satélite deve ser capaz de operar em modos distintos de operação. Para o satélite brasileiro de sensoriamento remoto o estudo preliminar prevê os modos normal, de aquisição de atitude e de emergência. Para o modo normal o mesmo estudo apresenta a seguinte configuração para o SCA no que tange aos sensores e atuadores:

- sensores: filtro girocompasso com sensor de horizonte infravermelho e calibração com sensor solar fino;
- atuadores: sistema com três rodas de reação dessaturadas por duas bobinas magnéticas.

Para atender às necessidades de construção e testes dos sistemas de controle da atitude, foi criado o Laboratório de Simulação Física, laboratório esse centrado em um simulador dinâmico de três eixos.

Dentre os ensaios que podem ser desenvolvidos em um laboratório como esse, três se destacam por ser realizados em nível de sistema e por utilizar, em escala crescente, partes físicas do SCA.

O primeiro é conhecido como Ensaio Estático em Malha Fechada ("Static Closed Loop Test") (Fleury e Rios Neto, 1984). Nele a eletrônica do SCA é utilizada e modelos da dinâmica do veículo, dos sensores e dos atuadores são colocados em um computador. A Figura 1.1 mostra um esquema desse tipo de teste (Fleury e Rios Neto, 1984).

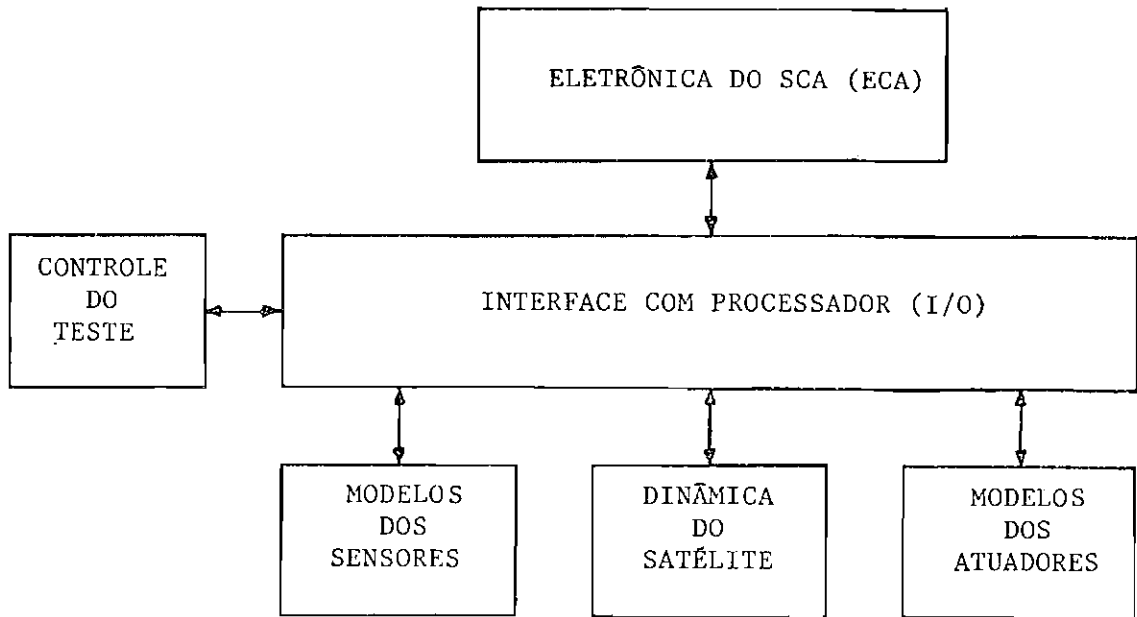


Fig. 1.1 - Esquema do ensaio estático em malha fechada.

Para aumentar a confiabilidade dos testes, a eletrônica dos sensores e atuadores também pode ser incluída na malha.

O segundo método faz uso de uma mesa servo-assistida na qual são colocados os sensores e a eletrônica do SCA. Um computador suporta a dinâmica do satélite e dos atuadores. Este ensaio exige dispositivos que simulem os corpos celestes tomados como referências pelos sensores não-inerciais. Um esquema desse ensaio está na Figura 1.2 (Fleury e Rios Neto, 1984).

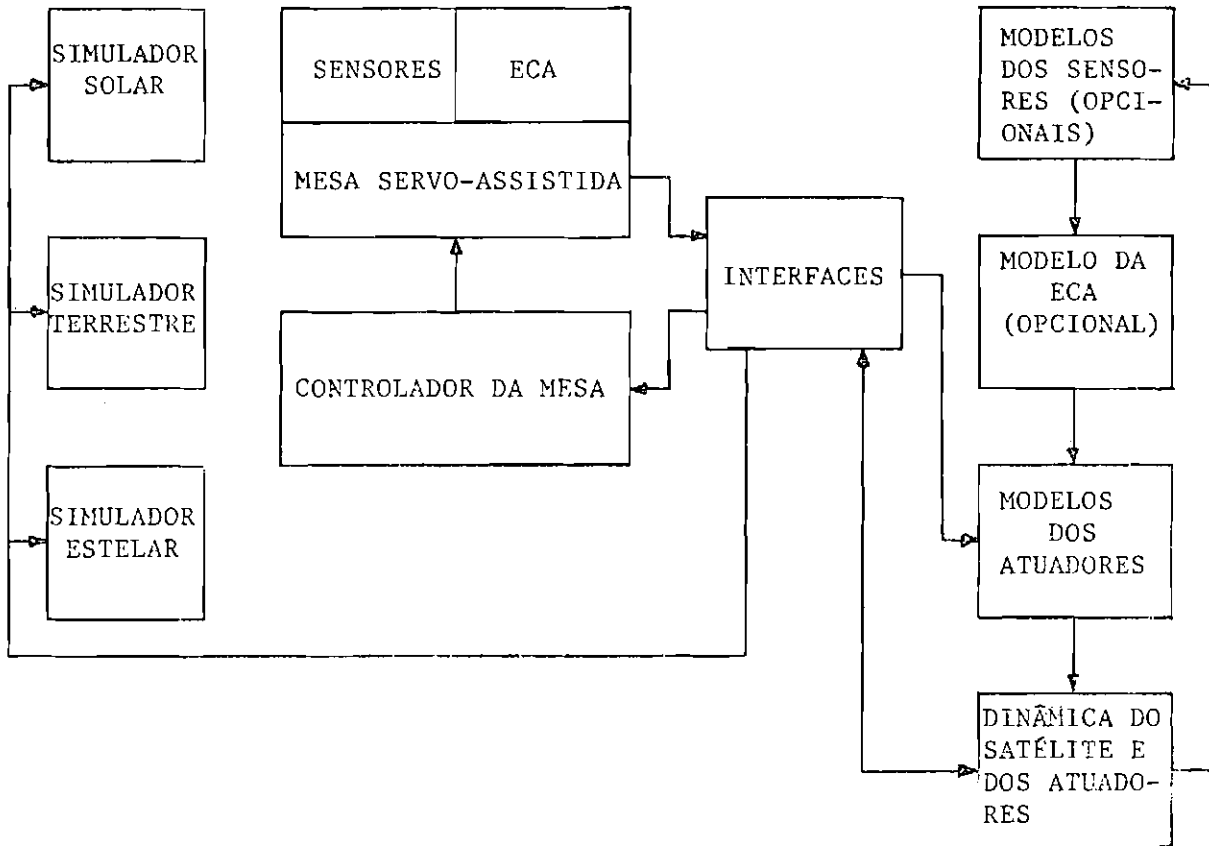


Fig. 1.2 - Esquema do ensaio com mesa servo-assistida de três eixos.

O último método utiliza uma mesa de mancal a ar que pode ser de um ou três eixos. Este ensaio permite que todas as partes do SCA (ECA, atuadores e sensores) sejam simultaneamente ensaiadas. Como no caso anterior, existe a necessidade de dispositivos que simulem os corpos celestes tomados como referência. Esse esquema é ilustrado na Figura 1.3 para o caso de uma mesa de apenas um eixo.

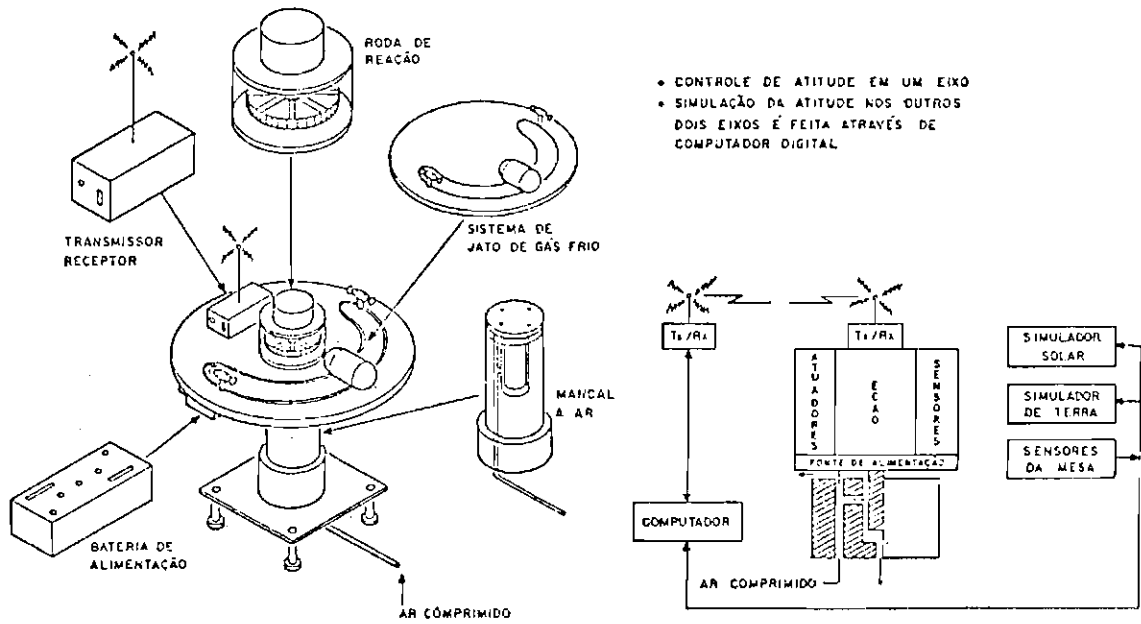


Fig. 1.3 - Esquema do ensaio com mesa de mancal a ar de um eixo.

Os equipamentos normalmente utilizados em ensaios em mesas de mancal a ar incluem:

- giroscópios;
- acelerômetros;
- sensores solares;
- sensores terrestres;
- sensores estelares;
- rodas de reação;
- volantes de inércia;
- amortecedores de momento angular;
- girocontroladores;
- jatos de gás frio;
- eletrônica de controle da atitude.

Os ensaios citados utilizam os elementos que integrarão o SCA a ser colocado no satélite. Estes elementos são, geralmente, fornecidos já com qualificação espacial e prontos para o voo, o que envolve custos de aquisição altíssimos. O problema desses custos torna-se mais grave se levado em conta o fato de que os elementos serão utilizados em um laboratório e não em uma missão. Com o intuito de permitir a realização de testes de desenvolvimento até atingir a configuração final, desta forma contornando o problema dos custos de alguns equipamentos e promovendo uma maior familiarização com os equipamentos utilizados nos sistemas de controle da atitude, foram criados projetos no âmbito do Laboratório de Simulação Física que visam o desenvolvimento e a construção de uma série de equipamentos, dos quais se podem citar:

- mesa com mancal a ar de um eixo;
- simulador terrestre;
- simulador solar;
- atuador do tipo roda de reação;
- atuador do tipo jato de gás frio;
- simulador dinâmico servo-assistido de dois eixos.

É neste ponto que se insere este trabalho, cujos objetivos são os seguintes:

- realizar um estudo dos atuadores do tipo rotor ora em uso;
- projetar e construir um modelo experimental de roda de reação a ser utilizado em ensaios na mesa de mancal a ar de um eixo que equipa o Laboratório de Simulação Física;
- realizar testes de desempenho do modelo.

Com o modelo construído e caracterizado, o Laboratório de Simulação Física estará equipado com um atuador de características próximas às especificadas para o SCA do satélite de teledetecção de recursos naturais.

Como se trata de um trabalho pioneiro nesta área em nosso País, optou-se pela construção de um modelo simples que permita os necessários desenvolvimentos nos detalhes que não puderem ser tratados em profundidade num primeiro protótipo. Assim, o modelo não conta com lubrificação permanente nem está otimizado em relação à sua massa.

O objetivo em mente é o de construir uma roda qualificada, sendo este o primeiro passo. Dentro desse contexto, o presente trabalho traz como resultado central o desenvolvimento completo de uma roda de reação com características de funcionamento semelhantes às do modelo de vôo a ser adotado. Para isso, sob o aspecto de projeto mecânico, a roda desenvolvida segue o estado da arte das rodas hoje em utilização nos países possuidores de tecnologia espacial. No que tange ao sistema de controle, procurou-se seguir um projeto modular, com implementação digital que, se não representa as versões mais modernas hoje em utilização, permitirá evoluir nessa direção com esforço bem menor.

O material apresentado neste trabalho inicia-se no Capítulo 2, onde é feita uma análise dos atuadores do tipo rotor. Trata-se da pesquisa bibliográfica que serviu de base para o desenvolvimento do projeto. O Capítulo 3 descreve o projeto mecânico da roda, atendo-se especialmente aos mancais e às características dimensionais. O Capítulo 4 apresenta o projeto da eletrônica e do sistema de controle do motor da roda. O Capítulo 5 traz os resultados de alguns experimentos realizados com a roda, como o levantamento das suas características de atrito e a execução de algumas manobras. Finalmente, no Capítulo 6 estão as conclusões do trabalho e sugestões para o seu prosseguimento.

CAPÍTULO 2

ANÁLISE DE ATUADORES DO TIPO ROTOR

2.1 - INTRODUÇÃO

Uma classificação possível para os elementos atuadores utilizados no controle da atitude de satélites artificiais pode ser feita com a definição de dois grandes grupos: o dos atuadores passivos e o dos ativos.

Os atuadores passivos dependem da interação com os fatores ambientais que cercam o satélite, pois é graças a esses efeitos que é possível a aplicação de forças corretivas no veículo. Como exemplo desses fatores, podem ser citados os campos gravitacional e magnético da Terra e o fluxo de radiação solar. Os atuadores que fazem uso desses efeitos têm como características típicas o fato de produzir forças e torques bastante pequenos, de atuar durante longos períodos de tempo, de ser utilizados em satélites sem grandes exigências de apontamento e de não consumir energia deles. Os mastros de gradiente de gravidade e as barras magnéticas são exemplos típicos.

Os atuadores ativos podem ou não depender dos fatores ambientais, são utilizados na maioria das missões e, normalmente, aparecem vários tipos em um mesmo satélite. Eles podem ser subdivididos em alguns grupos básicos, fruto dos princípios físicos utilizados, e são listados a seguir:

- Atuadores que operam por meio da expulsão de massa. Normalmente operam com gases frios, hidrazina ou bipropelentes.
- Atuadores que operam por meio da troca de quantidade de movimento angular (QMA). Neste grupo encontram-se as rodas de reação, os volantes de inércia e os girocontroladores (volantes de inércia com articulações).

- Atuadores que interagem com o campo magnético terrestre, como as bobinas magnéticas, por exemplo.
- Atuadores que interagem com o fluxo solar e com a atmosfera terrestre remanescente (Ferreira, 1983).

Este trabalho está relacionado com os atuadores que operam por meio da troca de quantidade de movimento angular. O seu princípio de operação é o da conservação da QMA do conjunto satélite-atuador. O SCA comanda os atuadores alterando a sua OMA por meio de um torque, o qual atua no satélite em sentido contrário, o que torna possível a alteração da sua atitude dada a redistribuição da QMA total entre o atuador e o satélite.

Sob o aspecto construtivo, estes atuadores apresentam-se como dispositivos eletromecânicos constituídos por um motor que aciona um volante, dispositivos estes que podem operar segundo dois princípios. No primeiro, a variação da sua QMA ocorre por meio da alteração da velocidade angular do volante (cujo eixo de rotação é fixo em relação ao satélite); no segundo, a variação da QMA se dá por meio da inclinação do eixo de rotação do volante em relação ao satélite. Neste segundo caso, a velocidade angular do volante pode ou não ser mantida constante.

Na presença de torques perturbadores não cíclicos (p. ex.: arrasto aerodinâmico) os atuadores têm a tendência de saturar, ou seja, de atingir a máxima velocidade ou a máxima inclinação em um dado sentido. Quando isto ocorre é necessário dessaturá-los, o que pode ser feito através de jatos de gás ou bobinas magnéticas.

O SCA de um satélite pode utilizar os dois princípios de alteração da QMA através de atuadores que diferem bastante entre si. Para melhor compreensão, os atuadores existentes estão resumidamente descritos a seguir:

- Roda de Reação (RR): Operam de acordo com o primeiro princípio e com velocidade angular média igual a zero. O volante é acelerado ora em um sentido ora em outro.
- Volante de Inércia (VI): Operam de acordo com o primeiro princípio, mas com velocidade angular média diferente de zero. A alteração da velocidade angular se dá em torno desse valor sem alteração do sentido de rotação.
- Girocontroladores com uma ou duas articulações (VIUA/VIDA): Operam de acordo com o segundo princípio. A inclinação do eixo de rotação é conseguida por meio de articulações motorizadas. São também conhecidos como "Control Moment Gyros" - CMG.

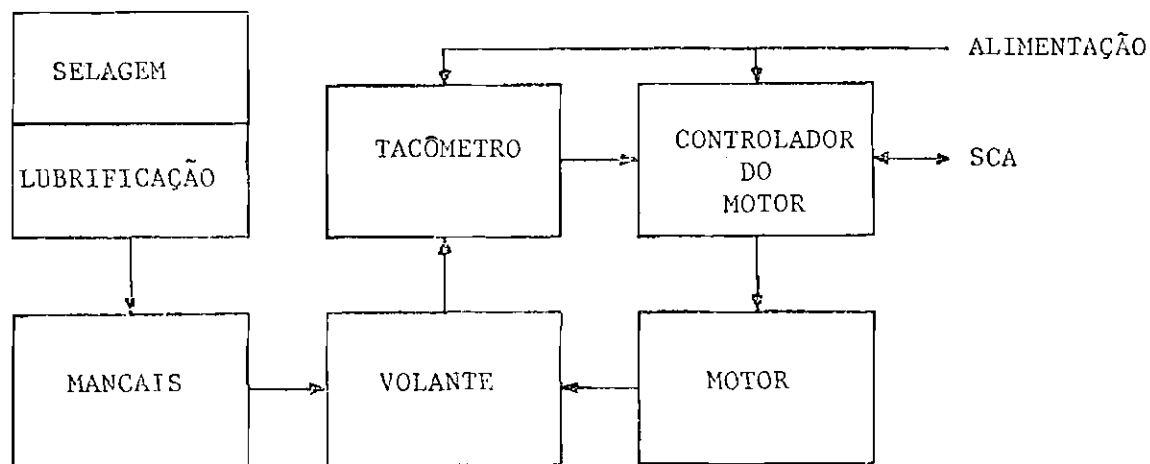
Este capítulo descreve os atuadores acima citados, seus tipos, a tecnologia empregada; discute suas aplicações, vantagens e desvantagens.

2.2 - RODAS DE REAÇÃO

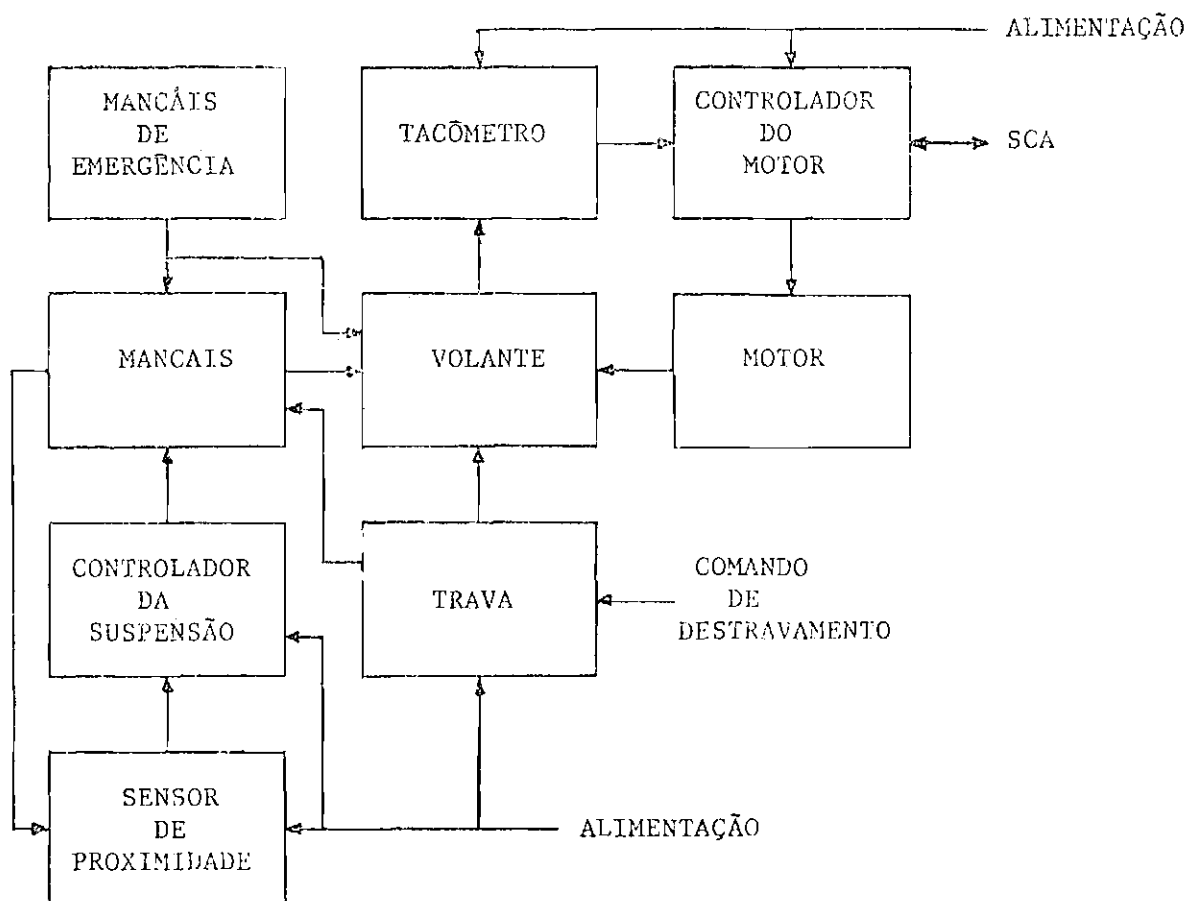
Uma das opções mais utilizadas no controle da atitude de satélites artificiais é a roda de reação. Trata-se de um atuador de pequenas dimensões, pequena massa, baixo consumo de energia, o qual consegue atingir altos níveis de desempenho com grande confiabilidade.

As rodas de reação são constituídas, basicamente, por um motor elétrico que aciona um volante, ambos apoiados em mancais comuns e colocados dentro de uma caixa, formando um conjunto compacto e de fácil fixação em qualquer ponto da estrutura do satélite. Os mancais podem ser de rolamentos ou magnéticos. Os mancais de rolamentos exigem um sistema de lubrificação e a manutenção de uma pressão superior à pressão de vapor do lubrificante nas temperaturas de operação. Os mancais magnéticos necessitam de sensores de proximidade e de uma eletrônica de controle da suspensão. Podem também exigir um dispositivo de trava do rotor que deve ser utilizado durante o lançamento, bem como mancais de emergência para o caso de falha da suspensão. A roda também conta com um sensor, para

medir a velocidade angular do rotor, e com uma eletrônica de controle do motor, capaz de controlar a velocidade angular ou o torque. Essa eletrônica está conectada ao SCA do satélite. A Figura 2.1 lista as partes e mostra como elas se inter-relacionam.



a) Roda de Reação com mancais de rolamentos



b) Roda de Reação com mancais magnéticos

Fig. 2.1 - Partes da roda de reação.

As exigências fundamentais no projeto de uma roda de reação são, em sua maioria, as mesmas do projeto de qualquer elemento integrante de um satélite, tais como:

- volume e massa mínimos;
- alta confiabilidade;
- baixo consumo de energia;
- conceito modular.

Além disso, é necessário que a roda esteja bem caracterizada, ou seja, devem ser bem conhecidas as características do motor e o atrito da roda não deve sofrer grandes alterações ao longo da sua vida.

As seções seguintes apresentam e discutem os mancais e os motores utilizados em rodas de reação.

2.2.1 - MANCAIS

Existem duas linhas fundamentais seguidas pelos projetos de rodas de reação, que utilizam mancais de rolamentos ou mancais magnéticos. Os projetos com mancais de rolamentos foram os que primeiro atingiram o nível de qualificação espacial. A controvérsia a respeito de qual é a melhor opção é bastante grande; entretanto, com a qualificação das rodas de reação com mancais magnéticos, estão surgindo indícios de que as aplicações com maiores exigências no controle da atitude farão uso de mancais magnéticos, ficando as outras com as rodas de mancais de rolamentos, por ser mais baratas (Auer, 1980).

As capacidades disponíveis comercialmente das rodas com mancais de rolamentos variam desde $\pm 1,86$ Nms (Teldix RSR 2-2) até ± 14 Nms (Teldix RSR 14) (Teldix, 1979 e Teldix "Components for Space Applications"). As rodas com mancais magnéticos são encontradas com capacidades que variam desde ± 2 até ± 5 Nms (Anstett and Souliac, 1982).

2.2.1.1 - MANCAIS DE ROLAMENTOS

Os principais problemas encontrados no projeto, desenvolvimento e qualificação de mancais de rolamentos para rodas de reação são os seguintes (Auer, 1975):

- estudo da necessidade ou não de dispositivos de alívio de carga durante o lançamento;
- perdas por atrito e suas variações devidas ao projeto, temperatura, lubrificação etc;
- lubrificação que garanta alta confiabilidade e vida longa para os mancais.

Os desenvolvimentos realizados conseguiram eliminar a necessidade de dispositivos de alívio de carga através da inclusão de amortecedores estruturais nos volantes das unidades com QMA acima de 5 Nms.

As máximas velocidades angulares comumente aplicadas em rodas de reação com mancais de rolamentos estão entre 2.000 e 3.500 rotações por minuto (Teldix RSR 14 e RSR 2, respectivamente).

Os rolamentos empregados são sempre de esferas de contato angular em montagem 0 ("back-to-back"). A pré-carga é necessária devido às vibrações durante o lançamento, que podem danificar as pistas de rolamento, bem como ao ambiente de operação, onde não existem forças gravitacionais. Ela pode ser conseguida por dois métodos: o primeiro deles faz uso de molas. Exige um projeto cuidadoso e tem como vantagem a pouca sensibilidade às variações de temperatura. Pode exigir dispositivos de trava durante o lançamento (Standing and Sheppard, 1977). O segundo usa anéis espaçadores com diferentes comprimentos, o que induz deslocamentos nos rolamentos. Exige usinagens de precisão e é mais sensível às variações de temperatura, o que causa maiores sobrecargas que a primeira solução. Apesar disso, é o método mais utilizado nas rodas já qualificadas para vôo. A pré-carga introduzida deve ser alta o suficiente para impedir o deslizamento das esferas e baixa o suficiente para não comprometer a vida dos rolamentos.

A passagem da velocidade de rotação por zero é o grande problema dos mancais. Ela provoca contato metal-metal, que, além de diminuir drasticamente suas vidas, introduz não-linearidades que dificultam o controle da roda e degradam o desempenho do controle do próprio satélite.

Os cálculos usuais de atrito em rolamentos não demonstraram precisão suficiente para a avaliação do comportamento das unidades utilizadas em aplicações espaciais (Auer, 1975).

As recomendações feitas para a minimização do atrito são as seguintes:

- uso de rolamentos de alta precisão (ISO P4) montados em assentos de qualidade equivalente com pré-cargas definidas;
- controle apurado da lubrificação;
- gaiolas com desenho especial.

A escolha do lubrificante e do sistema de lubrificação é outra grande questão a ser resolvida no projeto dos mancais de rolamentos. Os lubrificantes comuns estão sujeitos a uma série de limitações quando defrontados com as exigências espaciais (Murugesan, 1981):

- características temperatura-viscosidade insatisfatórias;
- evaporação e gaseificação;
- altas pressões de vapor;
- decomposição;
- danos por radiação.

Para as rodas de reação diversos métodos de lubrificação foram investigados. As graxas mostram desempenho satisfatório mas apresentam problemas com o tempo de armazenamento requerido para esses equipamentos (Auer, 1975). Os lubrificantes secos (p.ex.: dissulfeto de molibdênio) apresentam desempenho bastante satisfatório apenas em aplicações que requerem baixas ou médias velocidades, tais como mecanismos de

apontamento de antenas, posicionadores de painéis solares, mecanismos "de-spin", etc (Briscoe and Todd, 1983). Em mancais de rodas de reação, estes lubrificantes foram utilizados em uma roda com velocidade angular máxima de 2.000 rpm, porém com vida estimada em apenas 6 meses (Crucq, 1974).

A lubrificação com óleo é sem dúvida a mais indicada para as rodas com expectativa de vida de sete anos ou mais. A sua implementação exigiu o desenvolvimento de uma gaiola capaz de reter o lubrificante dentro do rolamento, bem como de labirintos que impedem o óleo de deixar os mancais. Para manter o fluxo de lubrificante constante ao longo de toda a sua vida, utilizou-se um reservatório de material poroso que armazena o lubrificante que dali migra para os rolamentos por forças de inércia (Auer, 1975).

Os óleos utilizados podem ser tanto minerais altamente refinados com aditivos (Auer, 1981b), quanto óleos sintéticos (Standing and Sheppard, 1977). Uma das propriedades mais importantes dos óleos escolhidos é a sua estabilidade, pois a missão envolve um longo período de tempo (7 a 10 anos para um satélite geoestacionário), e o tempo de armazenamento que antecede a missão também pode durar alguns anos (Rapp, 1980).

A Figura 2.2 mostra a solução adotada pela Teldix no projeto das suas rodas de reação e de seus volantes de inércia.

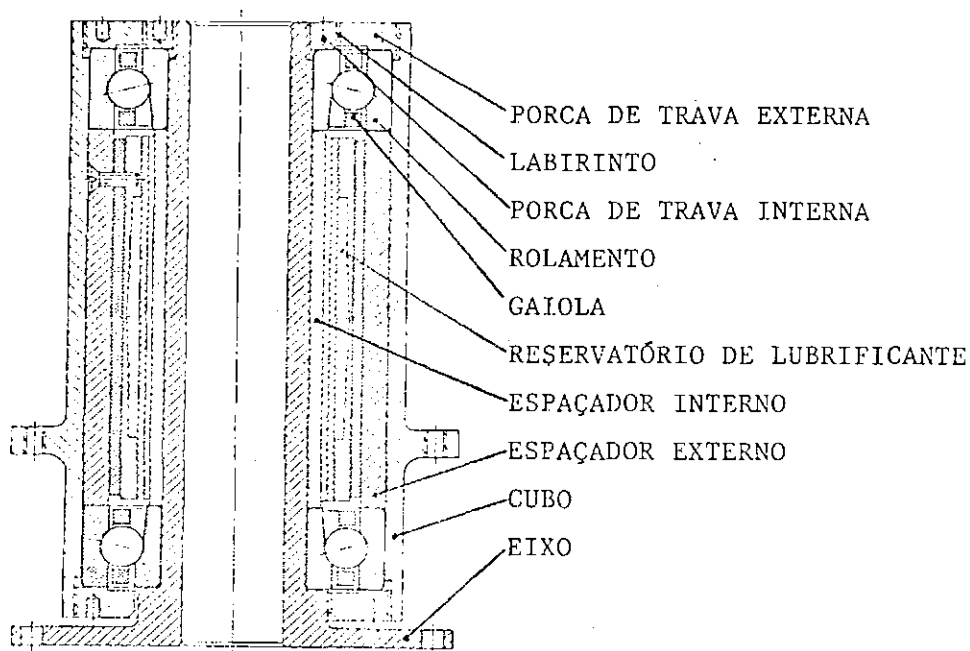


Fig. 2.2 - Mancal de rolamentos para rodas de reação.

FONTE: Stäblein (1980).

Nos mancais das rodas de reação ou volantes de inércia desse fabricante são utilizados dois rolamentos de contato angular com ângulo de contato de 12° e dimensão ISO 04 em montagem 0. A pré-carga é de 80 ± 10 N (Stäblein, 1980) e o lubrificante utilizado é mineral aditivo com viscosidade cinemática igual a $75 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 38°C (Auer, 1981b). Para minimizar as tensões introduzidas por variações de temperatura e evitar a corrosão das partes do mancal durante sua integração, todas elas são confeccionadas em aço inoxidável, com o coeficiente de dilatação térmica bastante próximo ao do aço fundido a vácuo utilizado nos rolamentos. O sistema de lubrificação inicia sua operação aproximadamente 6 meses após o início da operação da roda e cede o óleo lubrificante a uma taxa da ordem de 10 mg/ano (Auer, 1981a). A pressão interna é mantida em 50 Pa (Rapp, 1980). A Figura 2.3 apresenta uma roda de reação da Teldix com QMA que pode ir de 2 a 5 Nms.

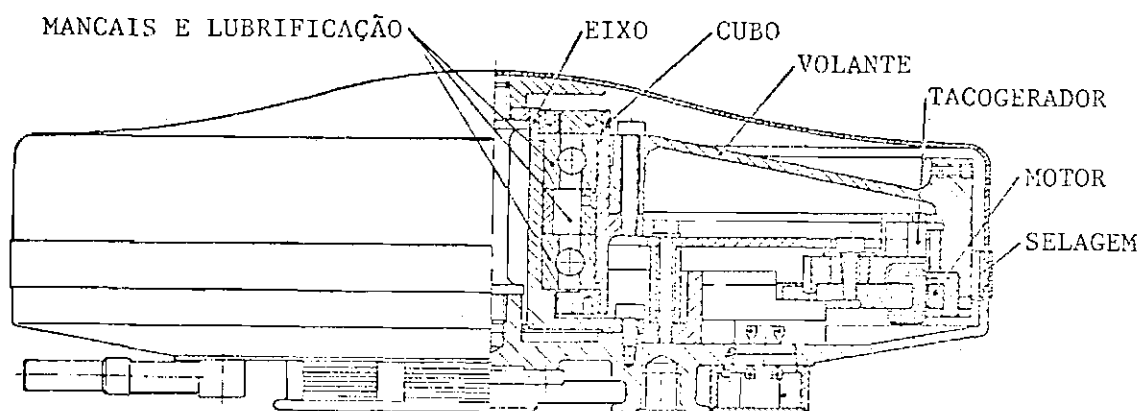


Fig. 2.3 - Roda de reação do tipo RSR.2a RSR 5da Teldix.

FONTE: Teldix, "Components for Space Applications".

2.2.1.2 - MANCAIS MAGNÉTICOS

Os mancais magnéticos são definidos como um sistema de componentes mecânicos, eletrônicos e eletromecânicos arranjados para obter a levitação e o posicionamento de um corpo por meio de forças magnéticas a fim de evitar completamente o contato mecânico.

As suspensões magnéticas podem ser ativas ou passivas. As ativas necessitam de um sistema de controle para garantir a sua estabilidade, fato que não acontece nas suspensões passivas.

As suspensões magnéticas podem ser classificadas em três categorias (Sabnis et al., 1974):

- suspensões totalmente passivas (diamagnéticas e supercondutivas);

- suspensões a corrente alternada (correntes de circulação e circuitos ressonantes);
- suspensões a corrente contínua.

As soluções totalmente passivas não podem ser utilizadas em rodas de reação por ter baixa capacidade de carga (diamagnéticas) ou por necessitar de sistemas de refrigeração (supercondutivas). O mesmo se dá com as suspensões a corrente alternada por demandar muita energia e ter baixo amortecimento. A mais recomendada para rodas de reação é a baseada em corrente contínua.

As suspensões a corrente contínua utilizam esse tipo de alimentação para gerar as forças passivas de restauração e, com a modulação da corrente, gerar forças ativas, o que permite a completa levitação de um corpo. Estão incluídas nesta categoria os sistemas em que as forças passivas são geradas por ímãs permanentes. As configurações admitidas pelas suspensões a corrente contínua (DC) na ocasião de sua aplicação em atuadores do tipo rotor são as seguintes (Robinson, 1981):

- suspensões radialmente passivas e axialmente ativas (1 grau de liberdade (GL) controlado ativamente);
- suspensões radialmente ativas e axialmente passivas (2 graus de liberdade controlados ativamente);
- suspensões completamente ativas (5 graus de liberdade controlados ativamente).

As características das três soluções citadas são comparadas na Tabela 2.1, onde as quantidades fornecidas referem-se a mancais com dimensões similares.

TABELA 2.1

PROPRIEDADES DAS SUSPENSÕES A CORRENTE CONTÍNUA

| CARACTERÍSTICAS | 1 GL ATIVO | 2 GL ATIVOS | 5 GL ATIVOS |
|---------------------------------------|-------------------|-------------------|-------------------------------------|
| RIGIDEZ RADIAL | BAIXA | AJUSTÁVEL | AJUSTÁVEL |
| AXIAL | AJUSTÁVEL | BAIXA | AJUSTÁVEL |
| PRECISÃO DE GIRO [μ m] RADIAL | 25 | 5 | 5 |
| AXIAL | 5 | 10 | 5 |
| TORQUE DE ARRASTO [Nm/1.000 rpm] | $\approx 10^{-4}$ | $\approx 10^{-3}$ | $\approx 5 \times 10^{-4}$ |
| POTÊNCIA CONSUMIDA [W] | 0,5 | 1,0 | 2,5 - 12,5 (dependendo da carga) |
| CONFIABILIDADE | ALTA | BAIXA | MAIS BAIXA QUE A DE 2 GL |

FONTE: Sabnis (1974); Robinson (1981).

O uso das soluções passivas para a obtenção de forças de restauração deve-se à sua confiabilidade e simplicidade. A rigidez do mancal irá depender do fluxo conseguido, o qual depende da massa de material magnético utilizado, de forma que o projeto deve visar a mínima rigidez para que a massa seja diminuída. As soluções ativas possuem a vantagem de ter tanto a rigidez quanto o amortecimento regulados pelo sistema de controle além de ser, em geral, mais leves que as passivas. A desvantagem está na necessidade de sensores, eletrônica e bobinas, que baixam a confiabilidade e consomem energia.

As suspensões a corrente contínua podem ainda operar pelos princípios de atração ou repulsão. O princípio da atração tem a origem das forças restauradoras na procura da menor relutância e as vantagens de o campo ficar contido entre os pólos do mancal e a alta capacidade de carga. O princípio da repulsão tem como única vantagem a menor rigidez desestabilizadora, que é a rigidez da direção instável do mancal. A razão entre esta rigidez e a da direção estável do mancal (que é estabilizadora) é de aproximadamente -2 para o princípio da repulsão e -8 para o princípio da atração (Sabnis et al. 1974).

A solução empregada para os mancais dos atuadores do tipo rotor é sempre a corrente contínua, a qual adota, com raras exceções (Harrinson, 1977), o princípio da atração. Quanto à sua configuração elas são em sua maioria de um grau de liberdade ativo (axial), embora existam soluções com dois graus de liberdade (radiais) (Robinson, 1982). As máximas velocidades angulares variam de 2.500 a 3.000 rpm.

As rodas de reação fazem uso extensivo de ímãs permanentes de samário-cobalto. As características desse material permitem grande economia de massa e energia em relação às soluções que utilizam apenas bobinas.

Como exemplo de controle utilizado em mancais magnéticos, tem-se o descrito por Sabnis et al. (1975). Trata-se do controle na direção axial de um volante de inércia com estabilização passiva nas direções radiais.

No mancal descrito, as forças que estabilizam o rotor nas direções radiais instabilizam-no na direção axial com uma razão igual a 7,9. A força desestabilizadora é uma função linear do deslocamento na direção axial quando nas proximidades da posição nominal de operação. A equação do movimento nesta direção fica da seguinte forma:

$$m\ddot{x} - K_U x = F, \quad (2.1)$$

onde m é a massa do rotor; K_u é rigidez desestabilizadora; F é a força total aplicada; x é o deslocamento axial a partir do ponto de equilíbrio.

A estabilidade é conseguida por meio do controle da corrente das bobinas, que pode ser feito por meio de uma realimentação de velocidade e deslocamento dada por:

$$F_C = - B\dot{x} - Kx . \quad (2.2)$$

A equação do movimento fica então da seguinte forma:

$$m\ddot{x} + B\dot{x} + (K - K_u) x = F_{ext.} , \quad (2.3)$$

onde $F_{ext.}$ é um esforço externo qualquer.

Neste caso o sensor utilizado mede apenas a posição, não existindo sensor de velocidade. O sistema de controle substitui este último por meio de um compensador de avanço de fase. A Figura 2.4 apresenta a malha de controle e a Figura 2.5, o lugar das raízes para esse sistema.

Uma modificação dessa concepção inclui um integrador na malha de controle para diminuir a energia dissipada. Robinson (1982) fez uso dessa concepção no controle radial de uma roda de reação. Também são encontrados casos em que a realimentação é feita por um sensor de velocidade (Poubeau, 1980). Neste caso é necessária uma eletrônica separada para erguer o rotor.

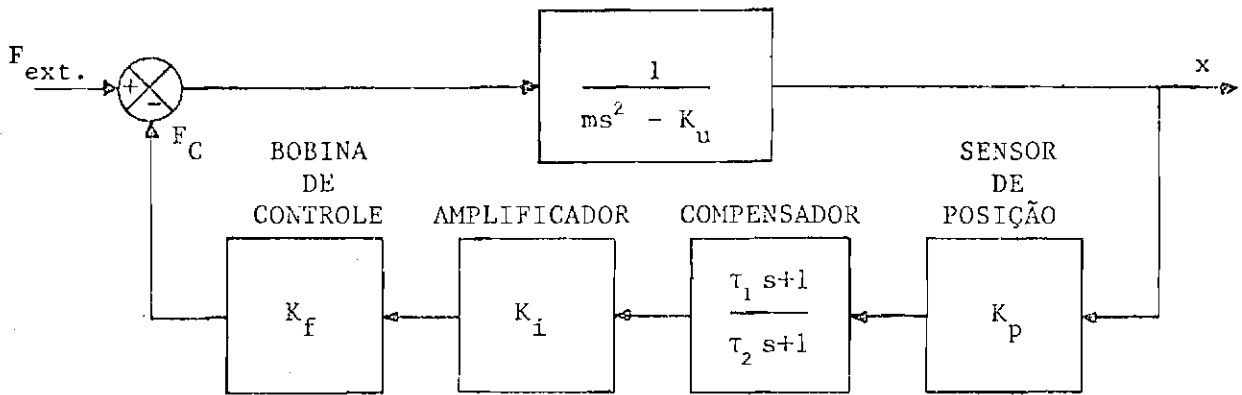


Fig. 2.4 - Sistema de controle axial.
 FONTE: Sabnis et al. (1975).

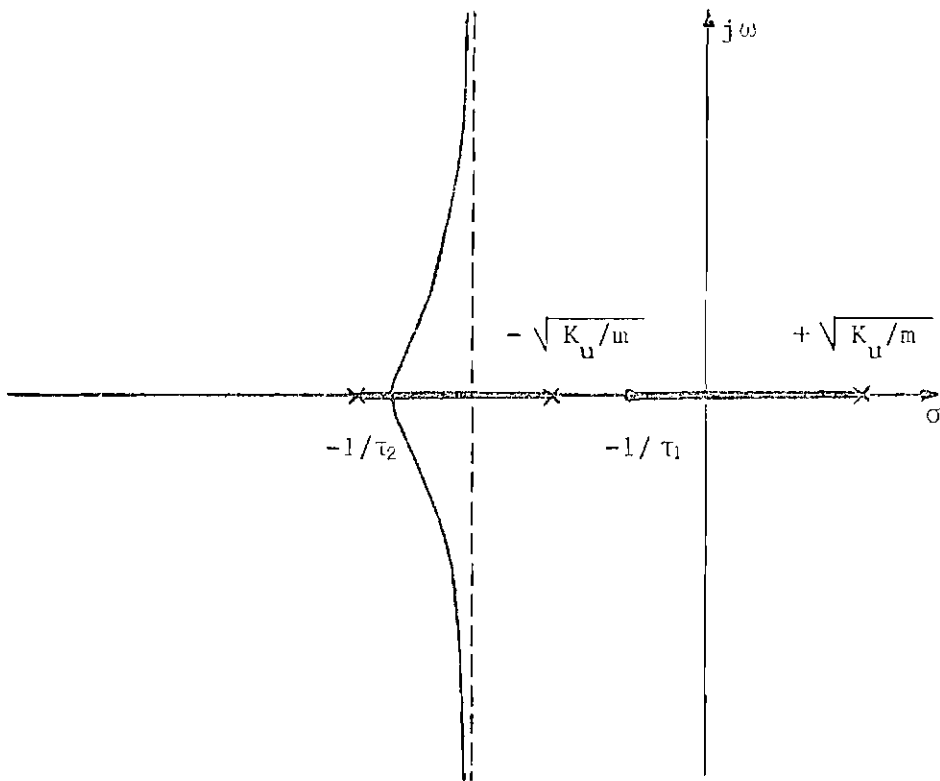


Fig. 2.5 - Lugar das raízes do sistema de controle axial.
 FONTE: Sabnis et al. (1975).

As características dos mancais magnéticos podem, finalmente ser assim listadas (Robinson 1981; Poubeau, 1980; Habermann and Liard, 1977):

- não necessitam de lubrificação e selagem;
- não apresentam desgaste mecânico;
- possuem baixo torque de atrito e não apresentam aderência na partida que seja comparável aos rolamentos;
- possuem grande compatibilidade com altas rotações, baixo nível de ruídos e ausência quase total de vibrações;
- são compatíveis com o vácuo e com larga faixa de temperaturas;
- necessitam de eletrônica para controle de pelo menos um grau de liberdade;
- possuem baixa capacidade de carga por unidade de peso;
- oferecem a possibilidade de posicionar o rotor com precisão micrométrica e ajustar a rigidez eletronicamente;
- apresentam baixa dissipação de energia;
- apresentam grande variedade de configurações e constituem parte íntima do sistema como um todo, não podendo ser especificados em separado;
- requerem mancais de emergência.

A Figura 2.6 mostra a concepção utilizada pela Aérospaciale nos mancais das suas rodas de reação e de seus volantes de inércia (Poubeau, 1980).

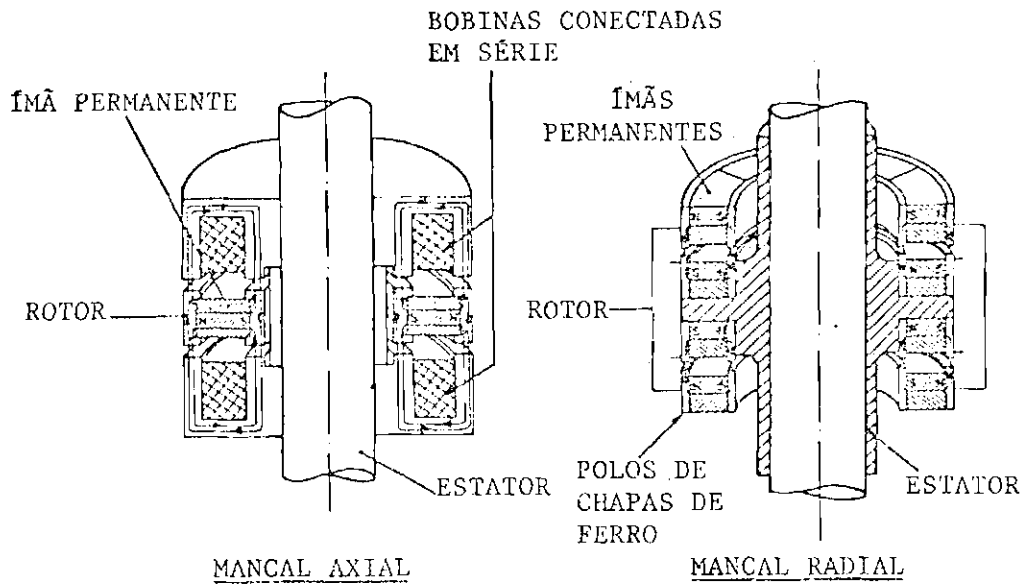


Fig. 2.6 - Mancais magnéticos da Aérospaciale.

FONTE: Poubeau (1980).

Os dois mancais utilizam ímãs de samário-cobalto. O mancal radial é passivo e o axial, ativo. A Figura 2.7 mostra a concepção das rodas de reação. As capacidades podem ir de ± 2 a ± 15 Nms (Anstett and Souliac, 1982).

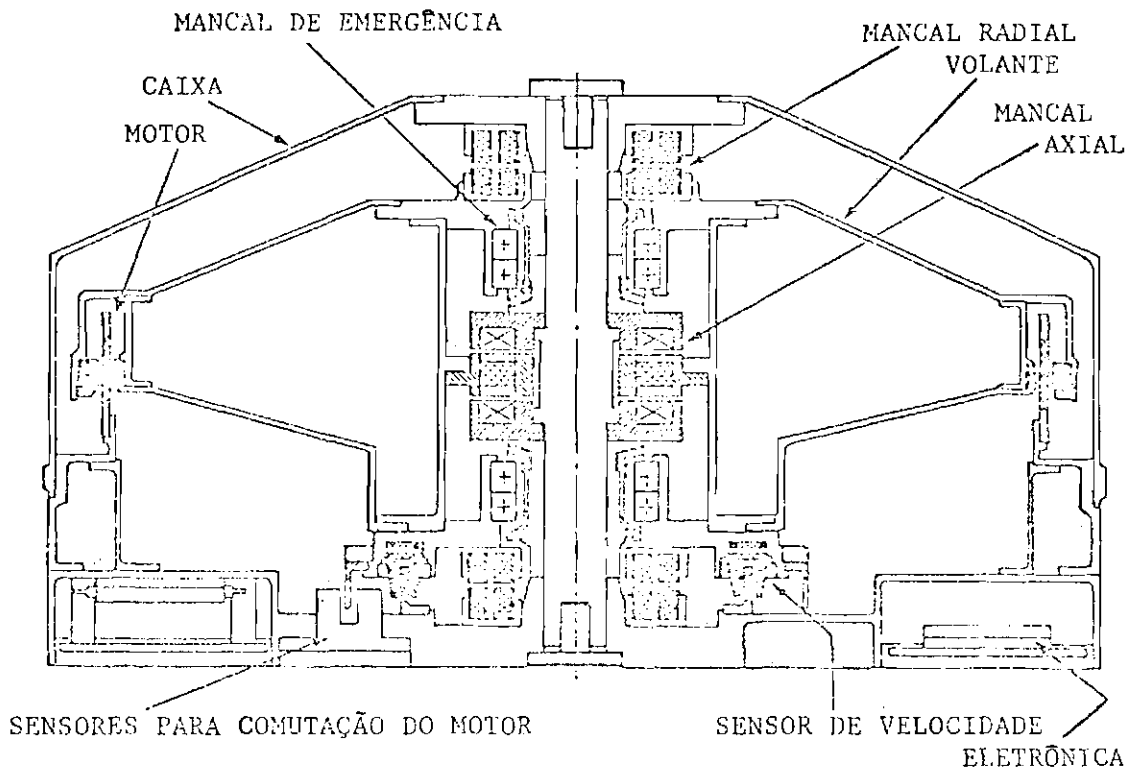


Fig. 2.7 - Roda de reação com mancais magnéticos da Aérospaciale.
FONTE: Poubeau (1977).

2.2.2 - MOTORES

Os motores elétricos convencionais não são utilizados em aplicações espaciais devido às exigências desse tipo de aplicação, as quais podem ser assim resumidas (Murugesan, 1981):

- alta confiabilidade;
- resistência ao calor, às radiações, aos choques e vibrações do lançamento e ao alto vácuo,
- longa vida sem manutenção (aproximadamente 7 anos);
- baixo peso, pequeno volume e alta eficiência;
- alto torque de partida e bom desempenho dinâmico;
- controle simples e confiável.

Os motores de corrente contínua utilizados na indústria espacial, não fazem uso de escovas, devido ao desgaste por elas sofrido durante a operação no vácuo. A concepção do motor muda, pois a armadura (bobinas) permanece fixa e o campo constituído de ímãs permanentes, gira. A comutação é realizada eletronicamente por meio de sensores, que podem ser ópticos, indutivos ou de efeito Hall. As principais características dos motores a corrente contínua são (Murugesan, 1981):

- torque proporcional à corrente e rotação proporcional à voltagem;
- alto torque de partida e altas razões torque/inércia;
- larga faixa de operação em velocidade e controle de fácil implementação com reversão de velocidade;
- frenagem regenerativa de fácil implementação;
- pequenas dimensões e pouco peso.

A maioria dos motores utilizados em rodas de reação é desse tipo. Além de não possuírem escovas, o núcleo de suas bobinas é vazio, o que aumenta a eficiência do motor, pois evita a interação do material do núcleo (p. ex.: ferro) com o campo permanente, o que provoca frenagem do motor. Este tipo de motor também melhora o desempenho das rodas com mancais magnéticos, pois a interação entre a armadura e o campo introduz forças desestabilizadoras na direção axial, as quais devem ser, consequentemente, suportadas pelo mancal axial. O campo permanente é feito de ligas de terras raras e cobalto (samário-cobalto). Este material aumenta a eficiência e diminui o peso em relação às soluções com alnico (Fischer and Studer, 1979). Também permite maiores folgas entre o rotor e o estator, o que é recomendável para o caso de mancais magnéticos. A comutação pode ser feita por meios ópticos (Robinson, 1982) ou indutivos (Poubeau, 1980).

Para o caso em que o satélite dispõe de um conversor CC/CA, existe a opção dos motores a corrente alternada. A vantagem reside na maior confiabilidade, dada a simplicidade da eletrônica envolvida. A roda de reação RSR 2-2 da Teldix possui um motor de duas fases e oito polos, o qual é alimentado com ondas quadradas de 400 Hz e tem velocidade síncrona de 3.000 rpm.

2.2.3 - OPERAÇÃO

As rodas de reação são elementos atuadores utilizados em satélites que requeiram alto desempenho no controle da atitude. As vantagens de um SCA estabilizado em três eixos com rodas de reação residem nas seguintes propriedades (Wertz, 1978):

- capacidade de controle da atitude de forma contínua e com alto grau de precisão;
- capacidade de execução de grandes manobras sem consumo de combustível armazenado, como nos sistemas de reação;
- capacidade de absorção de torques cíclicas sem consumo de combustível.

Como fica evidenciado por essas propriedades, existem duas formas básicas de utilização das rodas de reação, na execução de manobras e no controle de apontamento.

Uma manobra em um eixo é mostrada na Figura 2.8 através do torque e da quantidade de movimento angular da roda, da velocidade e da posição do corpo do satélite (Wertz, 1978). No instante t_1 , o motor é ligado, o que causa um incremento da QMA da roda e aceleração angular do satélite em sentido contrário. Próximo do final da manobra (t_3), o motor é comandado em sentido contrário, o que diminui a velocidade angular do satélite até o instante t_4 . A partir desse momento entra em ação o controle de apontamento que faz a estabilização do satélite.

Quando o sistema de controle está implementado de forma discreta, um procedimento de controle do tipo liga-desliga simplifica a eletrônica de atuação, o que elimina a necessidade de controle contínuo e reduz a taxa de amostragem (Wertz, 1978). É importante salientar que procedimentos de controle desse tipo devem levar em conta o comportamento da roda de reação em torno da velocidade angular zero (atrito dinâmico x atrito estático), bem como evitar um número excessivo de comutações em baixa velocidade, o que acarreta um aumento no desgaste do atuador quando este possui mancais de rolamentos.

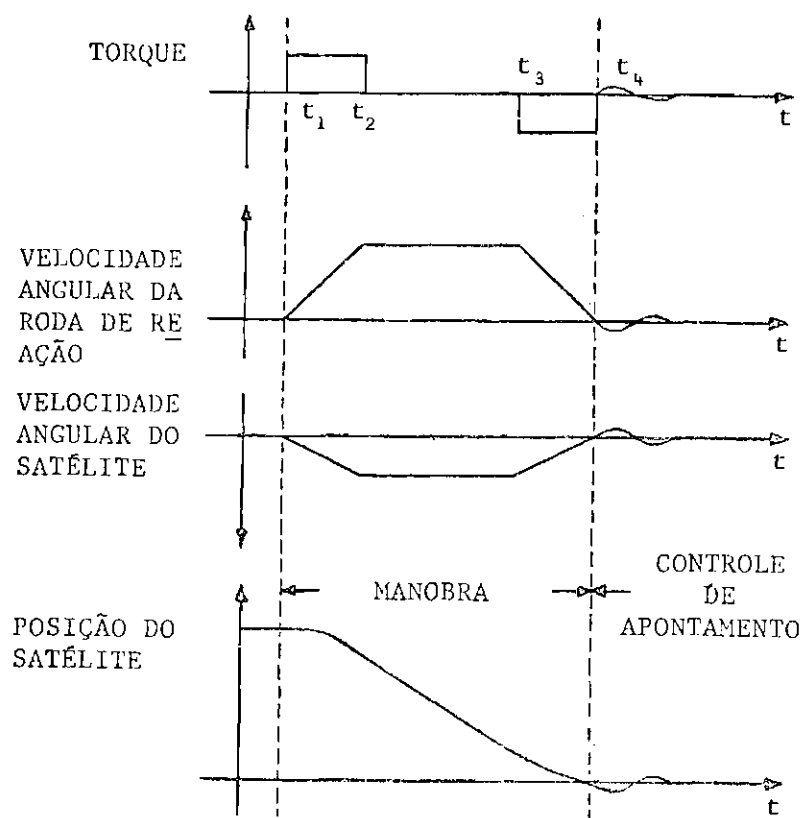


Fig. 2.8 - Exemplo de manobra em um eixo.

Quando uma manobra envolve mais de um eixo, ela pode ser realizada tanto sequencialmente (acionando uma roda por vez) quanto conjuntamente (acionando todas as rodas ao mesmo tempo). O procedimento sequencial minimiza os problemas de acoplamento giroscópico entre os eixos.

Um SCA tem a possibilidade de comandar as rodas de reação de duas maneiras distintas. Na primeira delas a roda é controlada em corrente. O SCA solicita um certo torque independentemente do estado da roda (velocidade angular e sentido de rotação). O controlador da roda transforma essa ordem em corrente e a comanda. No segundo modo, a roda é controlada em velocidade. O torque é conseguido através de uma solicitação de alteração da velocidade feita pelo SCA (Cruça, 1974). Há casos em que seus controladores podem operar tanto em torque (corrente) quanto em velocidade (Poubeau, 1980). O apêndice A traz discussão a respeito dos dois princípios descritos.

2.3 - VOLANTES DE INÉRCIA

Os volantes de inércia são atuadores construtivamente semelhantes às rodas de reação. A diferença fundamental está no fato de que eles operam com velocidade angular média diferente de zero; graças a isso são capazes de estabilizar passivamente dois dos três eixos de um satélite, dada a existência da rigidez giroscópica. O terceiro eixo é controlado ativamente através da variação da velocidade angular do rotor dentro de uma faixa que pode ir de $\pm 10\%$ para atuadores com mancais de rolamentos a $\pm 70\%$ para os dotados de mancais magnéticos.

As capacidades dos volantes de inércia com mancais de rolamentos vão de 16 Nms (Teldix DR-16) a 50 Nms (Teldix DR-50). Com mancais magnéticos podem ser encontrados desde 50 até 100 Nms (Anstett and Souliac, 1982). As velocidades angulares nominais vão de 3.000 rpm (Teldix DR-20) a 4.600 rpm (Teldix DR-50) quando os mancais são de rolamentos. Para o caso de mancais magnéticos, os valores encontrados vão de 7.900 a 24.000 rpm (Anstett and Souliac, 1982).

As soluções utilizadas nos mancais a rolamentos são idênticas às descritas para as rodas de reação, com a vantagem de que a operação dos volantes de inércia não exige a passagem da velocidade angular por zero, o que contribui para um aumento da sua confiabilidade. As concepções dos mancais magnéticos também não diferem em muito das expostas para as rodas de reação. A distinção mais importante está no fato de que os volantes de inércia exigem a incorporação de sistemas ativos de amortecimento, com o conseqüente aumento do consumo de energia.

Nos volantes de inércia também há grande preocupação com o projeto dos rotores, principalmente naqueles que fazem uso de mancais magnéticos, dadas as altas velocidades angulares envolvidas. Nestes casos, a solução está nos materiais compostos como fibra de vidro, fibra de carbono e Kevlar 49.

2.4 - GIROCONTROLADORES

O controle da atitude dos satélites equipados com esse tipo de atuador é feito através da inclinação do eixo de rotação dos volantes.

Existem duas configurações básicas para esse tipo de atuador. Na primeira delas, a um volante de inércia comum é acrescentado um sistema de articulações motorizadas as quais podem ser de um ou dois eixos. Seus mancais são de rolamentos de pistas de aço e esferas de material cerâmico que operam sem lubrificação (Auer, 1982). Os motores são de passo e redundantes, ou seja, há dois motores em cada eixo comandado. Os passos vão de 10" a 1'52". Há sistemas que permitem a fixação de um segundo volante de inércia, que pode operar ou ser mantido desligado como elemento redundante. A capacidade de inclinação está em torno de $\pm 7,5^\circ$ e a capacidade dos volantes de inércia pode ir até 50 Nms (Teldix SDR) (Teldix, "Low Speed Mechanisms for Space Applications").

A segunda configuração disponível faz uso da propriedade dos mancais magnéticos de posicionar com precisão micrométrica o membro suspenso. Dessa forma, a suspensão é provida da capacidade de inclinar o volante em duas direções definidas. Os ângulos conseguidos são bem inferiores aos atingidos com a solução anterior, como por exemplo o sistema MDR 100-1 da Teldix que atinge $\pm 0,6^\circ$ (Teldix, "Components for Space Applications").

2.5 - SISTEMAS INTEGRADOS DE CONTROLE DA ATITUDE E DA POTÊNCIA

As grandes velocidades angulares atingidas pelos atuadores do tipo rotor dotados de mancais magnéticos e rotores de materiais compostos permitem o armazenamento de grandes quantidades de energia em atuadores de pequenas dimensões. Esta propriedade permitiu o desenvolvimento de conceitos de sistemas integrados de armazenamento de energia e controle de atitude.

Nestes sistemas um mesmo elemento exerce as funções de atuador do SCA e de armazenador de energia, substituindo a bancada de baterias. Esses elementos são volantes de inércia com mancais magnéticos ativos na direção axial e passivos nas outras, podendo estar suspensos em articulações. O volante é de material composto e gira com velocidades angulares que vão de 10.000 a 30.000 rpm. A quantidade de energia armazenada pode ir de 0,7 a 6 Kwh.

As vantagens destes sistemas em relação aos sistemas em que o controle da atitude e o armazenamento de energia estão separados são as seguintes (Elan, 1983):

- menor massa;
- maior eficiência no processo de armazenamento (85% contra 62% das células de combustível e 55% das baterias Ni-H₂), com as seguintes consequências:
 - redução das dimensões dos painéis solares;
 - redução do arrasto aerodinâmico e do consumo de combustível para correções de órbita,
- vida de aproximadamente 15 anos contra 7 anos das células de combustível e 4 anos das baterias;
- disponibilidade de altas potências para alimentação de atuadores eletromecânicos ou geração de impulsos elétricos (lasers).

2.6 - COMPARAÇÃO DE RODAS DE REAÇÃO COM MANCAIS MAGNÉTICOS E DE ROLAMENTOS

Esta seção discute de forma comparativa as características dos atuadores do tipo roda de reação. Os itens normalmente utilizados para efetuar a comparação entre dois atuadores de mesma capacidade são:

- massa;
- potência consumida;
- confiabilidade;
- dimensões;
- torques de atrito;
- custo.

É difícil ponderar a importância de cada um deles, pois isso depende das características de cada missão. Como indicação, a Tabla 2.2 fornece alguns dados típicos de rodas de reação.

A seguir analisam-se alguns dos itens citados.

Massa: A RRMR tem menor massa que a RRMM principalmente quando a última é dotada de mancais radialmente ativos.

Potência: Quando em baixas velocidades, a RRMM tem consumo superior à RRMR. Com o aumento da velocidade, os consumos ficam praticamente equivalentes.

Confiabilidade e Custo: Este item é de difícil análise. A RRMM com eletrônica redundante tem, geralmente, uma confiabilidade superior à RRMR, porém a um custo muito mais alto. A Figura 2.9 analisa este problema enfocando diretamente o conjunto de atuadores necessários para o SCA completo.

TABELA 2,2

CARACTERÍSTICAS DE RODAS DE REAÇÃO

| | RRMR | RRMM1 | RRMM2 |
|--|----------|----------------------|-----------------------|
| QMA [Nms] | 2-25 | 2 | 1-5 |
| ROTAÇÃO MÁXIMA 10 ³ [rpm] | ± (2-6) | ± 3 | ±(1,5-3,5) |
| TORQUE MÁXIMO [Nm] | ± 0,1 | ± 0,1 | ± 0,1 |
| POTÊNCIA EM REGIME PERMANENTE [W] | 6-20 | 3 | 3-5 |
| POTÊNCIA MÁXIMA [W] | 50-100 | 47 | 20-40 |
| CONFIABILIDADE PARA 7 ANOS [%] | 97,5 | 96/99 ^(*) | 96/99 ^(*) |
| TORQUE DE PARTIDA [10 ⁻⁴ Nm] | 30 | 1 | 1 |
| DIMENSÕES (DIÂMETRO X ALTURA) [mm] | 205 x 77 | 250 x 120 | 220 x 90 |
| MASSA [kg] | 2,4-4 | 3 ^(**) | 3-3,5 ^(**) |

FONTE: Auer (1980)

OBSERVAÇÕES:

RRMR = roda de reação com mancais de rolamentos.

RRMM1 = roda de reação com mancais magnéticos axialmente ativos.

RRMM2 = com roda de reação com mancais magnéticos radialmente ativos.

(*) com eletrônica redundante.

(**) incluindo a eletrônica.

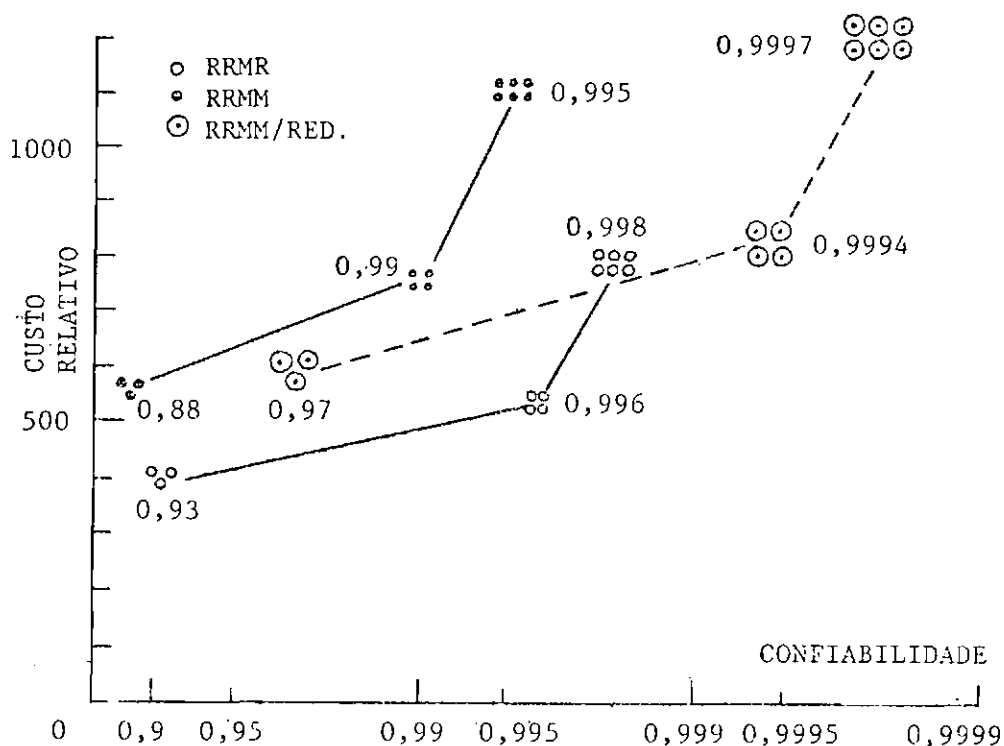


Fig. 2.9 - Custo relativo em função da confiabilidade para rodas de reação.

FONTE: Auer (1980).

Torques de atrito: O maior problema da RRMR está no torque de aderência na ocasião da passagem pela velocidade angular zero. Este torque causa uma série de problemas para o SCA. Na RRMM este torque é uma ordem de grandeza inferior. Quanto às irregularidades do torque, elas são aleatórias na RRMR e harmônicas na RRMM. Deve ser salientado que estas irregularidades são desprezíveis em face das oscilações de torque causadas pelos motores, as quais podem ir desde $\pm 15\%$ do torque médio para um motor de 4 fases até $\pm 25\%$ para um motor de 3 fases (Anstett and Souliac, 1982).

A RRMM leva evidente vantagem nos aspectos desgaste e ausência de lubrificação. Há também a compatibilidade com o vácuo. Levará desvantagens, porém, se houver necessidade de dispositivo de trava durante o lançamento, o que contribui para baixar a confiabilidade do sistema.

Como conclusão pode-se dizer que a RRMM s̄o pode substituir a RRMR em casos de miss̄oes com exiḡencias muito especiais no que tange ao SCA. Nos casos comuns, as RRMR, s̄ao capazes de satisfazer as exiḡencias de desempenho, vida e confiabilidade a um custo inferior.

2.7 - CONFIGURAÇÕES DOS ATUADORES DO TIPO ROTOR NOS SISTEMAS DE CONTROLE DA ATITUDE

Os atuadores do tipo rotor podem ser utilizados nos SCAs numa s̄erie de configurações distintas as quais se dividem em tr̄es grandes grupos: a dos atuadores sem articulações, a dos atuadores com articulações e a dos sistemas h̄ibridos, onde os dois princ̄ipios s̄ao utilizados. A Figura 2.10 apresenta essas configurações.

Os sistemas h̄ibridos s̄ao os que apresentam os melhores de sempenhos, embora os aspectos complexidade, massa, custo e confiabilidade lhes sejam desfavoráveis.

A forma como os atuadores sem articulações se dispõem fisicamente tamb̄em oferece alguma variedade, resumida a seguir (Auer,1980):

- configuração T: 1RR + 1VI com eixos ortogonais;
- configuração V: 2VI com ângulo de aproximadamente 20° ;
- configuração Δ : 2VI + 1VI com eixo no mesmo plano dos outros dois e perpendicular à soma da QMA deles;
- configuração Tripé: 3RR ortogonais;
- configuração Quádrupla: 3RR ortogonais e 1RR diagonal.

As configurações T,V e Δ fazem o controle de apenas dois eixos, enquanto as outras duas fazem o mesmo controle dos tr̄es eixos.

Dada a variedade de configurações, é necessário que seja feito um detalhado estudo com base em crit̄erios do tipo massa, custo, de sempenho, confiabilidade, potência consumida, etc. para fundamentar a escolha de uma delas.

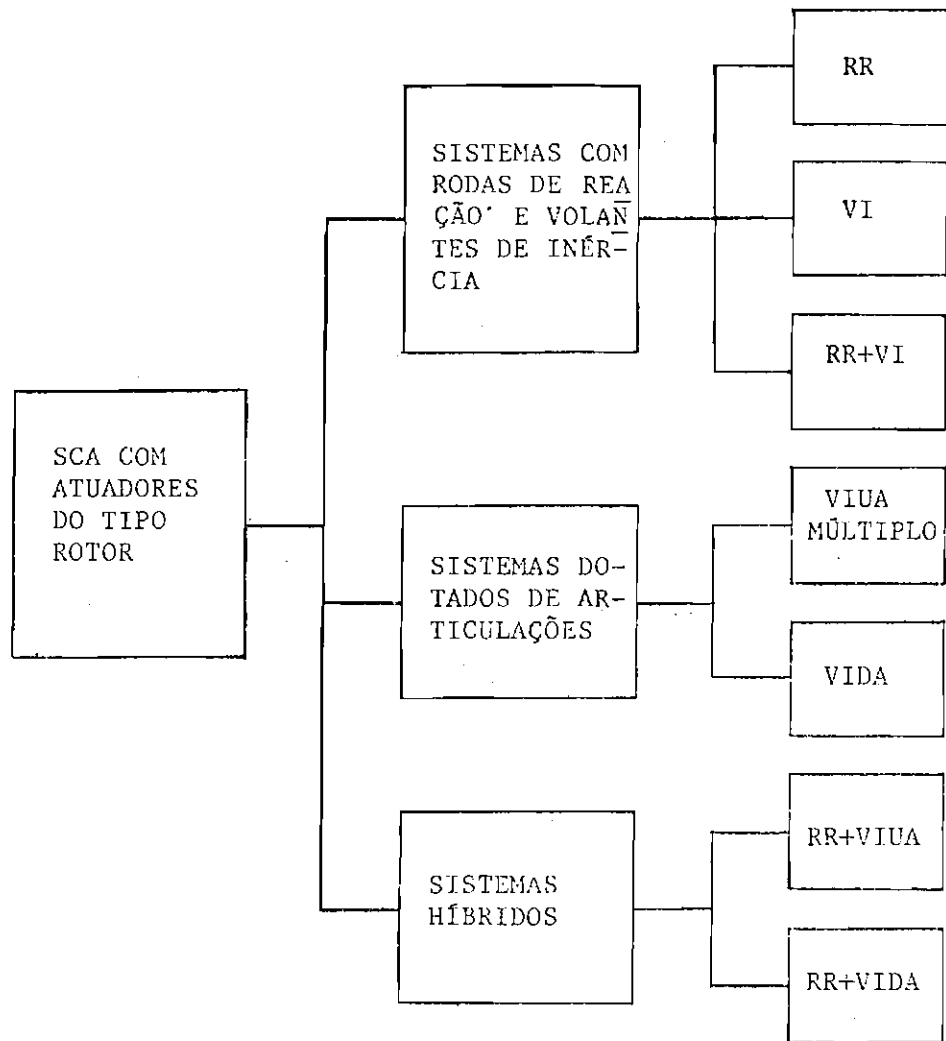


Fig. 2.10 - Configurações dos atuadores no SCA.
FONTE: Hammond (1977).

CAPÍTULO 3

PROJETO MECÂNICO DA RODA DE REAÇÃO

3.1 - INTRODUÇÃO

O modelo de roda de reação obtido neste trabalho será utilizado no desenvolvimento de sistemas de controle da atitude de satélites artificiais por meio de ensaios em mesas de mancal a ar. Para início de testes já se dispõe de uma plataforma de um grau de liberdade.

O uso do modelo na mesa de mancal a ar pode ser dividido em duas fases; a primeira é relacionada com o desenvolvimento do sistema de simulação (mesa, atuadores, sensores, etc.); a segunda é aquela em que o sistema já está operacional, pronto para executar simulações. Também é necessário citar a utilidade do modelo como elemento de teste de controladores de velocidade e torque desenvolvidos e em desenvolvimento no Laboratório.

Na primeira fase pretende-se integrar todo o sistema de simulação realizando manobras em malha aberta. A Figura 3.1 apresenta de forma esquemática os elementos que devem ser montados para a execução dessas manobras, tendo a roda de reação como elemento atuador.

O gerador de sinais de referência é um elemento provisório que deverá ser substituído pela eletrônica de controle da atitude na segunda fase de uso da mesa. A configuração final a ser alcançada é semelhante à mostrada na Figura 1.3.

Estabelecida a finalidade do modelo, é necessário salientar que a característica mais importante que dele se espera é que seu desempenho seja o mais próximo possível do de um elemento atuador qualificado para vôo e que características não relacionadas com o desempenho não precisam ser, necessariamente, equivalentes.

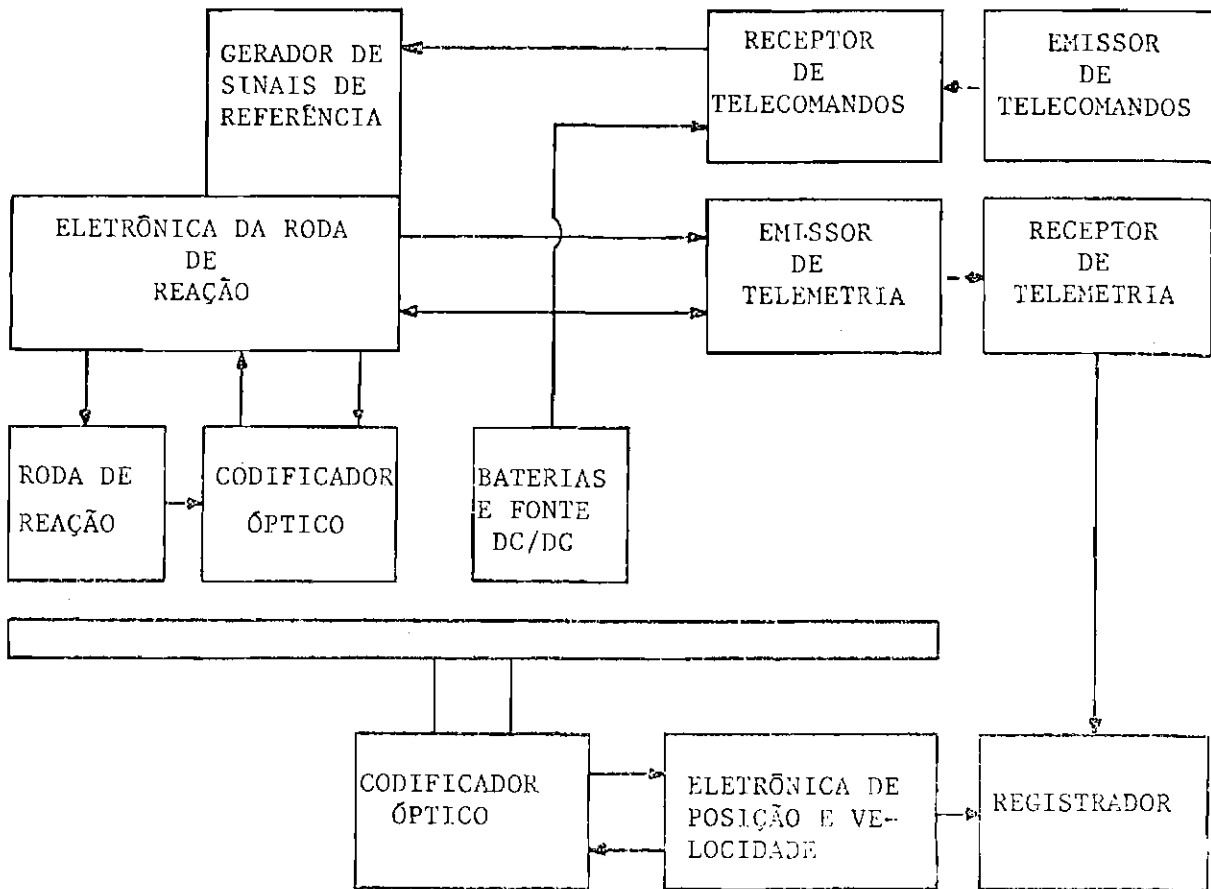


Fig. 3.1 - Diagrama de montagem para a realização de manobras em malha aberta.

O projeto divide-se em duas grandes partes. A primeira trata do projeto mecânico e engloba a concepção inicial, o projeto detalhado, a construção, a integração e os testes do modelo. A segunda refere-se ao projeto eletrônico e abrange a concepção da malha de controle, o projeto dos circuitos, sua construção, integração e testes.

As características do modelo foram especificadas com base nos dados disponíveis do elemento atuador a ser utilizado na Missão Teledeteção de Recursos Naturais e nas informações coletadas no levantamento bibliográfico descrito no Capítulo 2. O projeto faz uso de materiais e componentes mecânicos e eletrônicos disponíveis no mercado nacional (importados ou não) ou que não apresentam maiores dificuldades para sua importação. Não são utilizados elementos com qualificação espacial.

3.2 - PROJETO MECÂNICO

3.2.1 - CONCEPÇÃO

A Figura 3.2 apresenta uma vista em corte do modelo, na qual se podem distinguir as partes fundamentais de uma roda de reação com mancal de rolamentos. Nele não constam a eletrônica, que não é incorporada, e a selagem, que não é utilizada.

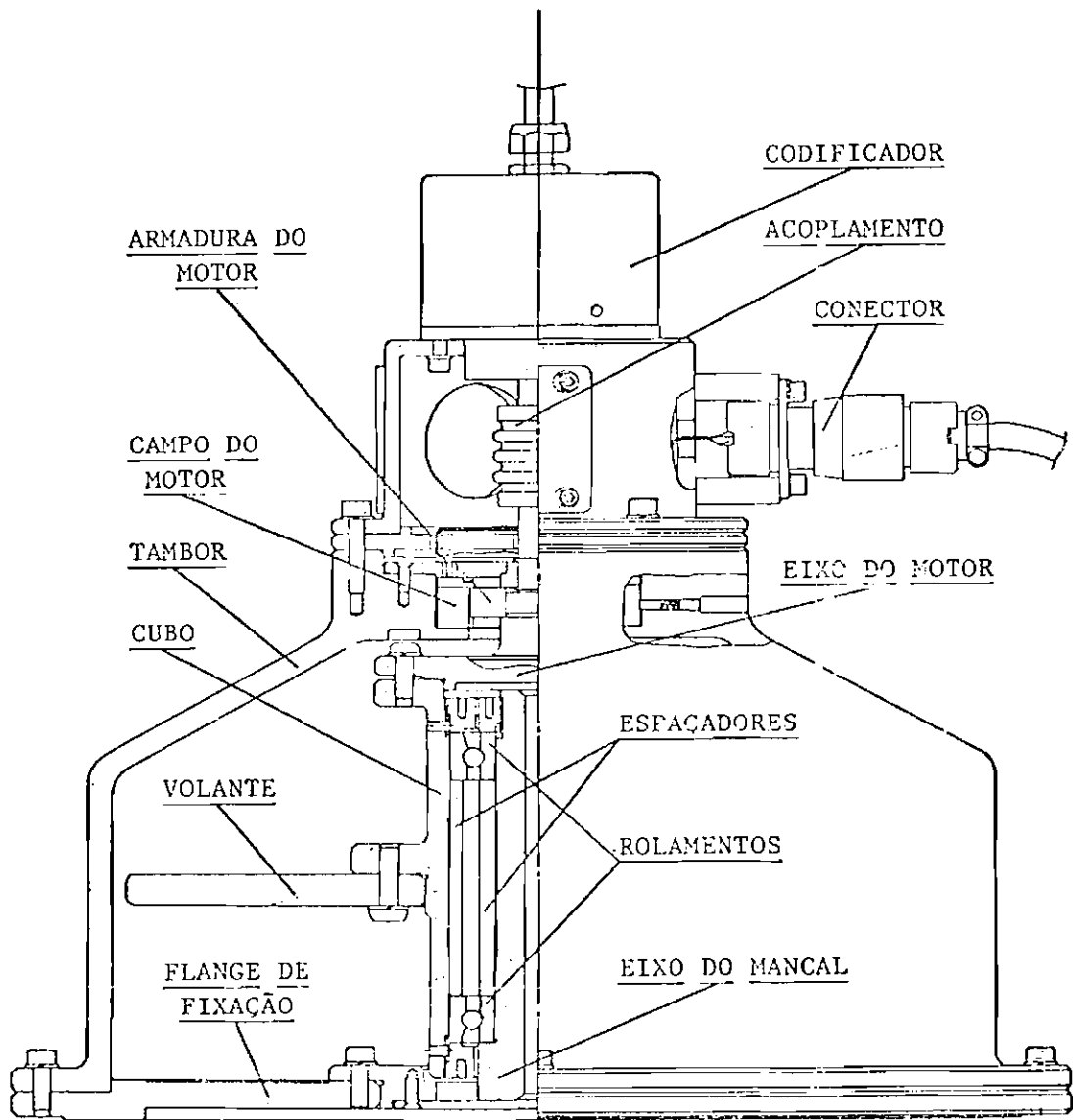


Fig. 3.2 - Vista em corte do modelo de roda de reação.

A capacidade máxima nominal do modelo é de ± 2 Nms. Trata-se de um valor comumente utilizado em rodas de reação para satélites de pequenas dimensões, sendo o valor recomendado para a Missão Teledeteção de Recursos Naturais.

O mancal é constituído por dois rolamentos de esferas de contato angular em montagem 0 separados por anéis espaçadores. Nele o eixo mantém-se fixo e o cubo gira à velocidade angular máxima de ± 2.000 rpm. Esta é uma solução bastante utilizada em rodas de reação, como colocado na Seção 2.2.1.1.

A lubrificação é feita por óleo; o modelo não faz uso de reservatório para mantê-la contínua, dada a complexidade do projeto e a possibilidade de realizá-la no próprio laboratório por meio de uma desmontagem parcial do modelo. A incorporação de um sistema de lubrificação contínua representa um aprimoramento natural do projeto desenvolvido neste trabalho.

O motor utilizado é de corrente contínua; porém, ao contrário das rodas de reação qualificadas espacialmente, faz uso de escovas. Este fato não representa uma desvantagem para o projeto, uma vez que a colocação de um motor sem escovas em nada alteraria o desenho dos mancais. O torque de reação do motor escolhido vale $\pm 0,137$ Nm (Inland T-1352-H).

O tacômetro do modelo baseia-se em um codificador óptico, que é um tipo de sensor de posição angular. A informação de velocidade é conseguida por meio da contagem dos incrementos de posição em intervalos constantes de tempo.

O modelo deve operar com o seu eixo de rotação na direção vertical. Para a fixação sobre a mesa de mancal a ar, ele conta com um flange na sua superfície inferior.

O volante apresenta-se na forma de um disco plano. Dado o pequeno momento de inércia da massa girante, a otimização de seu perfil para a minimização da massa do modelo só é vantajosa quando se faz um trabalho de redução da massa de todo o modelo.

O campo do motor e as partes superiores do modelo (codificador óptico, acoplamento e conector de alimentação do motor) apóiam-se na carcaça cilíndrica que cobre o cubo e o volante. As dimensões dessa carcaça foram projetadas para dar grande flexibilidade ao desenho do volante, permitindo a sua troca por modelo com outras concepções com o mínimo de modificações internas.

O projeto oferece a possibilidade de retirar toda a sua parte superior removida para a execução de manutenção do motor (p. ex.: troca de escovas e limpeza) sem que seja necessário desmontar o mancal. Também é possível operar a roda sem a sua parte superior.

A Tabela 3.1 fornece as principais características mecânicas do modelo construído. O Apêndice B traz a lista de peças e o seu procedimento de montagem.

TABELA 3.1

RODA DE REAÇÃO - CARACTERÍSTICAS MECÂNICAS

| | |
|------------------------------------|---|
| CAPACIDADE MÁXIMA [Nms] | ± 2 |
| VELOCIDADE MÁXIMA [rpm] | ± 2.000 |
| TORQUE MÁXIMO [Nm] | ± 0,137 |
| MANCAL | ROLAMENTOS DE ESFERAS COM LUBRIFICAÇÃO A ÓLEO |
| MOTOR | CORRENTE CONTÍNUA COM ESCOVAS |
| DIMENSÕES (DIÂMETRO X ALTURA) [mm] | ∅255 x 242 |
| MASSA [kg] | 9,161 |

3.2.2 - MANCAL E LUBRIFICAÇÃO

O mancal especificado conta com dois rolamentos de esferas de contato angular de classe ISO P4 com as seguintes características (FAG, 1982):

- dimensão: ISO 04, 20 x 42 x 12 mm;
- ângulo de contato = 15° ;
- carga dinâmica (C) = 10.000 N;
- carga estática (C_0) = 5.200 N;
- gaiola de material plástico reforçado com fibra de vidro;
- pré-carga = 50N (já prevista na construção do rolamento).

A solução adotada é mostrada na Figura 3.3.

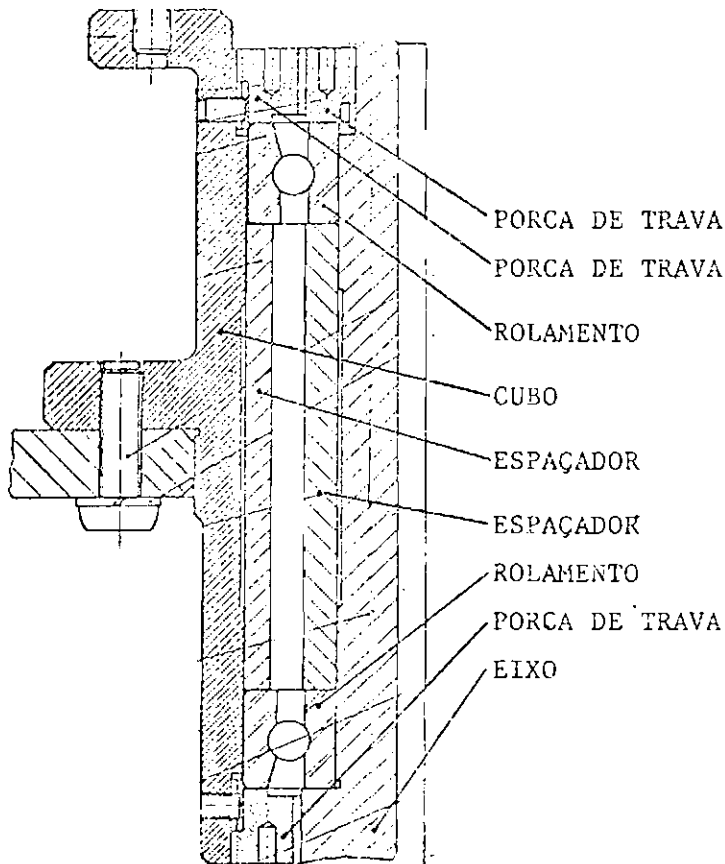


Fig. 3.3 - Mancal do modelo de roda de reação.

O material adotado na construção de todas as partes do mancal (cubo, eixo, espaçadores e porcas de trava) é o aço Villares VC130 (ABNT D3). Trata-se de um aço para ferramentas de alta estabilidade dimensional. Sua composição aproximada é de C-2%, Mn-0,30%, Cr-11,50% e V-0,30% (Catálogo de aços Villares).

Os rolamentos são construídos com uma pré-carga nominal prevista de 50N obtida com os rolamentos montados aos pares. Para que ela seja mantida com os rolamentos separados, é necessário um estrito controle do comprimento e da forma dos encostos dos espaçadores o que é conseguido por meio de uma operação de retificação plana das extremidades dos dois espaçadores juntos, montados através de uma bucha de náilon.





A qualidade das partes relativas ao mancal deve ser semelhante à dos rolamentos. O estrito controle das dimensões e dos erros de forma e posição é de vital importância para o seu bom funcionamento.

O ajuste utilizado para a fixação dos rolamentos no eixo é o js4 ($\pm 0,003$ mm), ajuste especificado para o caso de cargas rotativas no anel interno (SKF, 1978). Para o cubo o ajuste é o H5(+0,011/-0mm), que permite o deslocamento do anel externo (SKF, 1978). A qualidade dos ajustes está vinculada à classe de precisão dos rolamentos (ISO P4). Estes ajustes satisfazem às exigências do fabricante para a conservação da pré-carga, que são j5 (+0,005/-0,003) no eixo e j6 (+0,010/-0,006) no cubo (FAG, 1979).

O perfeito assentamento dos anéis dos rolamentos é conseguido por meio do controle da circularidade, inclinação e rugosidade dos assentos. O alinhamento dos rolamentos é conseguido através do controle da concentricidade dos assentos e da batida axial dos encostos. Esses e todos os outros erros de posição das outras partes do mancal são controlados tomando as superfícies dos assentos como referência. A Tabela 3.2 fornece os valores tolerados para os erros de forma e posição, todos eles vinculados à classe de precisão dos rolamentos (SKF, 1978).

TABELA 3.2

TOLERÂNCIAS DE FORMA E POSIÇÃO DO MANCAL DA RODA DE REAÇÃO

| ERRO | SÍMBOLO | QUALIDADE DA TOLERÂNCIA (ISO) | TOLERÂNCIA [μm] | |
|-----------------|---|-------------------------------|------------------------------------|------------------------------------|
| | | | EIXO ($\varnothing 20\text{mm}$) | CUBO ($\varnothing 42\text{mm}$) |
| CIRCULARIDADE |  | IT2/2 | 2,5/2 | 2,5/2 |
| INCLINAÇÃO |  | IT2/2 | 2,5/2 | 2,5/2 |
| BATIDA |  | IT3 | 4 | 4 |
| CONCENTRICIDADE |  | IT4 | 6 | 7 |

No Apêndice C encontram-se os desenhos do cubo e do eixo, que esclarecem o procedimento de controle dos erros de forma e posição e mostram as exigências dimensionais. Todas as notações utilizadas são normalizadas pela ANSI Y14.5 (1966).

Tendo garantido o funcionamento satisfatório dos rolamentos por meio do projeto do mancal, é necessário que seja verificada a sua vida provável.

O cálculo da vida de um rolamento está intimamente ligado ao lubrificante escolhido. No caso da roda de reação, além da vida requerida, a escolha do lubrificante prende-se a outro aspecto de vital importância para o seu desempenho, que é o atrito tolerado. Deve haver uma solução de compromisso entre esses dois fatores.

O evento que mais compromete a vida e o desempenho da roda de reação é a passagem da velocidade por zero pelo fato de provocar contato metal-metal entre as esferas e as pistas de rolamento, o que faz com que a lubrificação hidrodinâmica ceda lugar à lubrificação de limite ("boundary lubrication"), pois a camada de lubrificante torna-se por demais fina.

Existem três causas fundamentais para esse tipo de ocorrência (lubrificação de limite): a velocidade perto de zero, a viscosidade muito baixa ou a carga excessiva (Lansdown, 1982). No caso da roda de reação, a velocidade perto de zero é o fator predominante; a viscosidade baixa também tem participação, pois a viscosidade do óleo é limitada pelo atrito tolerado. No caso apresentado, não existe problema de carga excessiva.

O desempenho dos lubrificantes pode ser melhorado por meio do uso de aditivos. Para o caso das rodas de reação, tanto os aditivos para alta pressão quanto os aditivos antidesgaste merecem estudo. Auer (1981) menciona o uso do aditivo antidesgaste TCP ("tricresyl phosphate"). Os aditivos para alta pressão apresentam a desvantagem de reagir ao metal dos mancais, provocando corrosão (Lansdown, 1982), condição inaceitável dada a confiabilidade exigida das rodas de reação. Também não são aconselhados para os casos em que $P/C < 0,25$ (P/C = carga equivalente/carga dinâmica) (FAG, publi. nº 81.103 SA).

A primeira indicação a respeito da viscosidade necessária é conseguida no diagrama da viscosidade relativa (v_1) em função do diâmetro médio do rolamento (d_m) e da sua velocidade angular, costumeiramente empregado nos cálculos relativos à vida dos rolamentos. A Figura 3.4 fornece esse diagrama e indica a região de operação.

Trata-se de uma região excessivamente ampla, com base na qual se pode analisar, dado um certo óleo, a vida esperada em diversas velocidades.

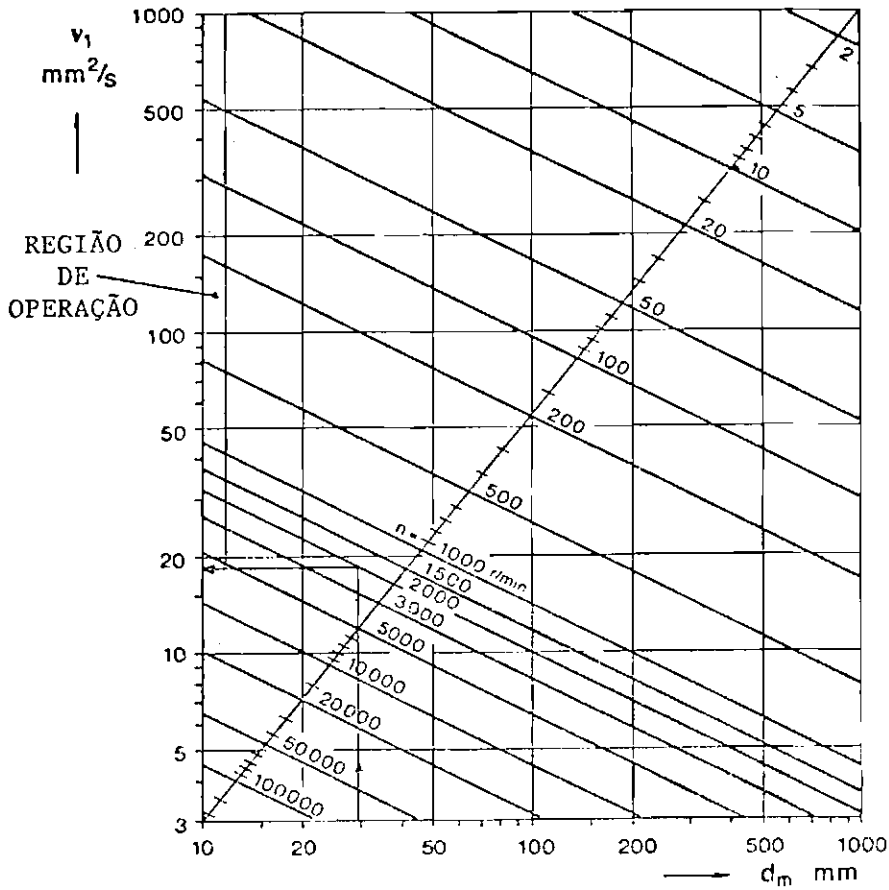


Fig. 3.4 - Diagrama de viscosidade relativa.
FONTE: SKF (1982).

A escolha do óleo foi devida ao cruzamento de algumas informações disponíveis. Auer (1981) menciona o uso de um óleo mineral refinado e aditivado, com valores de viscosidade cinemática de $140 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 25°C e $75 \text{ mm}^2/\text{s}$ a 38°C . Standing and Sheppard (1977) falam da possibilidade do uso tanto de óleos minerais quanto de óleos sintéticos em rodas de reação. O catálogo ADR-SKF nº 2946^{IV} recomenda, entre outros, os óleos sintéticos KLÜBER Isoflex PDP 38,65 e 105 mesmo para aplicações espaciais.

Com base nessas informações, o óleo escolhido foi o Isoflex PDP 65. Trata-se de um di-éster capaz de proporcionar longa vida à lubrificação. Além disso, possui alta capacidade de carga, boa resistência à oxidação, alto índice de viscosidade (IV) e capacidade de proteger os ro

lamentos contra a corrosão. Conta, ainda, com boas características para lubrificação de limite e suporta altas temperaturas (Lansdown, 1982). Sua classificação ISO é VG68 e seu IV vale 235 (KLÜBER, 1981). A Figura 3.5 compara a viscosidade desse óleo com a do citado por Auer (1981) na região de operação (30 a 50°C).

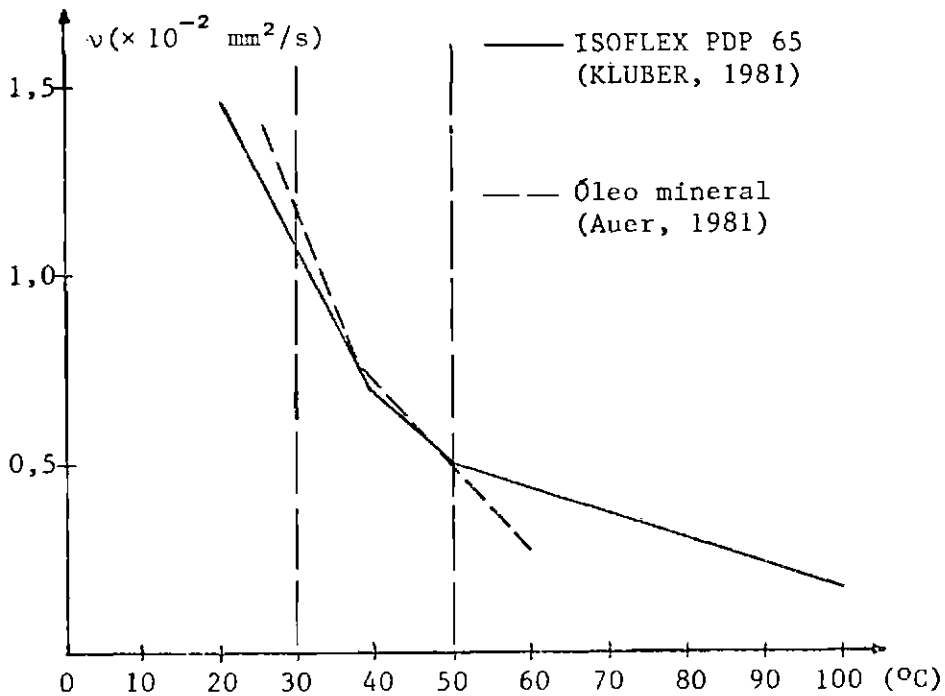


Fig. 3.5 - Viscosidade do óleo ISOFLEX PDP 65.

Com a escolha do lubrificante pode-se proceder ao cálculo da vida dos rolamentos em diversas velocidades angulares. Este procedimento é adotado dada a inexistência de uma velocidade angular constante de operação.

A expressão para o cálculo da vida dos rolamentos (ISO R281/1) é a seguinte:

$$L_{na} = a_1 a_{23} \left(\frac{C}{P} \right)^3 [10^6 \text{ revoluções}] . \quad (3.1)$$

O coeficiente a_1 recomendado para o caso da chamada "vida sem falha" vale 0,05 e a vida passa a ser chamada L_{NF} (Auer, 1981). O coeficiente a_{23} leva em consideração o lubrificante e as condições de lubrificação e é função da relação v/v_1 , onde v é a viscosidade de serviço do lubrificante e v_1 é a viscosidade relativa. O valor da viscosidade relativa é extraído da Figura 3.4. As velocidades escolhidas para realizar esta avaliação são 15,20,50,100,500,1000 e 2000 rpm. A Tabela 3.3 fornece a viscosidade v_1 , a razão v/v_1 , o coeficiente a_{23} e a vida esperada. Considera-se que a temperatura de operação é de 40°C, onde $v = 69 \text{ mm}^2/\text{s}$.

TABELA 3.3

VIDA DOS ROLAMENTOS DA RODA DE REAÇÃO

| ROTAÇÃO [rpm] | v_1 [mm ² /s] | v/v_1 | a_{23} | L_{NF} [10 ³ rev.] | L_{NF} [anos] |
|------------------|-------------------------------|---------|----------|------------------------------------|--------------------|
| 15 | 857 | 0,08 | 0,090 | 12,6 | 1.595 |
| 20 | 664 | 0,10 | 0,097 | 13,6 | 1.290 |
| 50 | 304 | 0,23 | 0,150 | 21,0 | 797 |
| 100 | 175 | 0,39 | 0,196 | 27,4 | 521 |
| 500 | 47 | 1,47 | 1,302 | 181,9 | 692 |
| 1000 | 26 | 2,65 | 1,893 | 264,5 | 503 |
| 2000 | 19 | 3,63 | 2,371 | 331,2 | 315 |

Os valores de a_{23} foram extraídos do diagrama da Figura 3.6, no qual as abscissas são divididas em três faixas delimitadas pelas relações $v/v_1 > 4$, $0,4 \leq v/v_1 \leq 4$ e $v/v_1 < 0,4$, respectivamente. As características fundamentais dessas regiões são (Kleinlein, 1980):

- $v/v_1 > 4$: região de lubrificação hidrodinâmica onde as superfícies estão completamente separadas pela camada de lubrificante;

- $0,4 \leq v/v_1 \leq 4$: região que cobre a lubrificação hidrodinâmica e a chamada lubrificação pobre - é a região normal de operação da maioria dos rolamentos;

- $v/v_1 < 0,4$: região de lubrificação onde a espessura do filme é insuficiente, ocorrendo contato meta-metal entre as superfícies.

A carga dinâmica (C) utilizada vale 10.000 N e a carga equivalente (P) é calculada pelo procedimento descrito em FAG (1979), onde a carga radial (F_r) é considerada nula e a axial (F_a) é igual à pré-carga e vale 50 N. A carga equivalente vale então $1,42 F_a$, que é igual a 71 N.

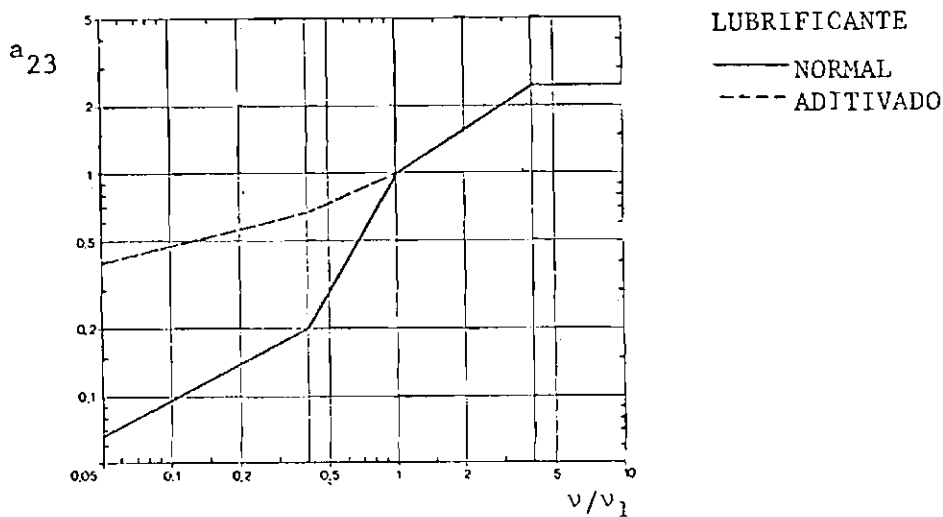


Fig. 3.6 - Diagrama do coeficiente a_{23} .
FONTE: SKF (1982).

A análise da Tabela 3.3 levanta a questão da vida excessivamente longa obtida e insinua a possibilidade de diminuir a dimensão dos mancais. É neste momento que duas importantes observações devem ser feitas:

- Os esforços do lançamento são a referência para especificação da dimensão dos rolamentos. As pistas de rolamento podem sofrer deformações permanentes nesta fase, o que compromete irremediavelmente a vida e o desempenho da roda de reação.

- A análise de vida que consta da Tabela 3.3 não abrange as faixas de rotação extremamente baixas. Sabe-se que o desgaste dos rolamentos aumenta muito, mas não existem resultados teóricos disponíveis.

A soma desses dois fatores faz com que os mancais das rodas de reação sejam sempre superdimensionados com relação ao carregamento introduzido pela pré-carga dos rolamentos.

3.2.3 - VOLANTE, MOMENTOS DE INÉRCIA E BALANCEAMENTO

O volante foi concebido como um disco plano flangeado no cubo e fixado por meio de um ajuste indeterminado e três parafusos. Suas dimensões são de 200 mm e 54 mm de diâmetro externo e interno por 7 mm de espessura.

A distribuição do momento de inércia da parte girante conta com 87% no volante e 13% na parte central.

O volante deve girar, no máximo, a 2.000 rpm. O material utilizado é o aço ABNT 1020 com $\sigma_r = 39 \text{ kgf/mm}^2$ e $\sigma_e = 21 \text{ kgf/mm}^2$ (Albuquerque, 1980). Desconsiderando a tensão introduzida pelo ajuste no cubo e a concentração de tensões nas furações, a tensão máxima no disco vale (Hartog, 1952):

$$\sigma_t = \rho \omega^2 \frac{3+\mu}{8} \left[2 r_o^2 + \frac{2(1-\mu)}{3+\mu} r_i^2 \right], \quad (3.2)$$

onde ρ é a densidade do material; ω é a velocidade angular; μ é o coeficiente de Poisson; r_o e r_i são os raios externo e interno, respectivamente. O valor obtido é de $0,29 \text{ kgf/mm}^2$, o que dispensa maiores verificações.

O balanceamento foi feito com o cubo, o volante e o eixo do motor montados. Os planos de balanceamento utilizados foram o volante (borda externa) e o flange do eixo do motor. A classe de balanceamento conseguida é equivalente a G 4.25 (conforme norma VDI 2060), que corresponde a uma classe melhor que a recomendada para volantes em geral (G 6.3).

3.2.4 - MOTOR

O motor utilizado é de corrente contínua com escovas do tipo sem estrutura ("frameless"). Ele se apresenta sem qualquer estrutura que una a armadura ao campo e é montado diretamente sobre o eixo da carga, dispensando o uso de acoplamento e demais elementos de fixação. O motor é da marca INLAND modelo T-1352-H. A Tabela 3.4 traz as suas características de dimensão e desempenho.

TABELA 3.4

CARACTERÍSTICAS DIMENSIONAIS E DE DESEMPENHO DO MOTOR
INLAND T-1352-H

| | |
|---|-----------------------|
| TORQUE MÁXIMO [Nm] | 0,137 |
| POTÊNCIA MÁXIMA DE ENTRADA [W] | 60 |
| VELOCIDADE MÁXIMA TEÓRICA SEM CARGA [rad/s] | 420 |
| CONSTANTE DE TEMPO ELÉTRICA [ms] | 0,35 |
| ATRITO ESTÁTICO [Nm] | $4,94 \times 10^{-3}$ |
| TEMPERATURA MÁXIMA DO ENROLAMENTO [°C] | 105 |
| AUMENTO DA TEMPERATURA POR WATT [°C/W] | 16 |
| OSCILAÇÃO DO TORQUE (DA MÉDIA AO PICO) [%] | 7 |
| FREQUÊNCIA DA OSCILAÇÃO DO TORQUE ("ripple") [ciclos/volta] | 31 |
| MOMENTO DE INÉRCIA DA ARMADURA [kgm ²] | $6,21 \times 10^{-6}$ |
| MASSA DO MOTOR [kg] | $1,22 \times 10^{-1}$ |
| COEFICIENTES DE AMORTECIMENTO DO MOTOR [Nm/rad/s]: | |
| - IMPEDÂNCIA DA FONTE IGUAL A ZERO (F_0) | $3,32 \times 10^{-4}$ |
| - IMPEDÂNCIA DA FONTE IGUAL A INFINITO (F_1) | $3,25 \times 10^{-5}$ |

FONTE: Inland Motor, Direct Drive DC Torque Motors.

A oscilação do torque é consideravelmente inferior à dos motores de 3 ou 4 fases comumente empregados em rodas de reação (vide Seção 2.5). O torque máximo é 37% superior ao encontrado em rodas de reação de 2 Nms (p.ex.: Teldix RSR 2). O atrito estático é devido às escovas do motor.

A Tabela 3.5 traz as características do enrolamento e a Figura 3.7 mostra a curva característica do motor para a tensão de alimentação de 20V.

TABELA 3.5

CARACTERÍSTICAS DO ENROLAMENTO DO MOTOR INLAND T-1352-H

| | |
|--|----------------------------|
| VOLTAGEM MÁXIMA a 25°C [V] | 20,6 |
| CORRENTE MÁXIMA [A] | 2,82 |
| CONSTANTE DE TORQUE [Nm/A] | $5,01 \times 10^{-2} (*)$ |
| CONSTANTE DA FORÇA CONTRA-ELETROMOTRIZ [V/rad/s] | $5,01 \times 10^{-2} (**)$ |
| RESISTÊNCIA [Ω] | $7,3 \pm 12,5\%$ |
| INDUTÂNCIA [mH] | $2,5 \pm 30\%$ |

FONTE: Inland Motor, Direct Drive DC torque Motors.

(*) Valor extraído da folha de testes de fábrica do motor nº 830522-1, válido para os dois sentidos de rotação.

(**) Valor igual ao da constante de torque em unidades SI.

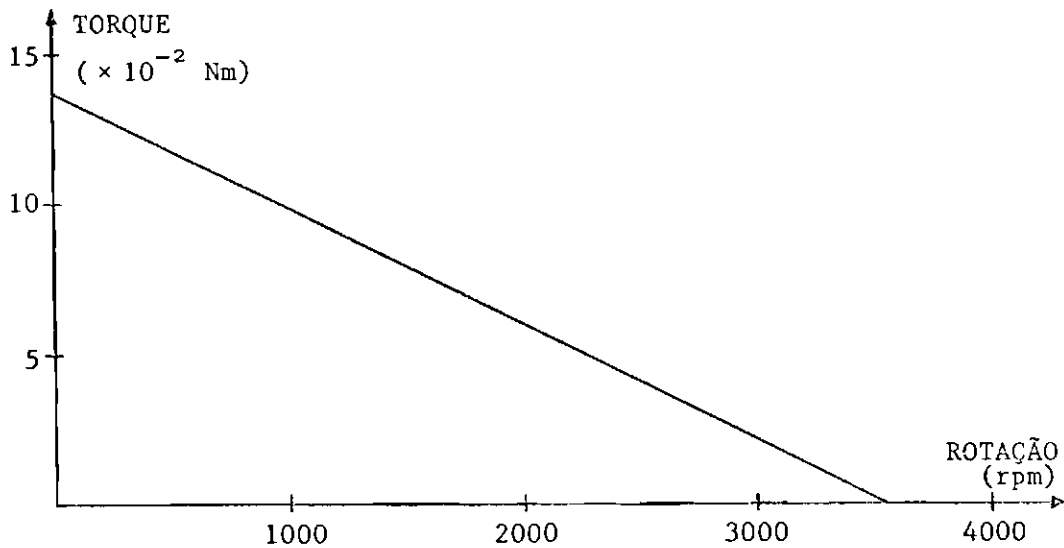


Fig. 3.7 - Curva característica do motor com tensão de alimentação de 20V e resistência da fonte igual a zero.

3.2.5 - QUALIDADE DE TRABALHO, AJUSTES E ANÁLISE DE DIMENSÕES

3.2.5.1 - QUALIDADE DE TRABALHO E AJUSTES

A escolha das qualidades de trabalho de um projeto mecânico é de importância fundamental para o seu bom funcionamento final. A escolha feita é sempre fruto de um compromisso entre o custo de uma solução mais precisa e a degradação do desempenho de uma solução menos precisa.

O mancal da roda de reação exige qualidades IT 4 e 5 para as dimensões dos assentos e qualidades IT 2,3 e 4 para os erros de forma e posição (vide Seção 3.2.2). Fica claro que se trata de um problema de mecânica de precisão.

Para dar ao conjunto uma qualidade homogênea, os ajustes de importância das outras partes do modelo foram fixados em IT 6 e 7; a faixa que vai de IT 5 a 9 é comumente empregada na construção mecânica e a faixa escolhida é a dos ajustes de precisão (Agostinho et al., 1977).

A Figura 3.8 mostra como as qualidades do projeto estão enquadradas dentro das qualidades IT (Agostinho et al., 1977).

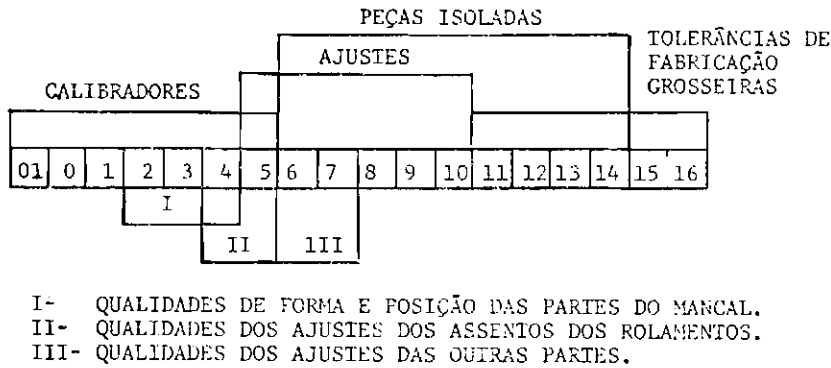


Fig. 3.8 - Qualidades IT utilizadas.

O sistema utilizado para o estabelecimento dos ajustes é o furo-base. É o sistema recomendado para construções mecânicas de precisão, como por exemplo máquinas-ferramenta.

A Tabela 3.6 traz os ajustes principais, suas características e as peças envolvidas. Nela não constam os ajustes dos rolamentos, já citados na Seção 3.2.2.

TABELA 3.6

AJUSTES UTILIZADOS

| AJUSTES | PEÇAS | CARACTERÍSTICAS |
|-------------------|--|--|
| H7/k6 | VOLANTE E CUBO BASE E EIXO DO MANCAL BASE E TAMBOR | AJUSTE INDETERMINADO QUE TENDE À FOLGA. ASSENTO FORÇADO MEDIO MONTADO COM MARTELO. |
| H7/j6 | CUBO E EIXO DO MOTOR TAMBOR E TAMPA DO MOTOR FLANGE E TAMPA DO MOTOR | AJUSTE INDETERMINADO QUE TENDE À FOLGA. PODE SER MONTADO E DESMONTADO À MÃO. |
| H8/f8 | FLANGE E CODIFICADOR | AJUSTE DESLIZANTE. |
| FURO 3/ EIXO 3 | EIXO E ARMADURA DO MOTOR | AJUSTE LIVRE (CONWAY, 1948). |

3.2.5.2 - ANÁLISE DE DIMENSÕES

A análise de dimensões neste projeto torna-se necessária devido à forma como o motor é instalado e às precisões exigidas. Nas aplicações convencionais, o motor tem a sua armadura instalada na extremidade de um eixo que está apoiado em um rolamento contíguo ao local de instalação do motor, e o seu campo é colocado em um assento que foi usinado na mesma peça onde se alojam os rolamentos. Esta solução permite um estreito controle dos erros de posição do campo em relação à armadura.

Neste projeto, devido à concepção do mancal, a armadura está fixada em um eixo que não é o eixo do mancal e o campo está em um assento que não pertence à peça que aloja os rolamentos. Dessa forma, é essencial um estudo pormenorizado das condições de montagem do motor.

Para tanto é necessário que sejam analisados os erros de concentricidade e perpendicularidade das peças com as quais as partes do motor são montadas. Também devem ser analisados os erros de comprimento que podem afetar a posição relativa entre o coletor da armadura e as escovas.

O erro máximo sugerido para a concentricidade entre a armadura e o campo vale 0,1 mm (Leitura Total do Indicador - LTI), equivalente a aproximadamente 1/3 da folga entre os dois (Inland Motor, Direct Drive D.C. Torque Motors). Todas as análises de acúmulo de erro são feitas pelo Método da Intercambiabilidade Total (MIT) (Agostinho et al., 1977).

A Figura 3.9 traz um estudo do problema da concentricidade. A excentricidade máxima (1/2 da concentricidade) conseguida por meio de estritas exigências de usinagem fica fora do limite tolerado (0,083 contra 0,050 mm). Para solucionar o problema, o projeto do tambor conta com uma folga na assento do campo, que permite o seu deslocamento e sua centragem em relação ao eixo do motor. A centragem é feita com o auxílio de um relógio comparador e três parafusos colocados em posição radial a 120° um do outro. Este recurso permite que a excentricidade média seja

reduzida a menos de 0,005 mm, que é a precisão do relógio comparador. Dessa forma o erro de concentricidade fica reduzido a aproximadamente 0,040 mm, que é a soma de ΔE_C com a excentricidade remanescente, deixando ainda uma folga para os erros de perpendicularidade da armadura em relação ao plano definido pelo campo.

A Figura 3.10 mostra um estudo geométrico do problema da perpendicularidade. Cada um dos ângulos α_j corresponde à contribuição de uma das peças. A quantidade ΔE_p é a excentricidade introduzida pelos erros de perpendicularidade das peças girantes. Esses erros, quando compostos, dão origem ao movimento comumente denominado de bamboleiro ("wooble"). O controle desses erros deve, juntamente com a concentricidade, satisfazer as exigências já citadas. Os valores obtidos para α_T e ΔE_p são respectivamente $0,185^\circ$ e 0,038 mm, considerando que as excentricidades introduzidas pelas partes fixas são compensadas pelo campo móvel.

As excentricidades obtidas podem ser compostas na forma mostrada na Figura 3.11. A excentricidade total obtida vale 0,070 mm, o que corresponde a um erro de concentricidade de 0,140 mm, 40% acima do limite imposto de 0,1 mm.

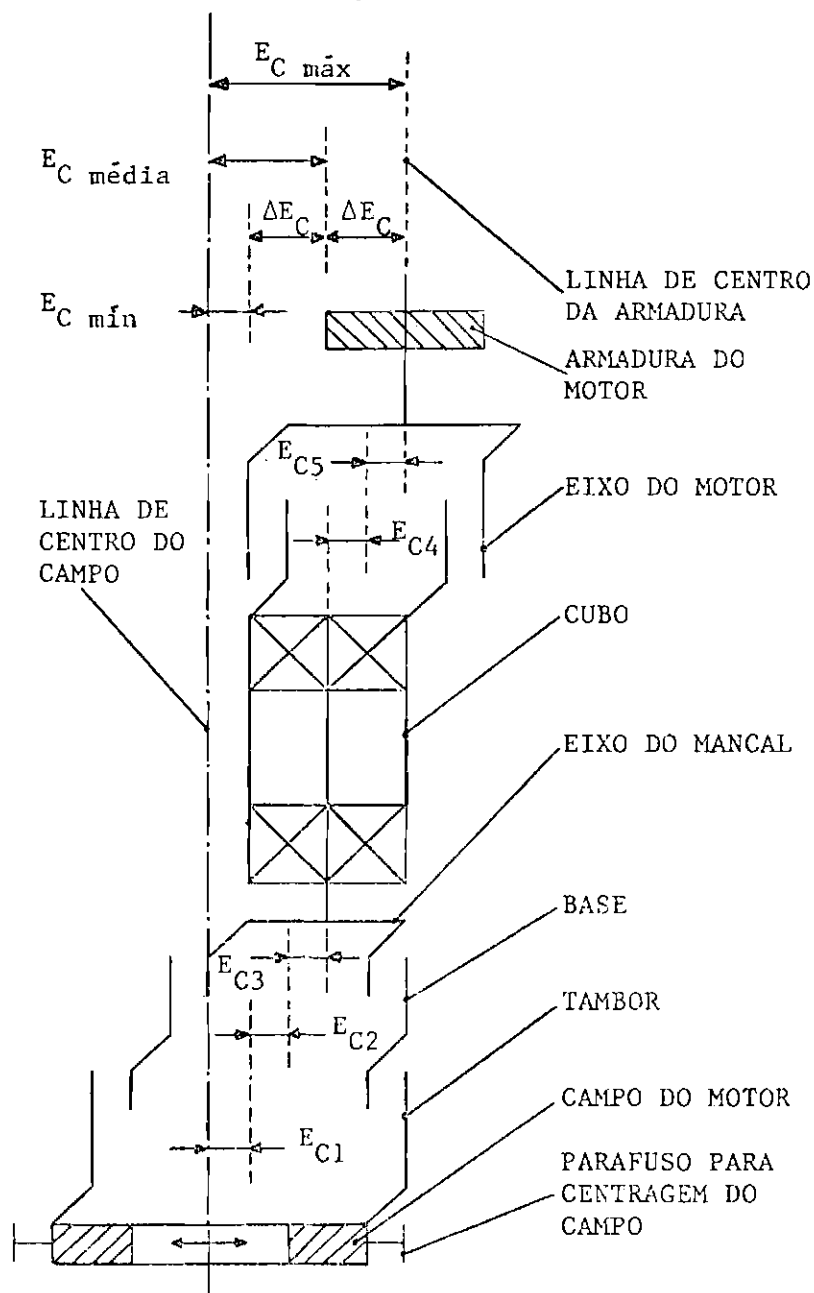
O caminho mais evidente para sanar esse problema é o do estreitamento das tolerâncias, o que comprometeria ainda mais o processo de fabricação. Por outro lado, devem ser feitas as seguintes observações:

- a excentricidade calculada é a pior possível, pois considera os maiores erros no pior arranjo;
- as peças, por serem cilíndricas, podem ter as suas posições relativas mudadas de forma a fazer a compensação dos erros;
- a excentricidade obtida, embora supere o limite estabelecido, ainda é 53% inferior ao limite da folga entre o campo e a armadura (0,3 mm).

Dessa forma, os erros de posição estabelecidos como máximos para as peças podem ser conservados.

O último problema a ser tratado é o da posição relativa entre as escovas e o coletor da armadura. O acúmulo dos erros de comprimento das peças pode impedir o seu contato adequado. A solução encontrada está no uso de um elemento compensador variável que deve ser ajustado durante a montagem. Este elemento não existe fisicamente, mas aparece como uma distância regulável. Trata-se da distância A_{δ} que integra a cadeia de dimensões apresentada no desenho de conjunto (vide Apêndice B). Ela é ajustada por meio das porcas de trava que podem mudar a posição do cubo em relação ao eixo do mancal. O valor de A_{δ} é obtido por meio do MIT e vale $5,96 \pm 0,53$ mm.

O Apêndice C traz os resultados da inspeção dimensional realizada, que teve por finalidade verificar algumas peças consideradas vitais para o funcionamento do modelo e saber qual o nível de precisão que os recursos de usinagem utilizados atingiram.



$$E_{C1} = 0,1/2$$

$$E_{C2} = 0,02/2$$

$$E_{C3} = E_{C4} = E_{C5} = 0,015/2$$

$$E_{C \text{ máx}} = \sum_{i=1}^5 E_{Ci} = 0,083$$

$$E_{C \text{ mín}} = E_{C \text{ máx}} - 2(E_{C4} + E_{C5}) = 0,053$$

$$E_{C \text{ média}} = (E_{C \text{ máx}} + E_{C \text{ mín}})/2 = 0,068$$

$$\Delta E_C = 0,015$$

- obs: 1) E_C = excentricidade introduzida por erros de concentricidade
 2) LC = linha de centro
 3) Dimensões em mm

Fig. 3.9 - Estudo do problema da concentricidade no motor

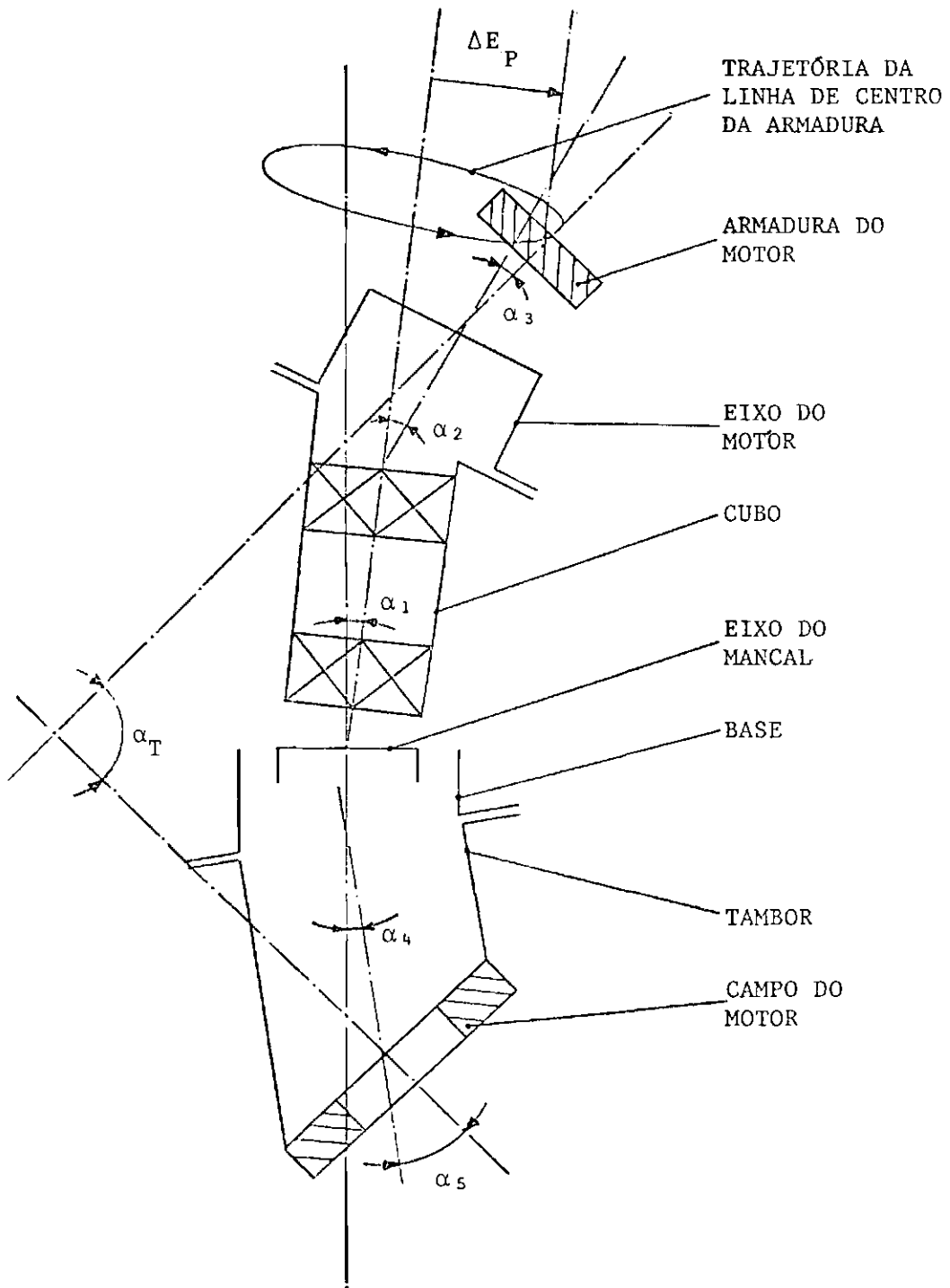


Fig. 3.10 - Estudo do problema da perpendicularidade no motor.

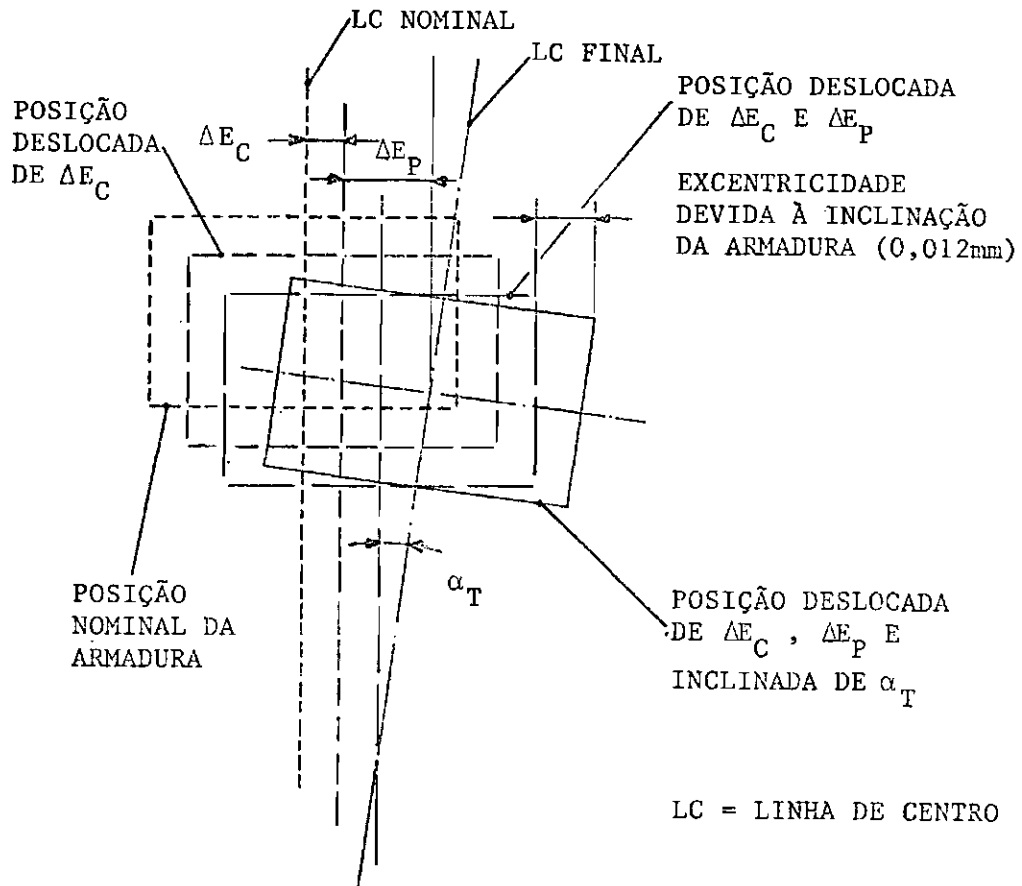


Fig. 3.11 - Composição dos erros de excentricidade da armadura do motor.

CAPÍTULO 4

PROJETOS DA ELETRÔNICA E DO SISTEMA DE CONTROLE DA RODA DE REAÇÃO

4.1 - INTRODUÇÃO

Este capítulo se inicia com uma descrição resumida do projeto da eletrônica de controle de velocidade da roda de reação. A seguir é feita a análise da malha de controle para o caso de controladores proporcional-integral e proporcional. Finalmente são apresentadas simulações de manobras que utilizam os dois controladores estudados.

4.2 - PROJETO DA ELETRÔNICA

A eletrônica tem a função de ligar a roda de reação à eletrônica de controle da atitude para permitir que a roda opere como um elemento atuador.

No caso em questão a eletrônica deve: a) exercer o controle de velocidade ou torque da roda; b) possuir interface com o receptor de telecomandos, com o emissor de telemetria da mesa e com a eletrônica de controle da atitude; c) executar a medição da velocidade angular da roda; d) ser alimentada por fonte comum a todos os equipamentos dispostos sobre a mesa de mancal a ar.

A eletrônica concebida para ser utilizada na fase de desenvolvimento do sistema de simulação exerce o controle da velocidade da roda de reação e conta com um gerador de sinais de referência comandado por telecomandos que substitui a eletrônica de controle da atitude ao gerar perfis de velocidade trapezoidais. Estes perfis fazem, por exemplo, com que a roda seja acelerada até uma certa velocidade, mantenha uma dada rotação e depois seja freada até a imobilização. Ao final do ciclo a mesa terá realizado uma manobra em malha aberta. Esta manobra é um dos testes da fase de desenvolvimento do sistema de simulação, cuja montagem está na Figura 3.1.

A Figura 4.1 traz um diagrama de blocos da eletrônica da roda. O circuito é dividido em tacômetro, comparador, controlador modulador da largura de pulso (MLP)⁽¹⁾ e, finalmente, gerador de sinais de referência. Dessas partes, apenas a última não está dentro da malha de controle.

O gerador de sinais de referência é constituído por um circuito de comando que funciona como interface com o receptor de telecomandos e controla um contador. A Figura 4.2 traz o perfil de velocidade analógico equivalente a um sinal de referência digital que pode ser gerado por este módulo. O seu comando é feito por três canais de telecomando (chamados a, b e c), e a codificação necessária para cada uma das partes do sinal de referência também é mostrada na Figura 4.2.

O comparador faz a diferença entre os sinais de referência e do tacômetro. A diferença é calculada em 12 bits e passa por um conversor digital-analógico (D/A) de 10 bits. A saída do módulo comparador/conversor é formada pelo sinal de erro em forma analógica condicionado entre $\pm 10V$ e pelo sinal de saturação para o circuito MLP.

O controlador é formado pelos circuitos de controle e modulação de pulso. O circuito de controle pode ser proporcional ou proporcional-integral, e ambos foram implantados e testados. A saída do circuito modulador de pulsos comanda a ponte de alimentação do motor. A frequência de operação do modulador é de 1.200 Hz.

O tacômetro tem como função medir a velocidade angular da roda em intervalos constantes de tempo e fornecer essa informação, de forma digital, para o controlador. Seu elemento central é o codificador óptico incremental, que tem seus pulsos condicionados e contados à frequência de 18 Hz. Sua saída é formada pela velocidade angular em 12 bits, já incluído o bit indicador do sentido da rotação.

(1) Conhecido tecnicamente por PWM ("Pulse Width Modulator").

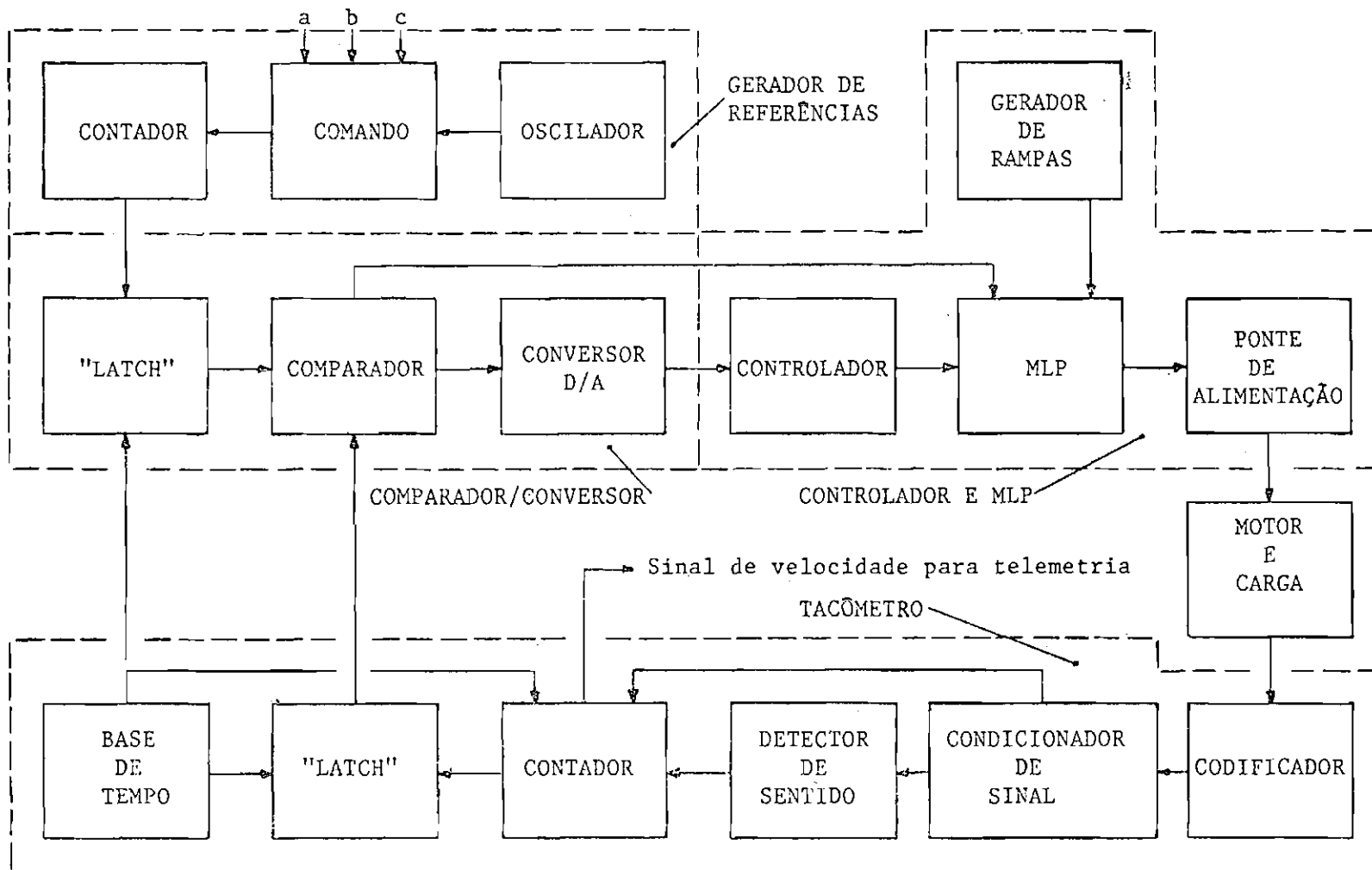


Fig. 4.1 - Eletrônica da roda de reação.

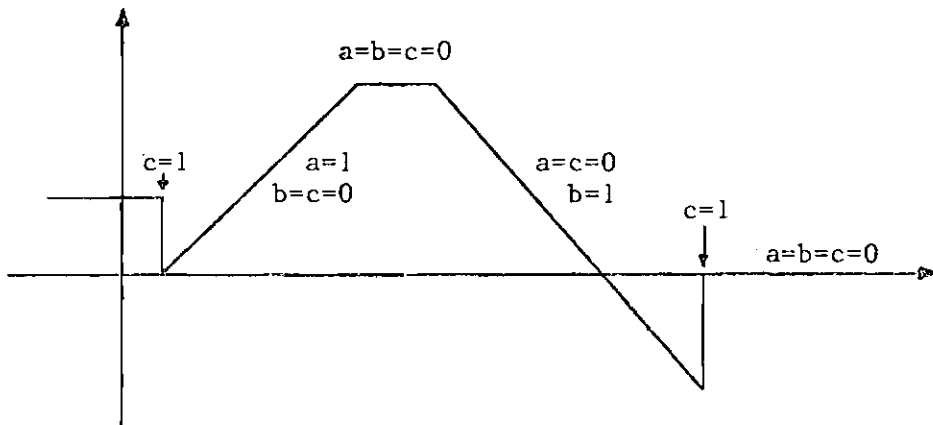


Fig. 4.2 - Exemplo de sinal de referência.

Todos os módulos descritos são dispostos em uma mesma placa, a menos da ponte de alimentação, que é colocada em placa separada por problemas de dissipação térmica.

4.3. - PROJETO DO SISTEMA DE CONTROLE

A arquitetura dos sistemas de controle da atitude dos satélites estabilizados em três eixos prevê um controlador global (eletrônica de controle da atitude com o "software" de voo - ECA) para tratar as informações dos sensores do satélite e determinar os comandos a serem executados. A esse controlador seguem-se outros, de âmbito local, que se encarregam de comandar os atuadores.

No caso da roda de reação, dependendo da ECA, o controlador da roda (eletrônica de controle da roda - ECR) pode ser tanto de velocidade quanto de torque (vide Apêndice A). A Figura 4.3 mostra de forma simplificada as partes relacionadas com as rodas de reação de um SCA.

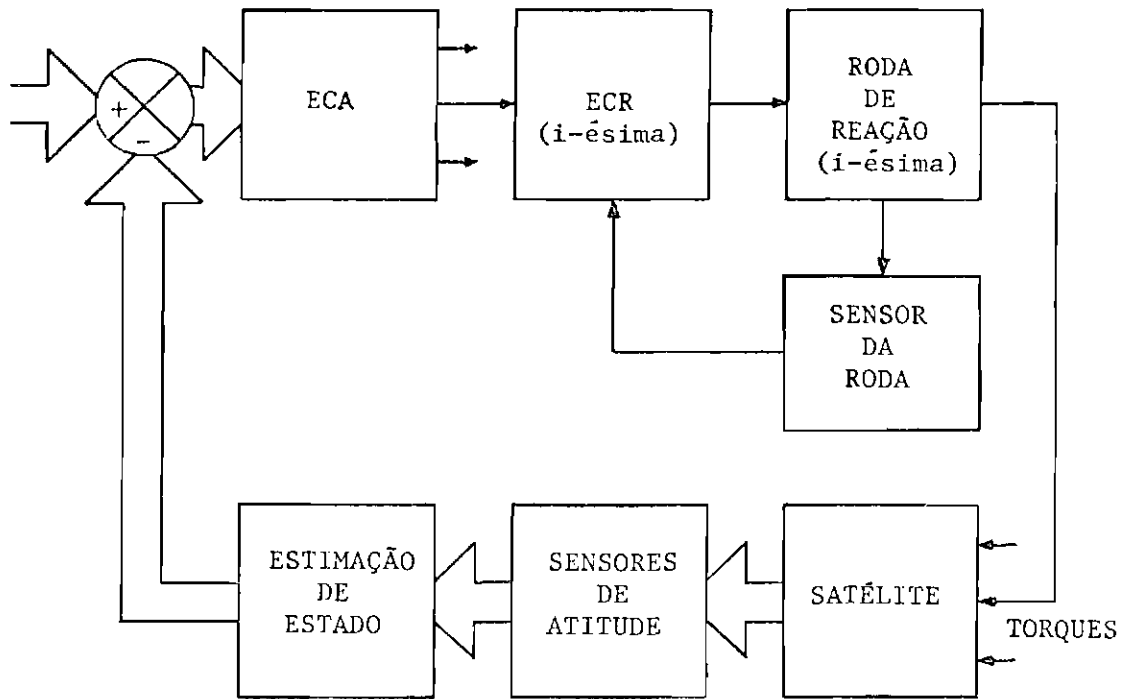


Fig. 4.3 - Sistema de controle da atitude.

As informações da ECA para ECR são enviadas de forma discreta através de um barramento de dados, na configuração adotada preliminarmente. A informação recebida pela ECR é confrontada com o estado da roda; dessa maneira, é possível à ECR gerar o sinal de controle que deve ser aplicado na roda até a chegada de uma nova informação do estado da roda ou da ECA.

No projeto em questão, as informações da ECA são substituídas pelas do gerador de sinais de referência, que, assim como a ECA, opera de forma discreta e envia informações na forma digital. A Figura 4.4 mostra um diagrama do sistema construído.

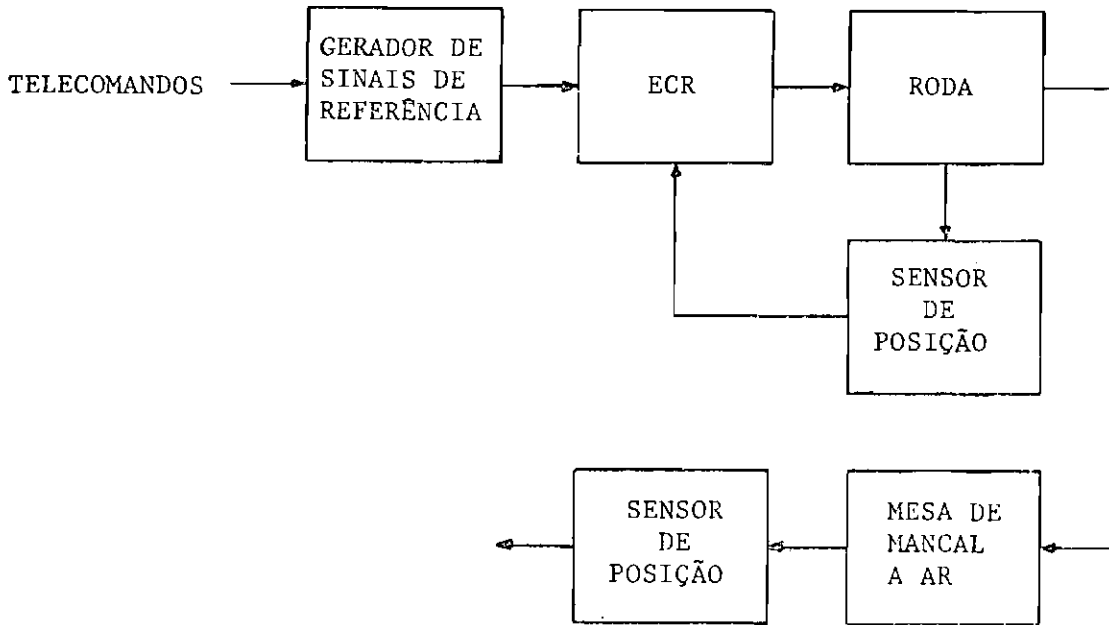


Fig. 4.4 - Sistema implementado na mesa de mancal a ar.

4.3.1 - MODELO MECÂNICO

O sistema mecânico a ser controlado é constituído por duas massas girantes, a roda de reação e a mesa de mancal a ar, consideradas livres no espaço e ligadas por meio de um motor. Supõe-se que existe apenas o torque de atrito viscoso entre elas. A Figura 4.5 mostra essas massas e os referenciais utilizados.

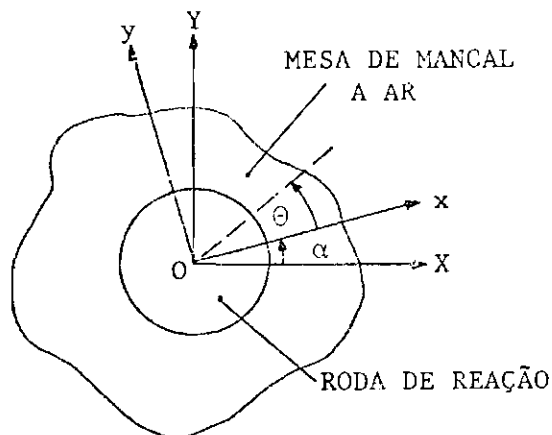


Fig. 4.5 - Referenciais OXYZ e Oxyz.

O referencial $OXYZ$, é o do laboratório, enquanto o $Oxyz$ está ligado à mesa. O ângulo θ é o descrito pela roda em relação à mesa; o ângulo α é o descrito pela própria mesa. Com relação ao laboratório, as velocidades angulares da mesa e da roda de reação valem $\dot{\alpha}$ e $\dot{\alpha} + \dot{\theta}$, respectivamente.

O motor desenvolve um torque entre os dois corpos o qual é aplicado na roda e na mesa com sentidos contrários. A Figura 4.6 traz o diagrama de corpo livre das duas massas quando em movimento.

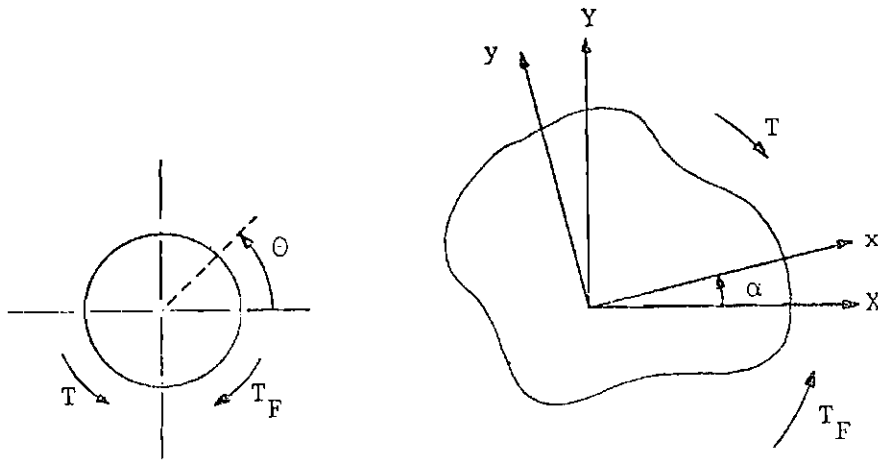


Fig. 4.6 - Torques entre a roda e a mesa de mancal a ar.

Duas equações de movimento são escritas para este sistema. A primeira fornece a aceleração angular da mesa e é dada por:

$$I_M \ddot{\alpha} = -T + T_F . \quad (4.1)$$

A segunda supõe a conservação da quantidade de movimento angular do sistema constituído pelas duas massas; quando escrita já na forma escalar, fica:

$$I_M \dot{\alpha} + I_R (\dot{\alpha} + \dot{\theta}) = (H_{OM} + H_{OR}) = \text{cte} . \quad (4.2)$$

Considerando a Equação 4.2, fazendo a sua derivada e isolando a aceleração $\ddot{\alpha}$, chega-se a:

$$\ddot{\alpha} = - \frac{I_R}{(I_M + I_R)} \ddot{\theta} . \quad (4.3)$$

A substituição da Equação 4.3 na Equação 4.1 leva a:

$$I_M \left[\frac{-I_R \ddot{\theta}}{(I_M + I_R)} \right] = - T + T_F . \quad (4.4)$$

O atrito entre as inércias têm o seu valor expresso por:

$$T_F = C \cdot \dot{\theta} , \quad (4.5)$$

onde C é o coeficiente do torque de atrito viscoso entre as massas. Com a substituição desse valor na Equação 4.4, tem-se:

$$- \frac{I_M I_R}{(I_M + I_R)} \ddot{\theta} = - T + C \dot{\theta} , \quad (4.6)$$

cujas transformada de Laplace expressa a função de transferência da carga e é dada pela Equação 4.7:

$$\frac{\dot{\theta}(s)}{T(s)} = \frac{1}{C + \frac{I_M I_R}{(I_M + I_R)} s} . \quad (4.7)$$

Fazendo $a = C (I_M + I_R) / I_M I_R$, a Equação 4.7 pode ser reescrita:

$$\frac{\dot{\theta}(s)}{T(s)} = \frac{a/C}{s + a} . \quad (4.7a)$$

4.3.2 - MODELO DO MOTOR

A dinâmica do motor é expressa por:

$$V = R_M i + L \frac{di}{dt} + K_B \dot{\theta} , \quad (4.8)$$

onde V é a voltagem aplicada no motor, R_M é a resistência, L é a indutância e K_B é o ganho da força contra-eletromotriz (FCEM). A Equação 4.9 traz a relação entre o torque do motor e sua corrente:

$$T_M = K_T i . \quad (4.9)$$

A indutância pode ser desconsiderada dado o seu baixo valor. Com isto a Equação 4.8 é simplificada para:

$$V = R_M i + K_B \dot{\theta} . \quad (4.8a)$$

A voltagem aplicada no motor é fornecida pela fonte, cuja resistência vale R_S . Dessa maneira a relação entre a voltagem gerada (V_S) e a que chega ao motor (V) é dada por:

$$V = V_S - R_S i , \quad (4.10)$$

que substituída na Equação 4.8a resulta em:

$$V_S - K_B \dot{\theta} = (R_M + R_S) i . \quad (4.11)$$

O torque do motor é obtido com a substituição da Equação 4.9 na Equação 4.11:

$$T_M = \frac{K_T V_S}{(R_M + R_S)} - \frac{K_T K_B}{(R_M + R_S)} \dot{\theta} . \quad (4.12)$$

A Equação 4.12 corresponde ao valor do torque com base no circuito de alimentação da Figura 4.7.

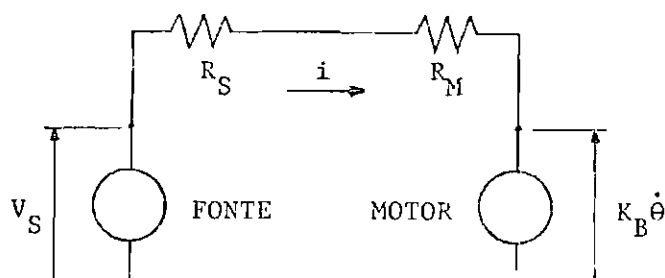


Fig. 4.7 - Circuito de alimentação do motor.

O primeiro termo do segundo membro da Equação 4.12 corresponde ao torque gerado pelo motor sem FCEM. O segundo termo é a diminuição no torque devido à FCEM; nele o coeficiente de $\dot{\theta}$ é chamado "coeficiente de amortecimento do motor" (F_S), o qual varia de $F_S = F_0 = K_T K_B / R_M$ a zero quando R_S varia na faixa $0 \leq R_S < \infty$.

O coeficiente de amortecimento F_S não inclui as perdas rotacionais do motor que não têm origem na FCEM. Estas outras perdas efetivamente dissipam energia e devem-se principalmente às correntes de circulação. Seu valor é fixo e trata-se de um parâmetro definido nas especificações do motor, sendo denominado F_1 . Dessa maneira o coeficiente de amortecimento total do motor é dado pela soma de F_S com F_1 ; com este coeficiente a Equação 4.12 pode ser reescrita de forma a expressar o torque útil gerado pelo motor.

$$T = \frac{K_T V_S}{(R_M + R_S)} - \left[\frac{K_T K_B}{(R_M + R_S)} + F_1 \right] \dot{\theta} \quad (4.13)$$

4.3.3 - MODELO DO CIRCUITO MODULADOR DE PULSOS

O motor é acionado por meio de um circuito modulador da largura de pulso (MLP). As vantagens desse tipo de acionamento podem ser assim resumidas (Andeen, 1960):

- baixa sensibilidade a ruídos, pois a informação do sinal está contida na sua duração e não na sua amplitude;
- implementação mais simples, se comparada com um amplificador linear, e maior eficiência no uso dos transistores de saída, o que causa menor dissipação térmica;
- maior eficácia no acionamento de sistemas com folgas e torques de aderência, pelo fato de aplicar sempre o torque máximo;
- limitação do torque como propriedade inerente ao circuito, o que dispensa circuitos de segurança.

O uso desse tipo de acionamento requer que a carga funcione como um filtro passa baixa e recomenda-se que a sua constante de tempo seja pelo menos duas vezes maior que o período de amostragem do gerador de pulsos (Andeen, 1960).

O sinal modulado é dado pela Equação 4.14 (Andeen, 1960):

$$V_S(t) = E \sum_{k=0}^{\infty} \text{sign } u(kT_{a_2}) \left[U_{-1}(t - kT_{a_2}) - U_{-1}(t - kT_{a_2} - h_k) \right], \quad (4.14)$$

onde $u(kT_{a_2})$ é uma amostra do sinal contínuo fornecido pelo controlador, E é a amplitude do pulso, e T_{a_2} é o período de amostragem. A variável h_k estabelece a duração do pulso e vale $b|u(kT_{a_2})|$ para $b|u(kT_{a_2})| \leq T_{a_2}$ e T_{a_2} quando $b|u(kT_{a_2})| > T_{a_2}$. A constante b relaciona a amplitude do sinal de controle com a duração do pulso.

Outras duas variáveis são definidas para caracterizar o sinal. A primeira é a Razão de Modulação $\beta = b U_{\text{máx}}^- / T_{a_2}$, onde $U_{\text{máx}}^-$ é o maior valor possível para o controle, e indica a razão entre a duração máxima do pulso e o período de amostragem. Ela pode variar entre 0 e 1. A segunda é a Razão de Filtragem $\gamma = T_{a_2} / T_{\text{máx}}^-$, onde $T_{\text{máx}}^-$ é a maior constante de tempo do sistema, e indica a razão entre o período de amostragem e essa constante de tempo. Ela deve estar entre 0 e 0,5.

O circuito MLP é um elemento não linear, pois possui saturação e não obedece ao princípio da superposição. Apesar disso é possível operá-lo como se fosse um elemento linear. Para tanto é necessário que a entrada nunca tenha um valor superior a U_{\max} , o que permite que se opere em uma região "quase-linear" (Andeen, 1960). O modelo linear do sinal $V_S(t)$ é conseguido através de um sinal modulado em amplitude equivalente ($V'_S(t)$) dado por:

$$V'_S(t) = \frac{E}{U_{\max}} \sum_{k=0}^{\infty} u(kT_{a2}) \left[U_{-1}(t - kT_{a2}) - U_{-1}(t - kT_{a2} - \beta T_{a2}) \right]. \quad (4.15)$$

A transformada de Laplace desse sinal fica:

$$V'_S(s) = \frac{1 - e^{-\beta T_{a2}s}}{s} \cdot \frac{E}{U_{\max}} \sum_{k=0}^{\infty} u(kT_{a2}) e^{-kT_{a2}s}. \quad (4.16)$$

Pela Equação 4.16 percebe-se que o modulador de pulsos é equivalente a um amostrador em cascata com um segurador de ordem zero. Neste projeto a Razão de Modulação (β) adotada é igual a 1.

4.3.4 - MODELO DOS CONTROLADORES

O circuito controlador pode ser tanto proporcional (P) quanto proporcional-integral (PI). A diferença fundamental entre os dois está no fato de que o controle proporcional apresenta um erro constante (desajuste) para uma entrada em degrau, enquanto que o proporcional-integral não apresenta esse erro.

Qualquer um dos circuitos tem sua implementação feita por meios analógicos. Suas funções de transferência são dadas pelas Equações 4.17 (controlador P) e 4.18 (controlador PI):

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_p, \quad (4.17)$$

$$\frac{u(s)}{e(s)} = K_p \left(1 + \frac{1}{T_I s} \right), \quad (4.18)$$

onde K_p é o ganho proporcional e T_I é o tempo integral.

Antes do circuito controlador há um conversor D/A. O conversor em si pode ser considerado um elemento sem dinâmica própria que vem sempre acompanhado de um segurador de ordem zero. Sua função de transferência apresenta, além do segurador, um ganho que estabelece a relação entre o sinal de erro digital (rad/s) e a saída do conversor (V).

O tacômetro faz a leitura de velocidade em 12 bits com uma resolução de 1 bit/rpm, o que leva à leitura de 2.048 rpm em cada sentido. O conversor D/A opera com a mesma resolução, porém com 10 bits. Isto significa que o maior sinal de erro transmitido pelo conversor vale 512 rpm em cada sentido. Como a saída do conversor está limitada em $\pm 10V$, a relação estabelecida é de 10/512 V/RPM, que passa a se chamar K_C . Assim a função de transferência do conversor D/A torna-se:

$$\frac{e(s)}{e^*(s)} = K_C \cdot \frac{1 - e^{-sT_{a1}}}{s} \quad (4.19)$$

4.3.5 - MODELO DO TACÔMETRO

O tacômetro utiliza um sensor de posição que tem seus pulsos contados durante um dado intervalo de tempo. O número de pulsos contados corresponde ao deslocamento sofrido pela roda entre os instantes final e inicial. Assim é possível avaliar a velocidade média no intervalo. O tacômetro é um elemento que opera de forma amostrada e implementa a equação de diferenças dada pela Equação 4.20:

$$\dot{\theta}(k) = \frac{\theta(k) - \theta(k-1)}{T_{a1}}, \quad (4.20)$$

onde T_{a1} é o período de amostragem.

Na sua entrada é necessário haver um amostrador e um integrador da velocidade da roda de reação.

4.3.6 - ANÁLISE DO SISTEMA DE CONTROLE

A Figura 4.8 apresenta a malha de controle equivalente ao circuito esboçado no diagrama de blocos da Figura 4.1. Nela existem duas frequências distintas de amostragem. As saídas do tacômetro digital e do gerador de sinais de referência operam na mesma frequência (18 Hz) e o amostrador do circuito MLP opera a uma frequência mais alta (1.200 Hz). Esta frequência é muito alta se comparada ao sistema dinâmico controlado (motor e inércias). A constante de tempo da carga é de aproximadamente 40s, o que faz com que a razão de filtragem (γ) seja igual a $2,08 \times 10^{-5}$, muito próxima de zero. Em termos físicos, isso significa que o pulso modulado em amplitude, que é equivalente ao pulso modulado em largura gerado pelo circuito MLP, é totalmente filtrado pela carga, podendo ser analisado como um sinal contínuo. Dessa maneira o circuito MLP passa a ser tratado apenas como o ganho $E/U_{\text{máx}}$.

Esta malha pode, com algumas modificações, ser adaptada para operar com um controlador digital. Para tanto o conversor D/A e seu circuito segurador devem ser colocados após o controlador. O projeto que envolve um controlador digital requer o uso das técnicas de projeto de sistemas de controle discretos.

Dado o fato de que a malha de controle atual já conta com elementos que operam de forma discreta no tempo, a sua análise por meio das técnicas de controle discreto torna-se interessante, já que abre caminho para o uso de um controlador digital (microprocessador). Para tanto a abordagem utilizada é a da transformada Z, na qual todas as funções de transferência que se apresentam na forma da transformada de Laplace são convertidas na forma da transformada Z, e a análise é feita segundo procedimentos semelhantes aos adotados para o caso contínuo, pois a transformada Z relaciona-se com os sistemas lineares invariantes em intervalos de tempo discretos, assim como a transformada de Laplace relaciona-se com os sistemas lineares invariantes no domínio de tempo contínuo.

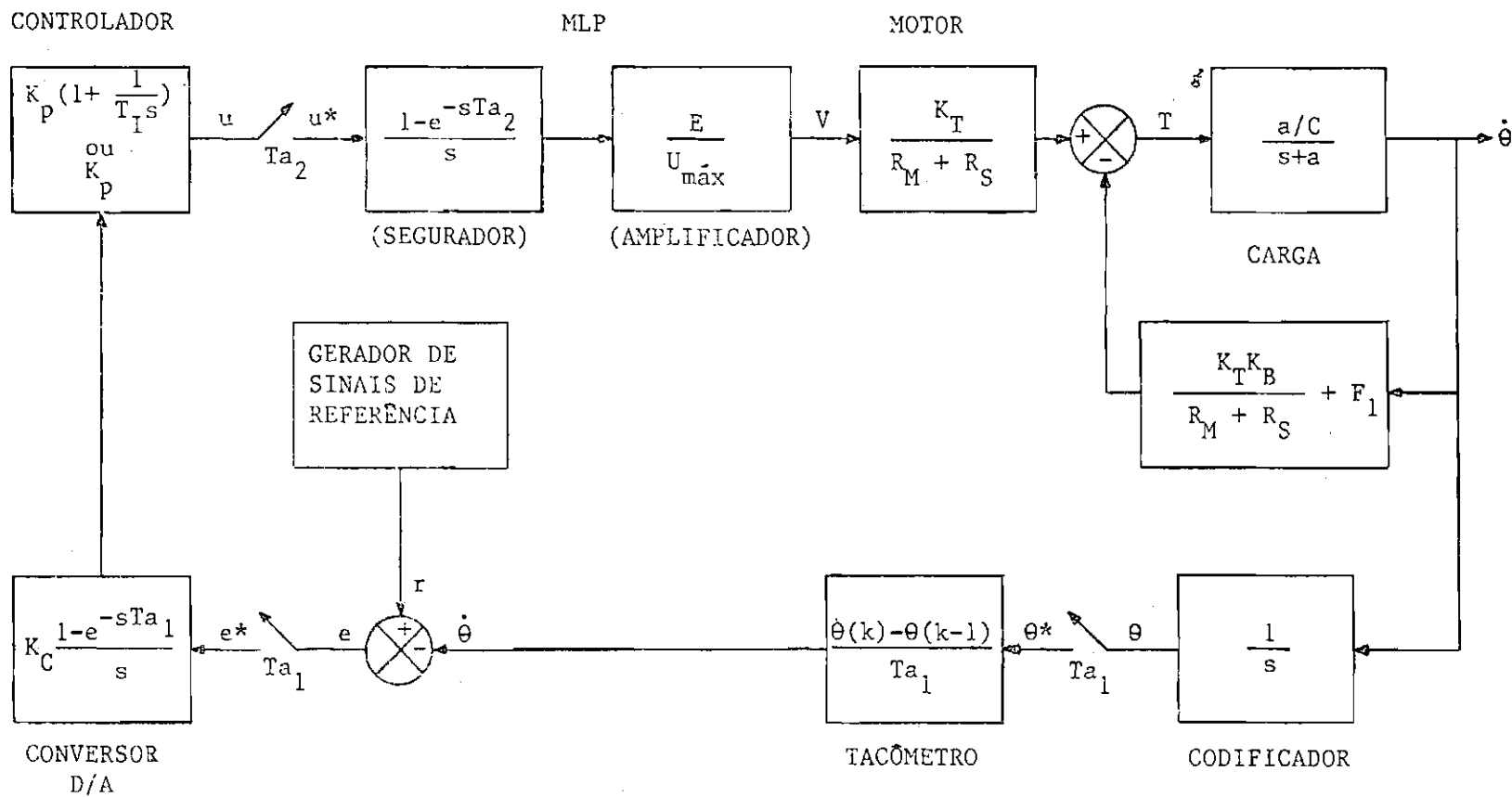


Fig. 4.8 - Malha de controle equivalente ao circuito da Figura 4.1.

O primeiro passo é rearranjar a malha de forma a agrupar os elementos que estão entre os amostradores. A malha de controle já sem o amostrador do circuito MLP fica como mostrado na Figura 4.9.

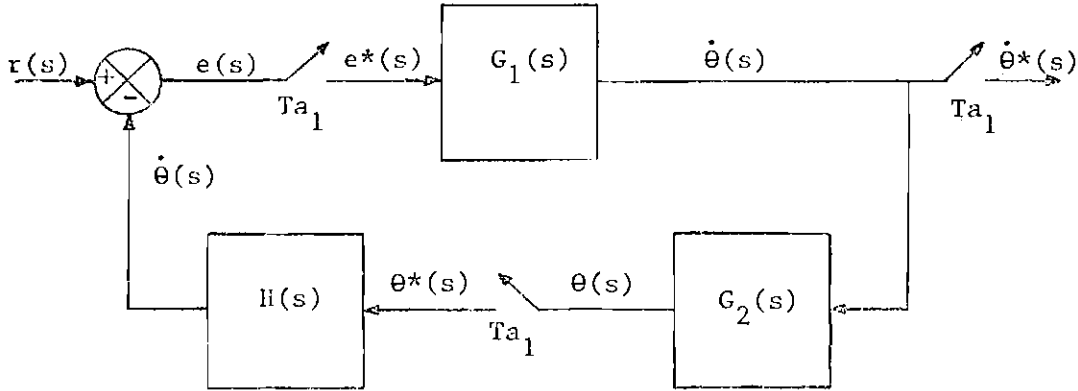


Fig. 4.9 - Diagrama de blocos da malha de controle.

A função de transferência pulsada do sistema em malha fechada é obtida com base nesse diagrama de blocos, no qual se têm:

$$\Theta(s) = G_1(s) G_2(s) e^*(s) , \quad (4.21)$$

$$e(s) = r(s) - H(s) \Theta^*(s) , \quad (4.22)$$

que, reescritas, tornam-se:

$$\Theta^*(s) = G_1 G_2^*(s) e^*(s) , \quad (4.21a)$$

$$e^*(s) = r^*(s) - H^*(s) \Theta^*(s) . \quad (4.22a)$$

Portanto:

$$e^*(s) = r^*(s) - H^*(s) G_1 G_2^*(s) e^*(s) , \quad (4.23)$$

que, rearranjada, torna-se:

$$e^*(s) = \frac{r^*(s)}{1 + H^*(s) G_1 G_2^*(s)} . \quad (4.23a)$$

Como:

$$\dot{\theta}(s) = G_1(s) e^*(s) , \quad (4.24)$$

que equivale a:

$$\dot{\theta}^*(s) = G_1^*(s) e^*(s) , \quad (4.24a)$$

então, juntamente com a Equação 4.23a:

$$\dot{\theta}^*(s) = \frac{G_1^*(s) r^*(s)}{1 + H^*(s) G_1 G_2^*(s)} , \quad (4.25)$$

que, na forma da transformada Z, converte-se em:

$$\frac{\dot{\theta}(z)}{r(z)} = \frac{G_1(z)}{1 + H(z) G_1 G_2(z)} \quad (4.26)$$

As funções de transferência $G_1(z)$, $G_1 G_2(z)$ e $H(z)$ são obtidas a partir das suas equivalentes em transformada de Laplace ou das equações de diferenças dos elementos que operam de forma discreta.

4.3.6.1 - ANÁLISE DA MALHA COM CONTROLADOR PROPORCIONAL-INTEGRAL

A função $G_1(z)$ engloba o segurador de ordem zero, o controlador PI, o ganho do circuito MLP, o motor e sua carga. Assim:

$$G_1(s) = K_C \frac{1 - e^{-T a_1 s}}{s} K_p \left(1 + \frac{1}{T_I s} \right) \cdot \frac{E}{U_{\max}} \cdot \frac{K_T}{(R_M + R_S)} \frac{\frac{a/C}{s + a}}{1 + \frac{a/C}{s+a} \left(\frac{K_T K_B}{R_M + R_S} + F_1 \right)} \quad (4.27)$$

Fazendo:

$$K_1 = \frac{K_C K_P K_T E}{(R_M + R_S) U_{\max}}, \quad (4.28)$$

$$K_2 = \frac{K_T K_B}{(R_M + R_S)} + F_1, \quad (4.29)$$

a Equação 4.27 transforma-se em:

$$G_1(s) = \frac{1 - e^{-T a_1 s}}{s} \cdot \frac{1}{s} \left(s + \frac{1}{T_I} \right) \cdot K_1 \frac{a/C}{s + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)}. \quad (4.30)$$

Assim:

$$G_1(z) = \frac{a}{C} K_1 \frac{(z - 1)}{z} Z \left\{ \frac{(s + 1/T_I)}{s^2 [s + a(\frac{K_2}{C} + 1)]} \right\}. \quad (4.31)$$

A expressão entre chaves pode ser expandida em frações parciais, (D'Azzo e Houpis, 1978), resultando em:

$$\frac{s + 1/T_I}{s^2 [s + a(\frac{K_2}{C} + 1)]} = \frac{A_{12}}{s^2} + \frac{A_{11}}{s} + \frac{A_2}{s + a(\frac{K_2}{C} + 1)},$$

onde:

$$A_{12} = \frac{1/T_I}{a(\frac{K_2}{C} + 1)}, \quad (4.32)$$

$$A_{11} = \frac{a(\frac{K_2}{C} + 1) - 1/T_I}{[a(\frac{K_2}{C} + 1)]^2}, \quad (4.33)$$

$$A_2 = \frac{1/T_I - a(\frac{K_2}{C} + 1)}{[a(\frac{K_2}{C} + 1)]^2} \quad (4.34)$$

Dessa maneira a função $G_1(z)$ pode ser obtida por meio de uma tabela que relaciona transformadas de Laplace com transformadas Z. (Franklin and Powell, 1981).

$$Z \left\{ \frac{A_{12}}{s^2} + \frac{A_{11}}{s} + \frac{A_2}{s + a(\frac{K_2}{C} + 1)} \right\} = \frac{A_{12} T a_1 z}{(z-1)^2} + \frac{A_{11} z}{(z-1)} + \frac{A_2 z}{[z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)T a_1}]} \quad (4.35)$$

Finalmente:

$$G_1(z) = \frac{a K_1}{C} \cdot \frac{(z-1)}{z} \left\{ \frac{A_{12} T a_1 z}{(z-1)^2} + \frac{A_{11} z}{(z-1)} + \frac{A_2 z}{[z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1) T a_1}]} \right\} =$$

$$= \frac{a K_1}{C} \cdot \frac{[z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)T a_1}]}{(z-1)} \frac{[A_{12} T a_1 + (z-1)A_{11}] + A_2 (z-1)^2}{[z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1) T a_1}]} \quad (4.36)$$

A função $G_1 G_2(z)$ engloba, além dos elementos contidos em $G_1(z)$, o integrador que precede o tacômetro. Assim:

$$G_1(s) \cdot G_2(s) = \frac{1 - e^{-T a_1 s}}{s} \cdot \frac{1}{s^2} \cdot (s + \frac{1}{T_I}) K_1 \frac{a/C}{s + a(\frac{K_2}{C} + 1)} \quad (4.37)$$

e a sua transformada Z torna-se:

$$G_1 G_2(z) = \frac{a}{c} K_1 \frac{(z-1)}{z} z \left\{ \frac{(s + 1/T_I)}{s^3 [s + a(\frac{K_2}{c} + 1)]} \right\} . \quad (4.38)$$

A expansão em frações parciais é feita de forma semelhante à anterior:

$$\frac{(s + 1/T_I)}{s^3 [s + a(\frac{K_2}{c} + 1)]} = \frac{B_{13}}{s^3} + \frac{B_{12}}{s^2} + \frac{B_{11}}{s} + \frac{B_2}{s + a(\frac{K_2}{c} + 1)} ,$$

onde:

$$B_{13} = \frac{1/T_I}{a(\frac{K_2}{c} + 1)} , \quad (4.39)$$

$$B_{12} = \frac{a(\frac{K_2}{c} + 1) - 1/T_I}{[a(\frac{K_2}{c} + 1)]^2} , \quad (4.40)$$

$$B_{11} = \frac{[1/T_I - a(\frac{K_2}{c} + 1)]}{[a(\frac{K_2}{c} + 1)]^3} , \quad (4.41)$$

$$B_2 = \frac{[a(\frac{K_2}{c} + 1) - 1/T_I]}{[a(\frac{K_2}{c} + 1)]^3} . \quad (4.42)$$

Assim:

$$z \left\{ \frac{B_{13}}{s^3} + \frac{B_{12}}{s^2} + \frac{B_{11}}{s} + \frac{B_2}{s + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} \right\} = \frac{B_{13} T_{a_1}^2 z(z+1)}{2(z-1)^3} + \frac{B_{12} T_{a_1} z}{(z-1)^2} +$$

$$+ \frac{B_{11} z}{(z-1)} + \frac{B_2 z}{[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}}]} \quad (4.43)$$

Finalmente:

$$G_1 G_2(z) = \frac{a K_1}{C} \cdot \frac{(z-1)}{z} \left\{ \frac{B_{13} T_{a_1}^2 z(z+1)}{2(z-1)^3} + \frac{B_{12} T_{a_1} z}{(z-1)^2} + \frac{B_{11} z}{(z-1)} + \right.$$

$$\left. + \frac{B_2 z}{[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}}]} \right\} =$$

$$= \frac{a K_1}{C} \cdot \frac{[B_{13} T_{a_1}^2 (z+1) + 2B_{12} T_{a_1} (z-1) + 2B_{11} (z-1)^2] + 2B_2 (z-1)^3}{2(z-1)^2 [z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}}]} \quad (4.44)$$

A função de transferência $H(z)$ é obtida a partir da equação de diferenças do tacômetro (Equação 4.20). Dessa forma:

$$\dot{\theta}(z) = \frac{\theta(z) - z^{-1}\theta(z)}{T_{a_1}} ;$$

logo:

$$H(z) = \frac{\hat{\theta}(z)}{\theta(z)} = \frac{z - 1}{T_{a1} z} \quad (4.45)$$

De posse das funções de transferência, pode-se determinar o ponto de operação e verificar a estabilidade.

A determinação do ponto de operação requer, neste caso, o estabelecimento das constantes K_p e T_I , pois o tempo de discretização foi fixado, por razões de projeto do tacômetro, em 1/18s.

A amplificação do sinal de erro ocorre em duas etapas. Na primeira a saída do conversor D/A passa pelo controlador PI; na segunda há o ganho do circuito MLP. O sinal de saída do conversor D/A (vide Figuras 4.1 e 4.8) é condicionado entre $\pm 10V$ e a saída do circuito MLP é de pulsos de amplitude igual a $\pm 19V$.

As constantes K_p e T_I foram estabelecidas para fazer com que o amortecimento relativo estivesse situado o mais próximo possível de 0,7. Os valores implementados são $K_p = 9,97$ e $T_I = 1,54s$ (vide Capítulo 5), o que corresponde a um amortecimento relativo igual a 0,68.

Uma das formas de verificar o desempenho do controle é através dos erros ao degrau e à rampa em regime permanente. Para tanto, a função de transferência do erro é obtida com base no diagrama de blocos da Figura 4.9 e vale:

$$e^*(s) = r(s) - H(s) O^*(s) \quad (4.46)$$

que, passada para as formas da transformada de Laplace pulsada e da transformada Z, resultam respectivamente em:

$$e^*(s) = \frac{r^*(s)}{1 + G_1 G_2^*(s) H^*(s)} \quad (4.47)$$

e

$$e(z) = \frac{r(z)}{1 + G_1 G_2(z) H(z)} \quad (4.48)$$

Com a Equação 4.48 pode-se mostrar que o erro ao degrau é nulo e que o erro à rampa é constante, transcorrido o tempo de acomodação. Fazendo $r(z)$ igual a um degrau de amplitude R e aplicando o teorema do valor final (Ogata, 1982), a Equação 4.48 transforma-se em:

$$e_{ss}^* = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) e(z) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{(z-1) \frac{R z}{(z-1)}}{1 + G_1 G_2(z) H(z)},$$

que equivale a:

$$e_{ss}^* = \frac{R}{1 + \lim_{z \rightarrow 1} \frac{B_{13} T_{a1} a K_1}{(z-1) C}} = 0.$$

Para o caso de $r(z)$ igual a uma rampa o erro torna-se:

$$e_{ss}^* = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) e(z) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{(z-1) \cdot \frac{R T_{a1} z}{(z-1)^2}}{1 + G_1 G_2(z) H(z)},$$

que equivale a:

$$e_{ss}^* = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{R T_{a1}}{(z-1) + \frac{a K_1 B_{13} T_{a1}}{C}} = \frac{R C}{a K_1 B_{13}} \triangleq \frac{R}{K_V}.$$

Com o auxílio da Equação 4.39 é estabelecida uma relação entre a constante de erro de velocidade (K_V) e o tempo integral (T_I):

$$K_V = \frac{K_1}{C T_I \left(\frac{K_2}{C} + 1 \right)} \quad (4.49)$$

O valor de T_I está sempre sujeito a dois vínculos. O seu aumento causa dificuldades para implementação na forma de um circuito analógico. A sua diminuição pode comprometer a estabilidade e o desempenho do sistema.

Para que seja verificada a estabilidade do sistema, a função de transferência em malha fechada para o controlador PI deve ser escrita, o que pode ser feito com o auxílio das Equações 4.26, 4.36 e 4.44, e resulta em:

$$\frac{\dot{\theta}(z)}{r(z)} = \frac{\frac{a K_1}{C} \cdot \frac{\left[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \right] \left[A_{12} T_{a_1} + A_{11}(z-1) \right] + A_2(z-1)^2}{(z-1) \left[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \right]}}{1 + \frac{a K_1}{2 C T_{a_1}} \cdot \frac{b_1 z^2 + b_2 z + b_3}{z(z-1) \left[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \right]}} \quad (4.50)$$

onde:

$$b_1 = B_{13} T_{a_1}^2 + 2B_{12} T_{a_1} - 4B_{11} - 2B_{11} e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} - 6B_2 \quad (4.51)$$

$$b_2 = B_{13} T_{a_1}^2 - 2B_{12} T_{a_1} + 2B_{11} + 6B_2 - (B_{13} T_{a_1}^2 + 2B_{12} T_{a_1} - 4B_{11}) e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \quad (4.52)$$

$$b_3 = - (B_{13} T_{a_1}^2 - 2B_{12} T_{a_1} + 2B_{11}) e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} - 2B_2 \quad (4.53)$$

A estabilidade pode ser verificada por meio do teste de estabilidade de Jury (Kuo, 1980), que é aplicado à equação característica (denominador da Equação 4.50).

Fazendo:

$$b_4 = e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1} , \quad (4.54)$$

$$K = \frac{a K_1}{2 C Ta_1} , \quad (4.55)$$

a equação característica transforma-se em:

$$F(z) = z^3 + (Kb_1 - b_4 - 1)z^2 + (b_4 - Kb_2)z + Kb_3 . \quad (4.56)$$

A tabela de aplicação do teste torna-se:

| | z^0 | z^1 | z^2 | z^3 |
|---|--|---|---|--------|
| 1 | Kb_3 | $b_4 + Kb_2$ | $Kb_1 - b_4 - 1$ | 1 |
| 2 | 1 | $Kb_1 - b_4 - 1$ | $b_4 + Kb_2$ | Kb_3 |
| 3 | $\begin{vmatrix} Kb_3 & 1 \\ 1 & Kb_3 \end{vmatrix}$ | $\begin{vmatrix} Kb_3 & Kb_1 - b_4 - 1 \\ 1 & b_4 + Kb_2 \end{vmatrix}$ | $\begin{vmatrix} Kb_3 & b_4 + Kb_2 \\ 1 & Kb_1 - b_4 - 1 \end{vmatrix}$ | |

A estabilidade será garantida se forem satisfeitas as seguintes desigualdades:

$$F(1) > 0 , \quad (4.57)$$

$$F(-1) < 0 , \quad (4.58)$$

$$|Kb_3| < 1 , \quad (4.59)$$

$$|K^2 b_3^2 - 1| > |Kb_3(Kb_1 - b_4 - 1) - b_4 - Kb_2| . \quad (4.60)$$

Os valores numéricos utilizados estão na Tabela 4.1.

As Desigualdades 4,57 e 4.58 são satisfeitas para qualquer K_p maior que zero. A Desigualdade 4.59 exige $K_p < 317,65$ e a análise

da Desigualdade 4.60 exige $K_p < 306,22$. A Condição 4.60 é a mais forte e é satisfeita com o K_p escolhido (9,97).

As raízes da equação característica são as seguintes:

$$z_1 = 0,034 ;$$

$$z_2 = 0,966 + i 0,035 .$$

TABELA 4.1

VALORES NUMÉRICOS

| | |
|---|--|
| $I_R = 9,87 \times 10^{-3} \text{ Kgm}^2$ | (1) Valor (estimado) é função da montagem feita sobre a mesa de mancal a ar. |
| $I_M = 5 \text{ Kgm}^2$ (1) | |
| $C = 4,984 \times 10^{-5} \text{ Nm/rad/s}$ (2) | (2) Valor levantado experimentalmente (Capítulo 5). |
| $R_M = 13,7 \Omega$ (3) | (3) Valor levantado experimentalmente. |
| $R_S = 2 \Omega$ (3) | |
| $T_{a1} = 1/18 \text{ s}$ (4) | (4) Período de amostragem do tacômetro e do comparador. |
| $E = 19 \text{ V}$ (5) | |
| $U_{\text{máx}} = 10 \text{ V}$ | (5) Amplitude do sinal do circuito MLP com alimentação igual a 20V. |
| $K_p = 9,97$ | |
| $T_I = 1,54 \text{ s}$ | |
| $K_T = 5,01 \times 10^{-2} \text{ Nm/A}$ | |
| $K_B = 5,01 \times 10^{-2} \text{ V/rad/s}$ | |
| $F_1 = 3,248 \times 10^{-5} \text{ Nm/rad/s}$ | |
| $K_C = 1,865 \times 10^{-1} \text{ V/rad/s}$ | |

O lugar das raízes pode agora ser traçado. Os pólos em malha aberta valem 0;1 e 0,999 e os zeros valem 0,964 e -1,011. O lugar das raízes está na Figura 4.10, onde também é apresentado o ponto de operação para $K_p = 9,97$ e $T_I = 1,54s$. A constante K_v pode ser avaliada através da Equação 4.49, ficando igual a 30,23.

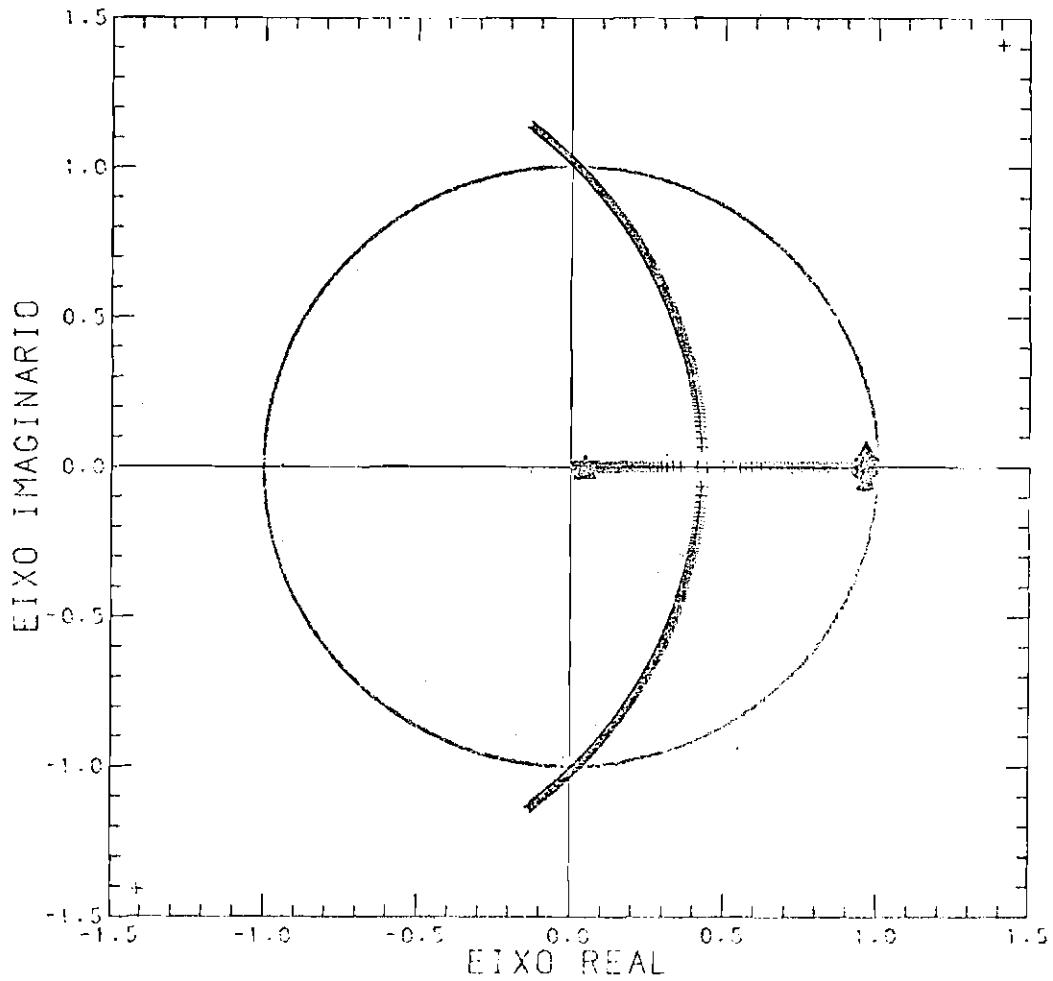


Fig. 4.10 - Lugar das raízes com controlador PI e K_p que varia de 1 a 400.

4.3.6.2 - ANÁLISE DA MALHA COM CONTROLADOR PROPORCIONAL

Para o caso do sistema com controlador proporcional, a função $G_1(s)$ reduz-se a:

$$G_1(s) = \frac{1 - e^{-Ta_1 s}}{s} \cdot K_1 \cdot \frac{a/C}{s + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} ; \quad (4.61)$$

assim:

$$G_1(z) = \frac{K_1 a}{C} \cdot \frac{(z-1)}{z} \cdot z \left\{ \frac{a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)}{s \left[s + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right) \right]} \right\} \frac{1}{a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} . \quad (4.62)$$

A transformada em questão é encontrada em tabelas (Franklin and Powell, 1981) e reduz-se à seguinte forma:

$$G_1(z) = \frac{K_1}{C} \cdot \frac{\left[1 - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1} \right]}{\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} \cdot \frac{1}{\left[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1} \right]} . \quad (4.63)$$

A função $G_1(s) G_2(s)$, que também engloba o integrador, converte-se em:

$$G_1(s) G_2(s) = \frac{1 - e^{-Ta_1 s}}{s} \cdot K_1 \cdot \frac{1}{s} \cdot \frac{a/C}{s + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} ; \quad (4.64)$$

dessa forma:

$$G_1 G_2(z) = \frac{K_1 a}{C} \cdot \frac{(z-1)}{z} \cdot z \left\{ \frac{a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)}{s^2 \left[s + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right) \right]} \right\} \frac{1}{a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} , \quad (4.65)$$

que equivale a:

$$G_1 G_2(z) = \frac{K_1}{aC\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)^2} \cdot \frac{\left[a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1} z^{-1} + e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \right] z + \left\{ 1 - \left[1 + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1} \right] e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \right\}}{(z-1) \left[z - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)T_{a_1}} \right]} \quad (4.66)$$

O erro do sistema ao degrau é avaliado por meio da Equação 4.48 e reduz-se a:

$$e_{ss}^* = \lim_{z \rightarrow 1} (z-1) e(z) = \lim_{z \rightarrow 1} \frac{(z-1) \cdot \frac{Rz}{(z-1)}}{1 + G_1 G_2(z) H(z)},$$

que equivale a:

$$e_{ss}^* = \frac{R}{1 + \frac{K_1}{C\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)}} \stackrel{\Delta}{=} \frac{R}{1 + K_0}.$$

Dessa forma a constante de erro ao degrau pode ser calculada em função do ganho do controle proporcional.

$$K_0 = \frac{K_1}{C\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)}. \quad (4.67)$$

O valor de K_0 para $K_p = 9,97$ é $46,55$, que corresponde a um desajuste de $2,10\%$ da magnitude R do degrau.

A função de transferência em malha fechada é escrita com o auxílio das Equações 4.26, 4.63 e 4.66:

$$\frac{\hat{\theta}(z)}{r(z)} = \frac{\frac{K_1}{C} \cdot \frac{[1 - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1}]}{(\frac{K_2}{C} + 1)} \cdot 1}{1 + \frac{K_1}{aC(\frac{K_2}{C} + 1)^2 Ta_1} \cdot \frac{[a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1 - 1 + e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1}]}{z} \cdot \frac{[z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1}]}{z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1}}} \cdot \left\{ 1 - \frac{[1 + a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1] e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1}}{z - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1}} \right\} \quad (4.68)$$

A estabilidade pode ser verificada por meio do teste de estabilidade de Jury (Kuo, 1980).

Fazendô:

$$b_5 = a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1 + e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1} - 1, \quad (4.69)$$

$$b_6 = 1 - \left[1 + a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1 \right] e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)Ta_1}, \quad (4.70)$$

$$K' = \frac{K_1}{aC\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)^2 Ta_1}, \quad (4.71)$$

a equação característica transforma-se em:

$$F'(z) = z^2 + (K'b_5 - b_4)z + K'b_6 \quad (4.72)$$

Para que o sistema seja estável, a teste de Jury exige que sejam satisfeitas as seguintes desigualdades:

$$F'(1) > 0, \quad (4.73)$$

$$F'(-1) > 0, \quad (4.74)$$

$$|K'b_6| < 1. \quad (4.75)$$

A Desigualdade 4.73 é satisfeita para qualquer $K_p > 0$. A Desigualdade 4.74 exige que:

$$K'(b_6 - b_5) + (1 + b_4) > 0, \quad (4.76)$$

que equivale a:

$$K' < \frac{1 + b_4}{b_5 - b_6}, \quad (4.77)$$

que leva a $K_p < 1,37 \times 10^6$. A Desigualdade 4.75 exige $K' < 1/b_6$, que equivale a $K_p < 314,67$. Como se tem $K_p = 9,97$, a Condição 4.75 está satisfeita.

O valor adotado para K_p leva às seguintes raízes da equação característica:

$$Z_1 = 0,933 ;$$

$$Z_2 = 0,034 .$$

Os polos em malha aberta valem 0 e 0,999 e o zero é igual a - 0,999. A Figura 4.11 traz o lugar das raízes juntamente com o ponto de operação correspondente a $K_p = 9,97$.

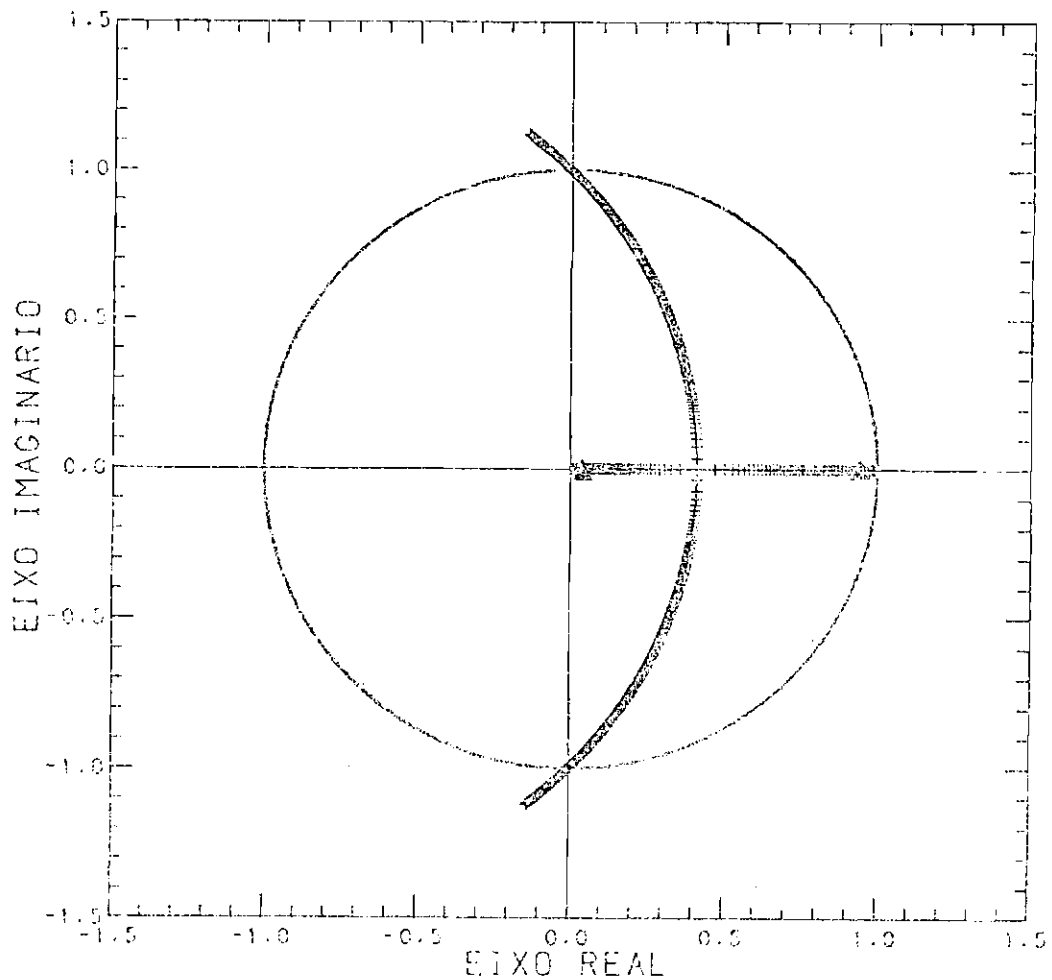


Fig. 4.11 - Lugar das raízes com controlador P e K_p que varia de 1 a 400.

4.4 - SIMULAÇÃO DE MANOBRAS

A simulação tem por finalidade verificar o comportamento no tempo do sistema completo com os controladores proporcional-integral e proporcional dotados de saturação e com o controlador proporcional-integral sem saturação.

A malha de controle é constituída por elementos que operam tanto na forma contínua quanto na forma discreta no tempo. A simulação reproduz cada uma dessas partes.

A parte contínua da malha inicia-se no controlador e prolonga-se até o integrador que antecede o tacômetro (vide Figura 4.8). Dado o fato de que a sua entrada é contínua por intervalos, a melhor maneira de fazer a simulação é por meio da sua matriz de transição escrita para o sistema discreto com variáveis de estado físicas. Este método de enfrenta-se com o problema do integrador do controlador PI, que não permite que as equações de estado sejam convenientemente escritas com variáveis de estado físicas. Este problema é contornado por meio da substituição do controlador por uma equação de diferenças que reproduz o seu comportamento na caso contínuo. A Figura 4.12 traz a parte contínua a ser simulada.

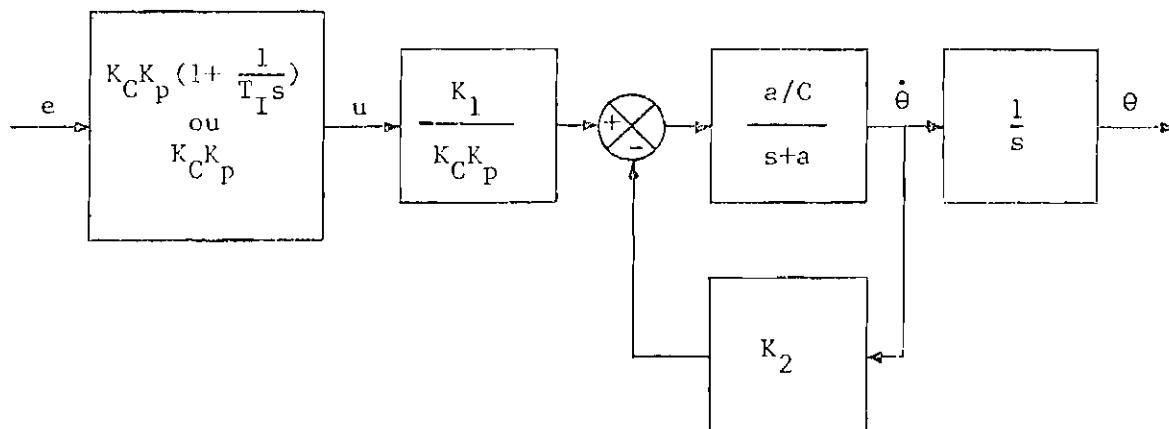


Fig. 4.12 - Parte contínua da malha de controle.

Considerando as funções de transferência que vão de u a θ (Figura 4.12), as seguintes equações são escritas:

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt} \quad , \quad (4.78)$$

$$\ddot{\Theta} = -a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right) \dot{\Theta} + \frac{K_1 a}{K_p C} \cdot u \quad (4.79)$$

Fazendo $x_1 = \Theta$ e $x_2 = \dot{\Theta}$, a equação de estado torna-se:

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & -a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \frac{K_1 a}{K_p C} \end{bmatrix} u \quad (4.80)$$

A sua simulação \bar{e} é feita com base na matriz de transição para o sistema discreto, que tem a seguinte forma:

$$X [k+1] = [\psi(Ta_1)] X(k) + [\Delta(Ta_1)] u \quad (4.81)$$

onde $X^T = [x_1, x_2]^T$,

$$[\psi(Ta_1)] = e^{ATa_1} \quad (4.82)$$

e

$$[\Delta(Ta_1)] = \left\{ \int_0^{Ta_1} e^{ATa_1} dt \right\} [B] \quad (4.83)$$

A matriz de transição para o sistema contínuo é dada por:

$$[e^{At}] = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right)} \left[1 - e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right) t} \right] \\ 0 & e^{-a\left(\frac{K_2}{C} + 1\right) t} \end{bmatrix} \quad (4.84)$$

Assim:

$$\begin{bmatrix} \psi(Ta_1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & \frac{1}{a(\frac{K_2}{C} + 1)} \begin{bmatrix} 1 - e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1} \end{bmatrix} \\ 0 & e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1} \end{bmatrix} \quad (4.85)$$

e

$$\begin{bmatrix} \Delta(Ta_1) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{K_1 a}{CK_p [a(\frac{K_2}{C} + 1)]^2} \begin{bmatrix} Ta_1 \cdot a(\frac{K_2}{C} + 1) - 1 + e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1} \end{bmatrix} \\ \frac{-K_1}{CK_p (\frac{K_2}{C} + 1)} \begin{bmatrix} e^{-a(\frac{K_2}{C} + 1)Ta_1} - 1 \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (4.86)$$

O controlador PI é simulado por meio da substituição de Tustin (Cadzow and Martens, 1970). A sua função de transferência reduz-se a:

$$\frac{u(z)}{e(z)} = K_p \begin{bmatrix} 1 + \frac{1}{\frac{T_I}{Ta_1} \frac{2(1-z^{-1})}{(1+z^{-1})}} \end{bmatrix} \quad (4.87)$$

O desenvolvimento da Equação 4.87 leva à equação de diferenças 4.88:

$$u(k) = u(k-1) + K_p \left(1 + \frac{Ta_1}{2 T_I}\right) \cdot e(k) + K_p \left(\frac{Ta_1}{2 T_I} - 1\right) \cdot e(k-1) \quad (4.88)$$

O controlador proporcional é representado pela Equação 4.89:

$$u(k) = K_p e(k) \quad (4.89)$$

O tacômetro e o comparador são substituídos por uma única equação de diferenças que calcula o sinal de erro em função do sinal de referência e da velocidade média avaliada pelo tacômetro:

$$e(k) = K_C \left[r(k) - \frac{x_1(k) - x_1(k-1)}{T a_1} \right] . \quad (4.90)$$

Quanto ao movimento angular da mesa de mancal a ar, sua posição e sua velocidade são avaliadas por meio da Equação 4.2 considerando nulas as condições iniciais. Assim:

$$\dot{\alpha} = - \frac{I_R}{I_M + I_R} \dot{\theta} , \quad (4.91)$$

$$\alpha = - \frac{I_R}{I_M + I_R} \theta . \quad (4.92)$$

A potência desenvolvida pelo motor divide-se na potência útil transferida para as inércias e nas perdas devidas aos atritos e à resistência elétrica.

O torque desenvolvido pelo motor é obtido por meio da Equação 4.6. A ele deve ser acrescida a parcela devida às perdas rotacionais no motor. Assim:

$$T = \frac{I_M I_R}{I_M + I_R} \ddot{\theta} + (C + F_1) \dot{\theta} . \quad (4.93)$$

A corrente que passa pelo motor vale T/K_T . Dessa maneira a potência total desenvolvida pelo motor vale:

$$P = R_M \left\{ \frac{1}{K_T} \left[\frac{I_M I_R}{(I_M + I_R)} \ddot{\theta} + (C + F_1) \dot{\theta} \right]^2 + (C + F_1) \dot{\theta}^2 + \frac{I_M I_R}{(I_M + I_R)} \dot{\theta} \ddot{\theta} \right\}. \quad (4.94)$$

Além do degrau, o programa permite a execução da manobra de acordo com o perfil mostrado na Figura 4.13.

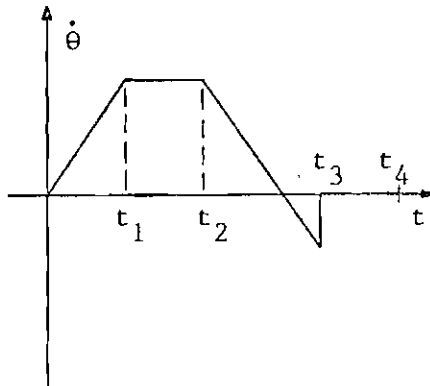


Fig. 4.13 - Perfil de velocidades utilizado na simulação.

O programa de simulação permite que se varie o ganho proporcional, tempo integral, a frequência de discretização, o coeficiente angular das rampas e os instantes t_1, t_2, t_3 e t_4 do perfil de velocidades. Ele calcula a posição e a velocidade tanto da roda quanto da mesa de mancal a ar ao longo da manobra. Também são calculadas as potências média e instantânea desenvolvidas pela motor.

Como exemplo, as figuras a seguir trazem os resultados da simulação feita com os dados constantes do relatório de manobra apresentado na Tabela 4.2.

A Figura 4.14 traz a velocidade angular relativa da roda quando comandada pelo controlador PI dotado desaturação. A influência da saturação pode ser observada no momento da aplicação do degrau (70s). A Figura 4.15 apresenta a potência desenvolvida. A posição e a velocidade angulares da mesa de mancal a ar estão nas Figuras 4.16 e 4.17.

TABELA 4.2

RELATÓRIO DE MANOBRA

RELATÓRIO DE MANOBRA (CONT. PI E SATURAÇÃO)

GANHO PROPORCIONAL (KP) = 9.970E+00

TEMPO INTEGRAL (TI) = 1.5400 S

PERÍODO DE DISCRETIZAÇÃO (TA1) = 0.056 S

FREQUÊNCIA DE DISCRETIZAÇÃO (FT) = 18.00 HERTZ

COEFICIENTE ANGULAR (MU) = 25.00 RPM/S

T1 = 20.00 S

T2 = 35.00 S

T3 = 70.00 S

T4 = 100.00 S

ÂNGULO DESCRITO PELA MESA (ALFA) = -162.64 GRAUS

POTÊNCIA MÉDIA = 4.29 WATTS

A Figura 4.18 traz a velocidade angular relativa da roda que utiliza o controlador proporcional dotado de saturação. É fácil observar o desajuste apresentado em relação ao degrau e o erro crescente em relação à rampa.

A Figura 4.19 apresenta a velocidade angular da roda com o controlador PI sem a saturação. É possível notar com maior clareza a ultrapassagem e as oscilações provocadas pelas raízes da equação característica com partes imaginárias. Trata-se de uma solução inexecutável na prática devido à potência demandada.

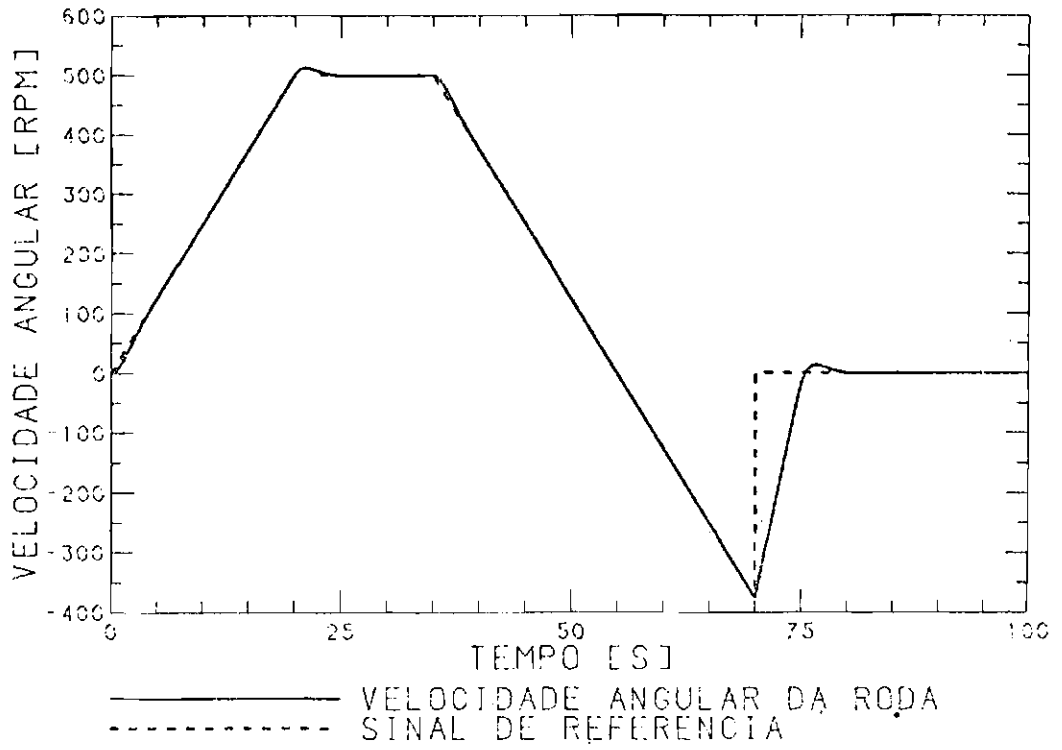


Fig. 4.14 - Velocidade angular relativa da roda comandada pelo controlador PI com saturação.

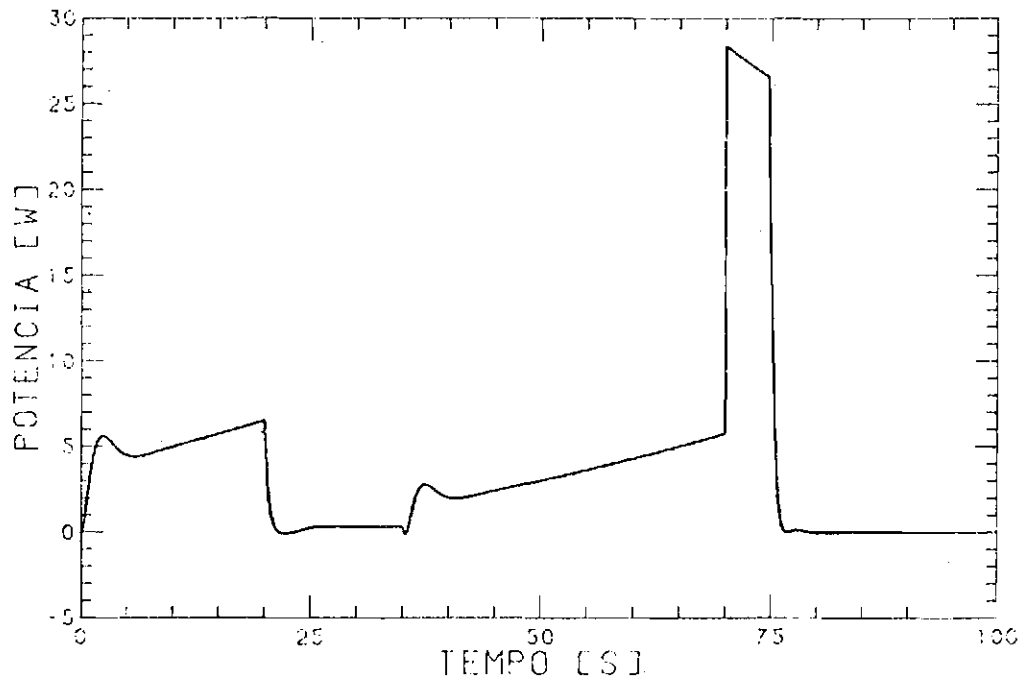


Fig. 4.15 - Potência desenvolvida pelo motor.

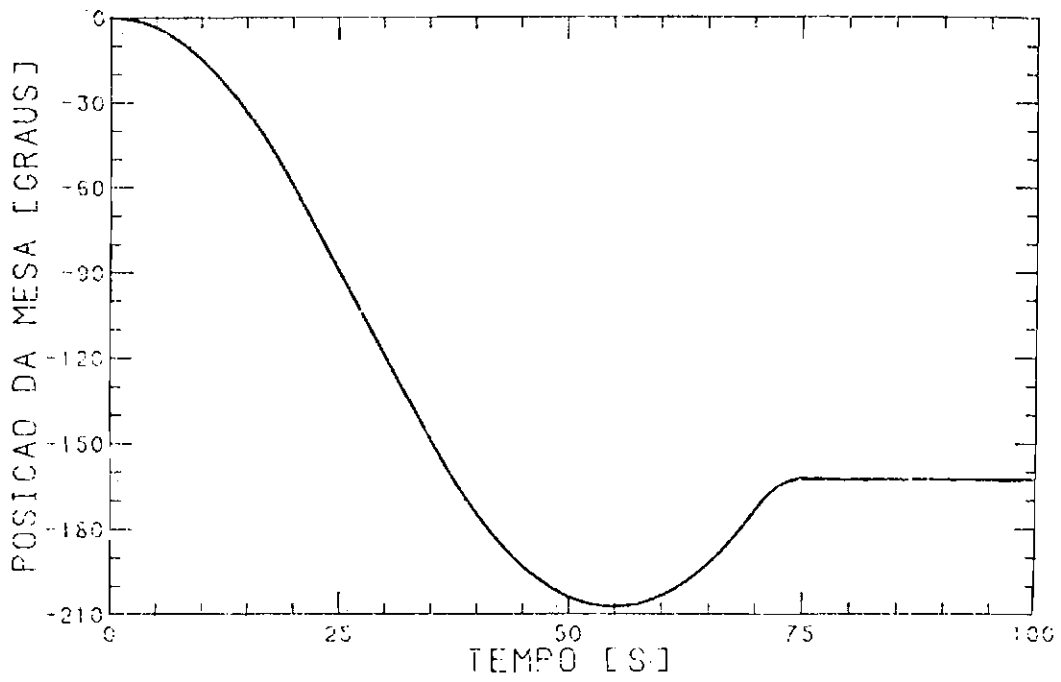


Fig. 4.16 - Posição angular da mesa de mancal a ar.

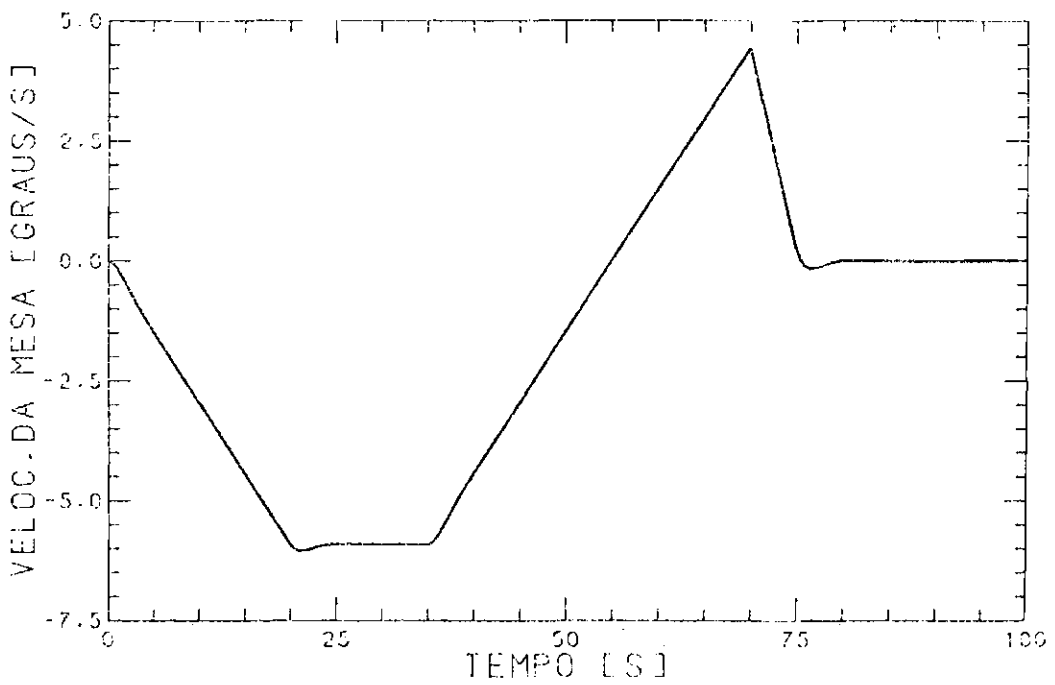


Fig. 4.17 - Velocidade angular da mesa de mancal a ar.

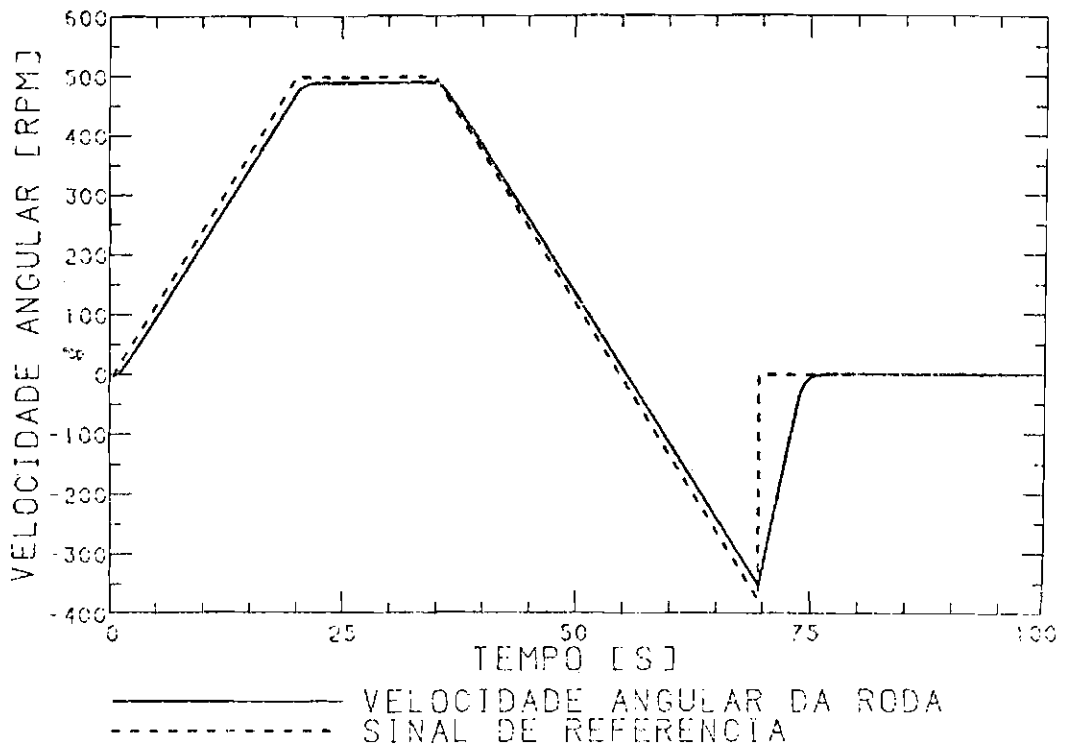


Fig. 4.18 - Velocidade angular relativa da roda comandada pelo controlador P com saturação.

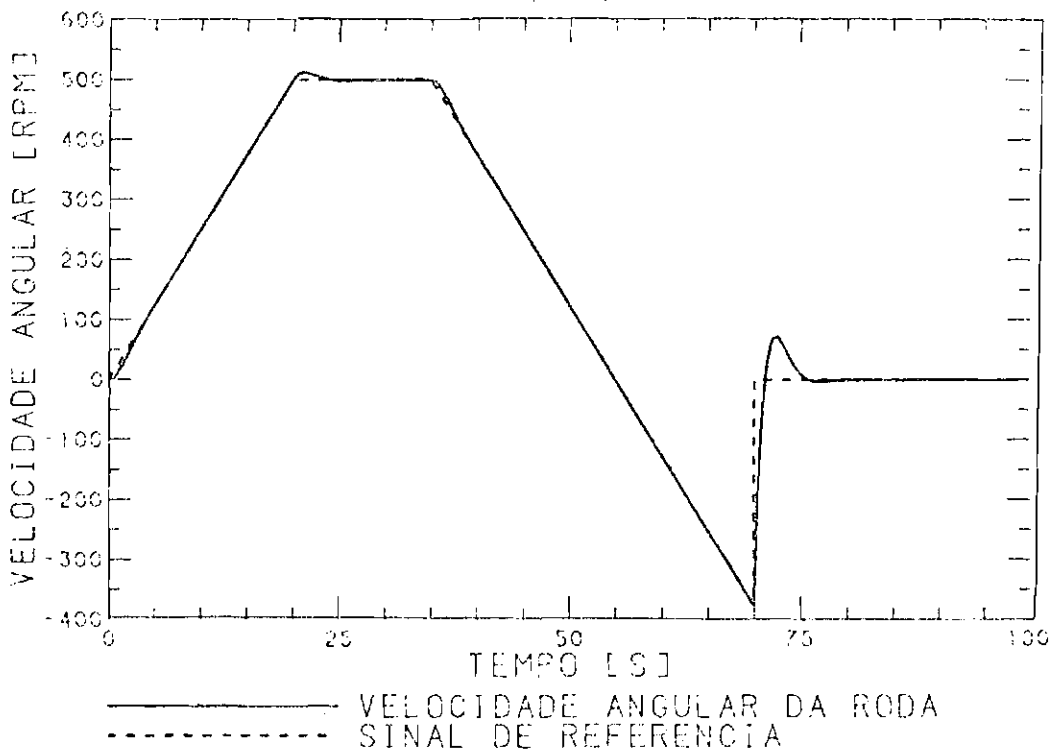


Fig. 4.19 - Velocidade angular relativa da roda comandada pelo controlador PI sem saturação.

A Figura 4.20 apresenta a resposta a um degrau com amplitude de 2.000 rpm do sistema com controlador PI. O longo tempo requerido para a aceleração deve-se às saturações existentes na malha.

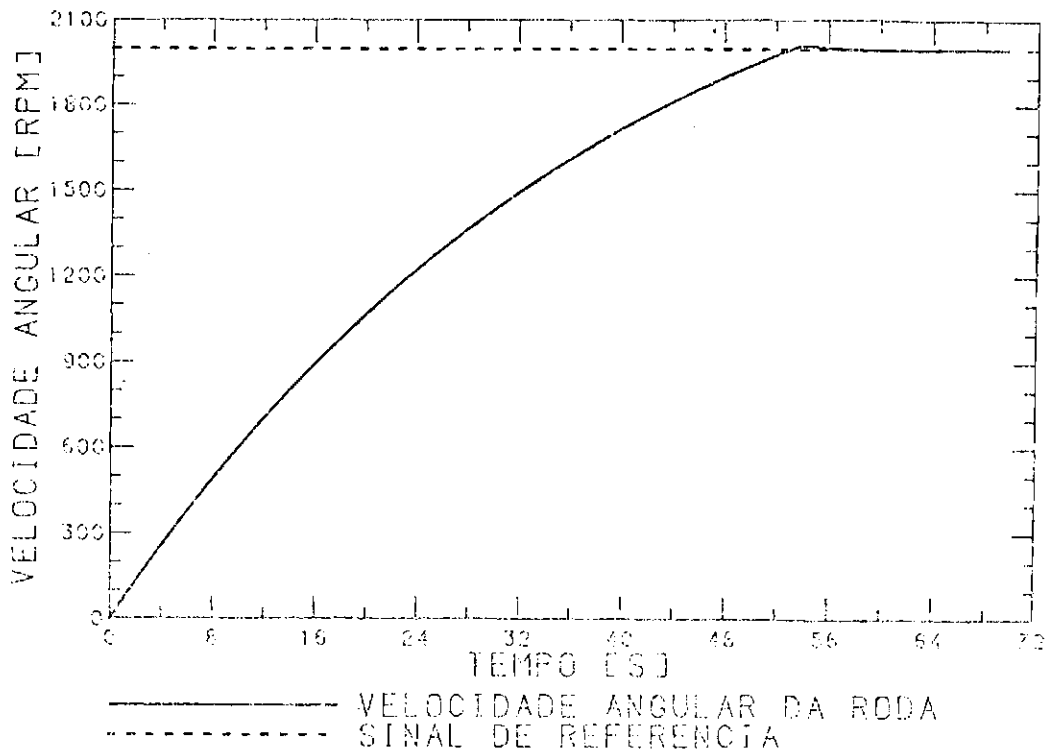


Fig. 4.20 - Resposta ao degrau de 2.000 rpm do sistema com controlador PI.

4.4.1 - SIMULAÇÃO DE MANOBRAS COM A INCLUSÃO DOS TORQUES DE ATRITO SECO E DE ADERÊNCIA

Na fase de desenvolvimento de um sistema de controle da atitude, os ensaios em mesas servoassistidas, as simulações digitais e os ensaios estáticos em malha fechada necessitam de modelos computacionais que simulem o funcionamento dos elementos que integram a SCA. Entre esses modelos encontra-se o da roda de reação.

O modelo que simula a roda de reação deve incluir o maior número possível de fatores que perturbam a funcionamento desse atuador. Entre esses fatores estão os torques de atrito seco e de aderência.

O modelo adotado neste trabalho é uma simplificação do que ocorre na realidade. Ele supõe que o torque de atrito seco conserva o seu valor constante até a imobilização da roda e que o torque de aderência só existe com a roda completamente parada. A transição existente entre esses dois torques de atrito é desconsiderada. A Figura 4.21 apresenta um gráfico do modelo adotado, juntamente com a descrição de um modelo mais aproximado da realidade (modelo real). A implementação desse "modelo real" exige, de um lado, o desenvolvimento de experimentos que permitam caracterizar essa transição e, de outro, o aprimoramento do procedimento computacional utilizado para realizar a simulação.

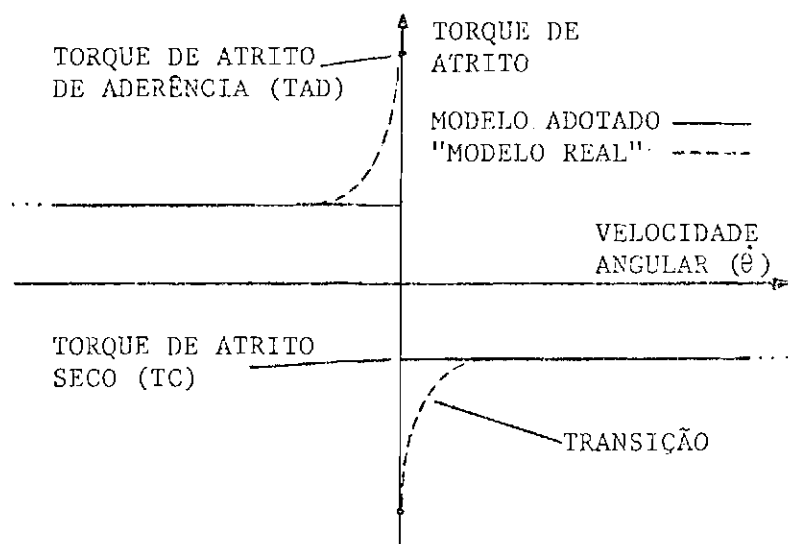


Fig. 4.21 - Modelos adotado e "real" dos torques de atrito seco e de aderência.

O modelo matemático adotado é o seguinte:

$$\begin{aligned} \dot{\theta} > 0 &\Rightarrow \text{Torque de atrito seco} = - TC , \\ \dot{\theta} = 0 &\Rightarrow \text{Torque de atrito de aderência} = \pm TAD , \\ \dot{\theta} < 0 &\Rightarrow \text{Torque de atrito seco} = + TC . \end{aligned} \tag{4.95}$$

O programa desenvolvido é uma adaptação do programa descrito na Seção 4.4. O procedimento de execução da manobra passo a passo é conservado e as adaptações realizadas incluem, em cada um dos intervalos, os efeitos dos torques perturbadores. Cada um dos intervalos de simulação é enquadrado em um caso, e cada caso envolve uma série de medidas distintas. A seguir são descritos os casos encontrados ao longo da simulação.

CASO A

No caso A a roda, que está inicialmente parada, continua imobilizada mesmo após a aplicação do controle, pois esse não produz um torque capaz de vencer o torque de atrito de aderência. A Figura 4.22 mostra a evolução da manobra ao longo do tempo.

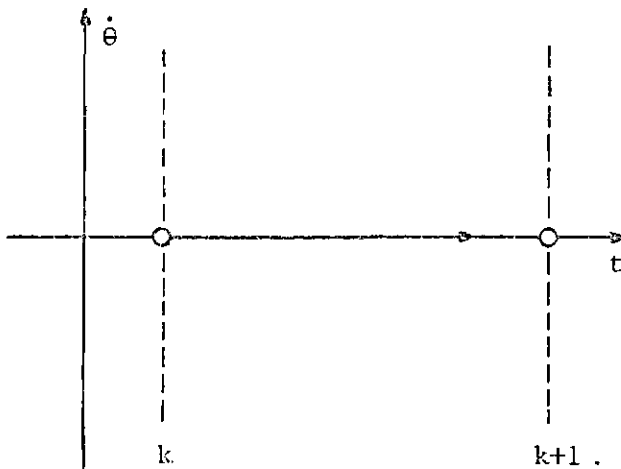


Fig. 4.22 - Caso A.

As condições que levam a esse caso e a sua consequência são as seguintes:

$$\begin{cases} \dot{\theta}(k) = 0 \\ |\text{Torque}| \leq \text{TAD} \end{cases} \Rightarrow \dot{\theta}(k+1) = 0.$$

CASO B

No caso B a roda, partindo da imobilização, é acelerada em um dos dois sentidos possíveis, pois o torque gerado supera o de aderência. A Figura 4.23 apresenta a evolução da manobra. As condições que levam a esse caso são as seguintes:

$$\begin{cases} \dot{\theta}(k) = 0 \\ \rightarrow \dot{\theta}(k+1) \neq 0 \\ |\text{Torque}| > \text{TAD} \end{cases}$$

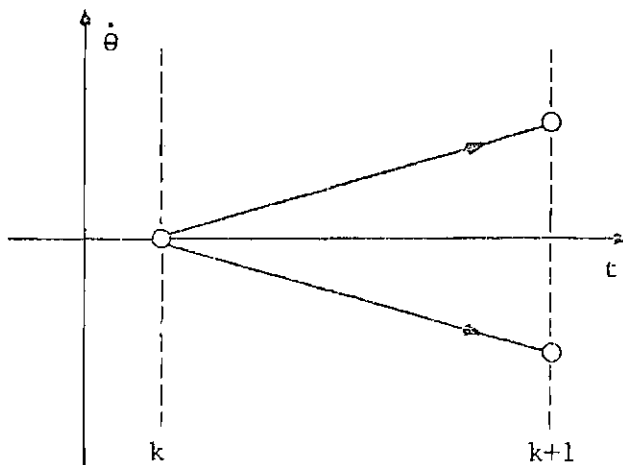


Fig. 4.23 - Caso B.

CASO C

O caso C ocorre com a roda inicialmente em movimento e submetida a um controle que a desacelera. Ele se divide em um caso básico (C) e dois particulares (C_1 e C_2) que ocorrem devido à proximidade da velocidade angular nula. A Figura 4.24 traz a evolução ao longo do tempo dos três casos.

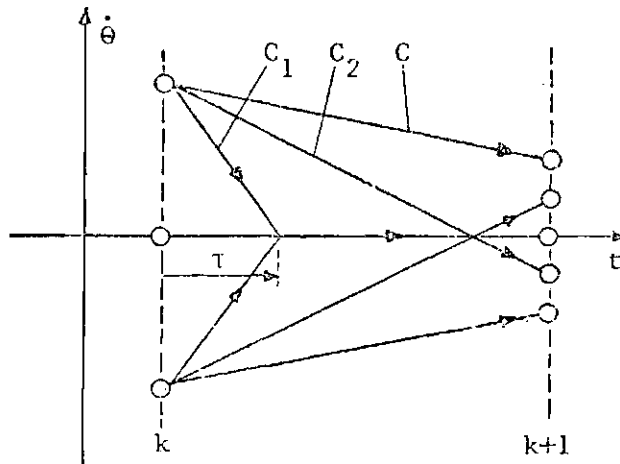


Fig. 4.24 - Casos C, C₁ e C₂.

No caso C a roda \bar{e} simplesmente desacelerada; assim, as condi \tilde{c} oes decorrentes s \tilde{a} o as seguintes:

$$\begin{cases} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ u(k) \cdot \dot{\theta}(k) < 0 \end{cases} \Rightarrow \dot{\theta}(k) \cdot \dot{\theta}(k+1) \geq 0 .$$

No caso C₁ a roda p \bar{a} ra ao longo do intervalo e n \tilde{a} o consegue partir novamente:

$$\begin{cases} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ u(k) \cdot \dot{\theta}(k) < 0 \Rightarrow \dot{\theta}(k) \cdot \dot{\theta}(k+1) = 0 \text{ com } \dot{\theta}(k+\tau) = 0 \text{ sendo } 0 < \tau < T_{a_1} . \\ |\text{Torque}| \leq TAD \end{cases}$$

No caso C₂ a roda p \bar{a} ra mas \bar{e} capaz de partir no outro sentido:

$$\begin{cases} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ u(k) \cdot \dot{\theta}(k) < 0 \Rightarrow \dot{\theta}(k) \cdot \dot{\theta}(k+1) < 0 . \\ |\text{Torque}| > TAD \end{cases}$$

CASO D

O Caso D ocorre com a roda inicialmente em movimento e submetida a um controle que tenta acelerá-la. Ele se divide em um caso básico (D) e em um particular (D_1) que ocorre devido ao baixo valor do controle e à proximidade da velocidade angular nula. A Figura 4.25 traz a evolução ao longo do tempo de ambos.

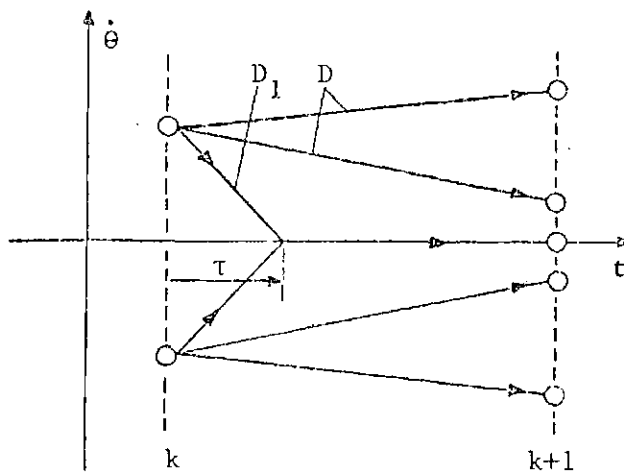


Fig. 4.25 - Casos D e D_1 .

No caso D a roda pode ser acelerada ou desacelerada, dependendo do valor do controle:

$$\begin{cases} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ u(k) \cdot \dot{\theta}(k) > 0 \end{cases} \Rightarrow \dot{\theta}(k) \cdot \dot{\theta}(k+1) \geq 0 .$$

No caso D_1 a roda desacelera e pára ao longo do intervalo, embora o controle tente acelerá-la:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ \Rightarrow \dot{\theta}(k) \cdot \dot{\theta}(k+1) = 0 \text{ com } \dot{\theta}(k+\tau) = 0 \text{ sendo } 0 < \tau < T a_1 \\ u(k) \cdot \dot{\theta}(k) > 0 \end{array} \right.$$

CASO E

O Caso E ocorre com a roda inicialmente em movimento e o controle valendo zero. No caso básico (E) a roda é apenas desacelerada; no caso particular (E₁) ela pára ao longo do intervalo, como mostrado na Figura 4.26.

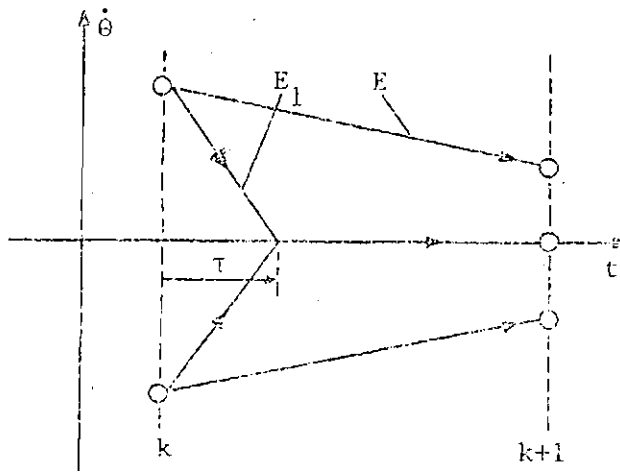


Fig. 4.26 - Casos E e E₁.

Para os casos E e E₁ as condições são, respectivamente:

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ \Rightarrow \dot{\theta}(k) \dot{\theta}(k+1) \geq 0 \\ u(k) = 0 \end{array} \right. \quad \text{e}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} \dot{\theta}(k) \neq 0 \\ \Rightarrow \dot{\theta}(k) \cdot \dot{\theta}(k+1) = 0 \text{ com } \dot{\theta}(k+\tau) = 0 \text{ sendo } 0 < \tau < T a_1 \\ u(k) = 0 \end{array} \right.$$

A Figura 4.27 apresenta o fluxograma implementado no programa de simulação que define cada um dos casos descritos.

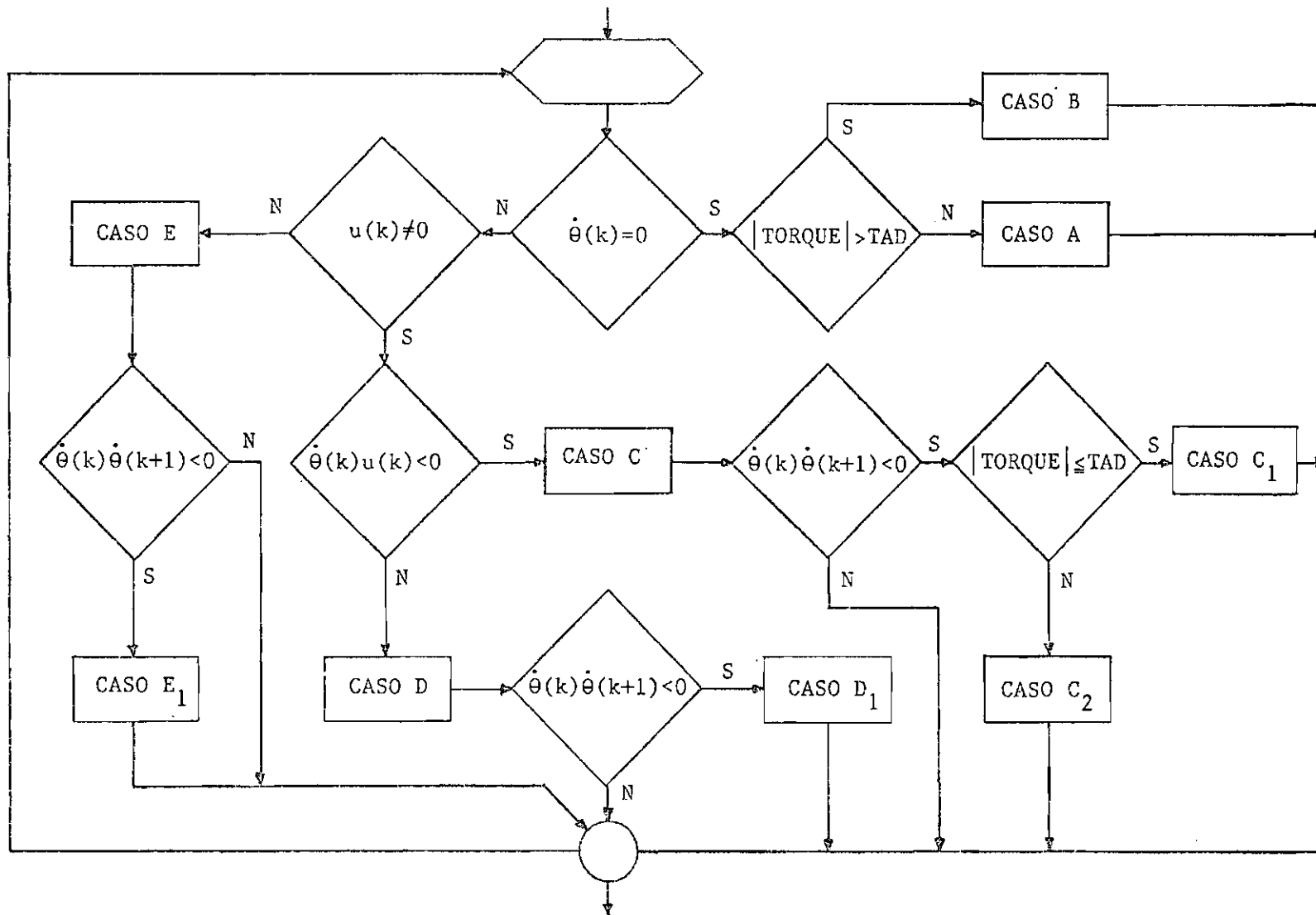


Fig. 4.27 - Fluxograma para a determinação dos casos.

A estratégia para a inclusão dos torques perturbadores $\bar{\theta}$ é estabelecida por meio da análise da Figura 4.28, que é equivalente à Figura 4.12 e mostra o ponto de inserção desses torques.

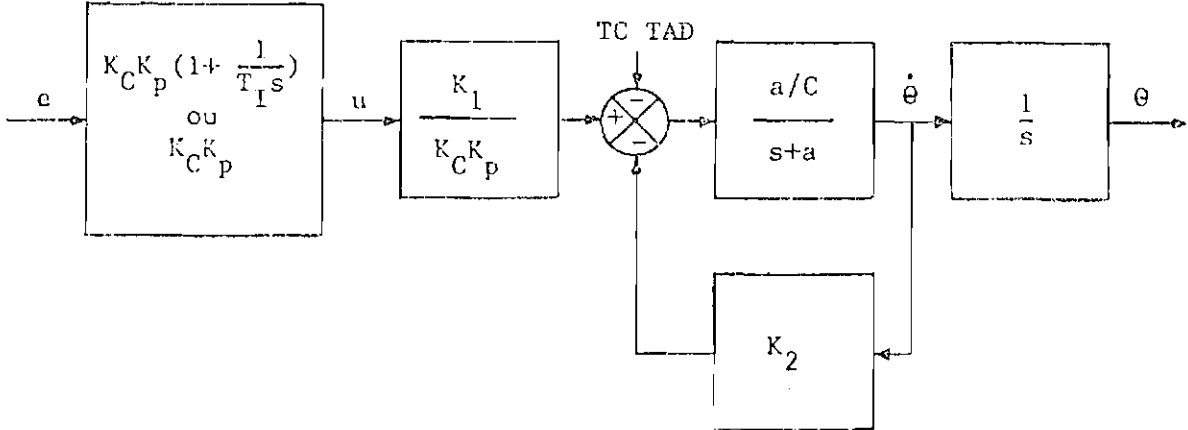


Fig. 4.28 - Entrada dos torques perturbadores.

Como no programa de simulação o controle $\bar{\theta}$ é calculado em um bloco separado do que calcula $\dot{\theta}$ e θ , foi adotada a estratégia indicada na Figura 4.29 para incluir os torques TC e TAD.

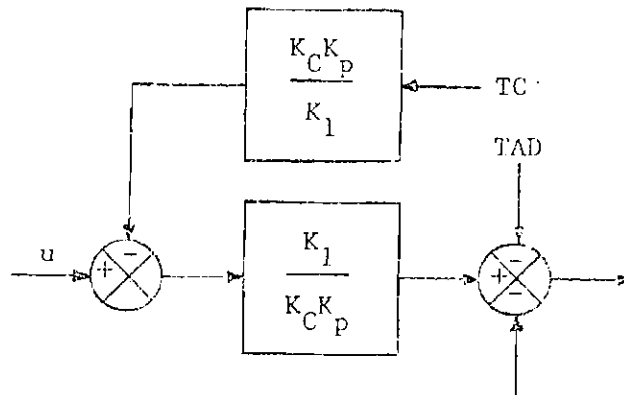


Fig. 4.29 - Entrada dos torques perturbadores no programa de simulação.

O Capítulo 5 traz exemplos de simulações feitas por esse programa, juntamente com os resultados experimentais obtidos em laboratório.

CAPÍTULO 5

TESTES DO MODELO DE RODA DE REAÇÃO

5.1 - INTRODUÇÃO

Este capítulo tem por finalidade:

- determinar as características de atrito da roda e analisar os resultados à luz daqueles disponíveis para as rodas já qualificadas e, dessa maneira, colher subsídios para o seu aperfeiçoamento;

- verificar o comportamento dinâmico da roda em face da aplicação de excitações do tipo degrau e rampa e confrontar os resultados experimentais com as simulações realizadas;

- verificar o comportamento da roda nas proximidades da rotação zero e analisar o algoritmo de simulação desenvolvido.

Os testes realizados dividem-se em dois grupos. No primeiro é feito o levantamento do coeficiente do torque de atrito viscoso (C), do torque de atrito seco (TC), do torque de atrito de aderência (TAD), do tempo integral (T_I) e do ganho proporcional (K_p). O segundo grupo verifica o comportamento do modelo por meio da aplicação de rampas e degraus.

5.2 - DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO VISCOSO E DOS TORQUES DE ATRITO SECO E DE ADERÊNCIA.

O coeficiente de atrito viscoso e o torque de atrito seco são determinados através das medidas da corrente consumida pelo motor em função da velocidade angular. Com a corrente calcula-se o torque desenvolvido pelo motor. Considerando um comportamento linear do torque em função da velocidade, é possível, por meio de uma regressão linear pelo método dos mínimos quadrados (Doebelin, 1975), avaliar o valor do coeficiente angular da reta (C) e o valor do ponto de cruzamento do eixo dos torques (TC). A Figura 5.1 mostra a montagem para a realização desse experimento.

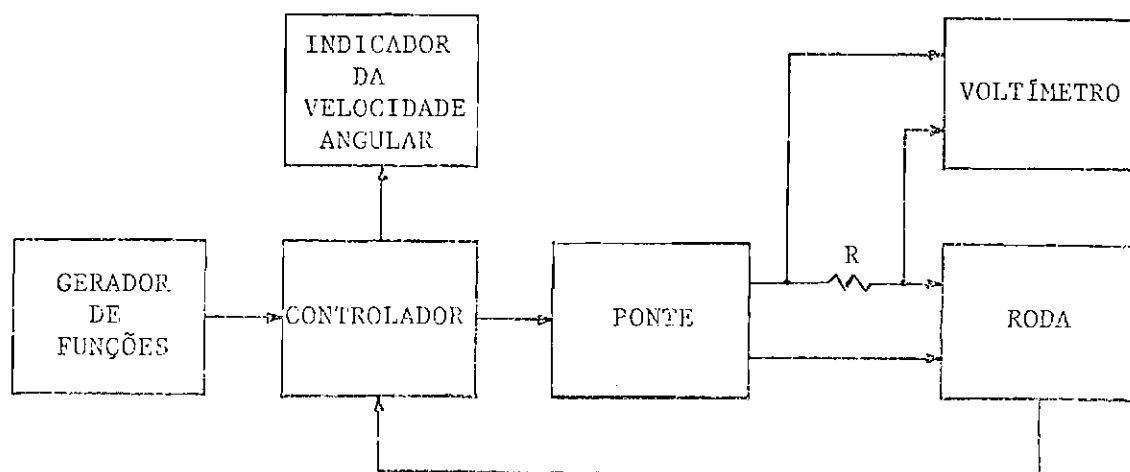


Fig. 5.1 - Experimento para a determinação de TC e C.

Neste experimento foram feitas baterias de 32 medidas em cada sentido de rotação e que totalizou 128 pontos coletados com velocidades que variam de 48 a 2030 rpm.

O torque de aderência é determinado alimentando o motor separadamente e medindo a corrente consumida no instante da partida. É utilizado um registrador XY onde é traçada a corrente em função da voltagem no motor. A Figura 5.2 apresenta a montagem utilizada.

Neste experimento foram feitas 4 medidas em cada sentido de rotação. A Figura 5.3 mostra a curva levantada em uma das medidas.

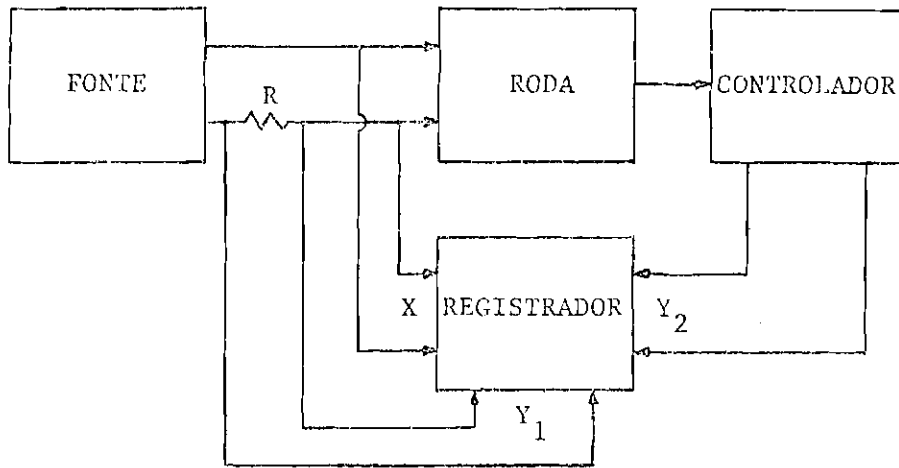


Fig. 5.2 - Experimento para a determinação de TAD.

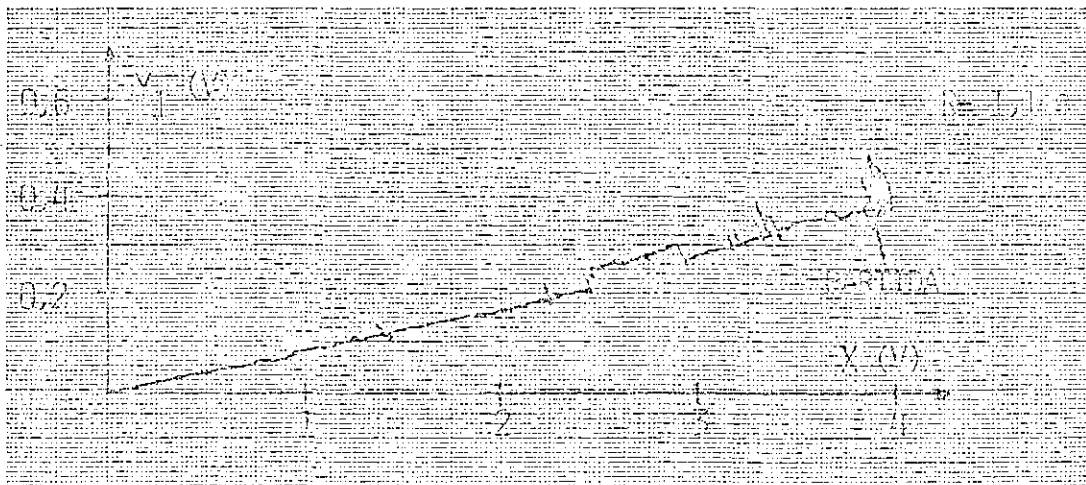


Fig. 5.3 - Curva obtida para a determinação de TAD.

Os resultados dos dois experimentos estão na Figura 5.4. Cada um dos componentes é claramente identificado e percebe-se que a hipótese de um incremento linear do torque com a velocidade é satisfatória.

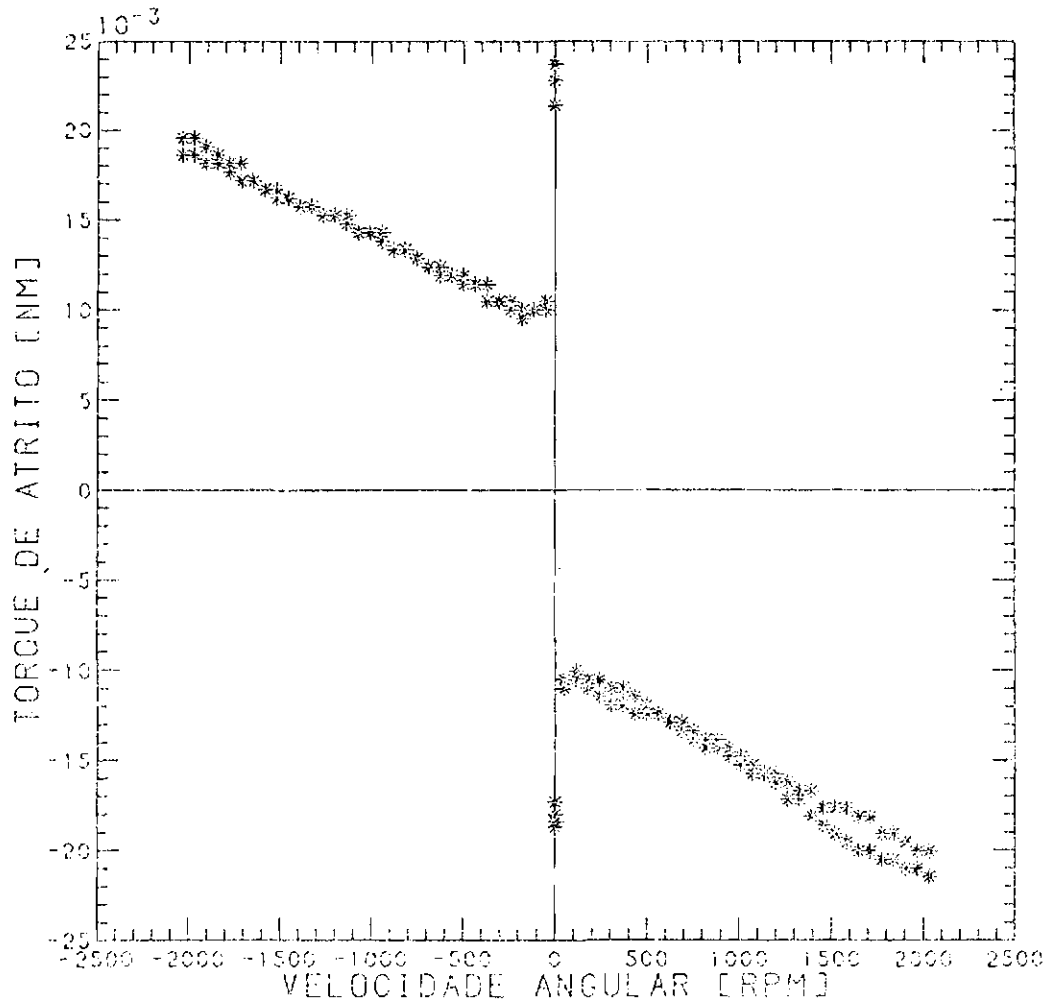


Fig. 5.4 - Resultados dos experimentos para a determinação de TAD, TC e C.

Os valores obtidos para cada um dos parâmetros pesquisados, bem como a sua imprecisão, estão listados abaixo:

- $C = 4,98 \times 10^{-5} \pm 3,18 \times 10^{-6} \text{ Nm/rad/s ;}$
- $TC = 9,42 \times 10^{-3} \pm 3,98 \times 10^{-4} \text{ Nm ;}$
- $TAD = 2,02 \times 10^{-2} \pm 7,16 \times 10^{-3} \text{ Nm .}$

As imprecisões de TC e C foram calculadas durante a interpolação e correspondem a três vezes o desvio padrão do coeficiente angular da reta (C) e do ponto de cruzamento do eixo dos torques (TC) (Doebelin, 1975). A imprecisão de TAD corresponde a três vezes o desvio padrão obtido em relação à média do torque de partida medido nos dois sentidos.

5.3 - DETERMINAÇÃO DO GANHO PROPORCIONAL E DO TEMPO INTEGRAL

O ganho proporcional e o tempo integral são avaliados aplicando um sinal de amplitude conhecida no controlador e acompanhando seu sinal de saída. A Figura 5.5 apresenta a montagem do experimento. Tanto o sinal de erro quanto o de controle são traçados em um registrador XY em função do tempo.

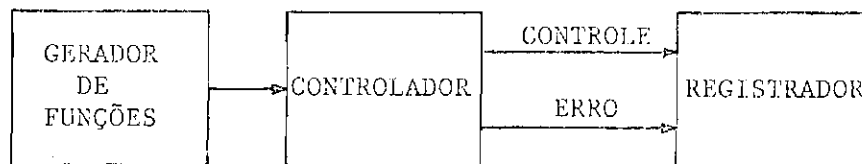


Fig. 5.5 - Experimento para a determinação de K_p e T_I .

A Figura 5.6 mostra o resultado obtido com a aplicação de um degrau de 20 rpm. Em qualquer um dos sentidos os resultados são semelhantes.

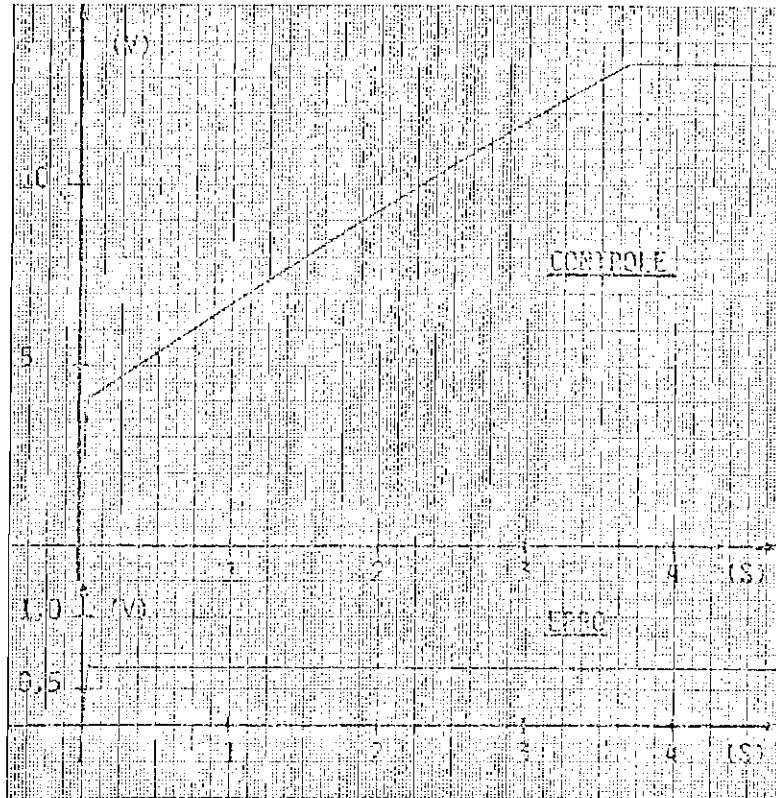


Fig. 5.6 - Resultado do experimento para a determinação de K_p e T_I .

Os valores obtidos para os parâmetros do controlador são os seguintes:

- $K_p = 9,97 \pm 0,08$;
- $T_I = 1,54 \pm 0,02$ s .

As imprecisões foram calculadas com base na precisão de registro em papel milimetrado e na precisão da sua leitura. As diversas contribuições foram ponderadas pelo método rss ("root sumsquare") (Doebelin, 1975). As imprecisões fornecidas correspondem a três vezes o desvio padrão obtido.

5.4 - EXECUÇÃO DE MANOBRAS

Esta seção tem por finalidade mostrar o comportamento real da roda em face da aplicação de rampas e degraus com os dois controladores disponíveis. Os resultados obtidos são confrontados com os simulados

em computador por meio do programa descrito na Seção 4.4, adicionado do algoritmo para os torques de atrito seco e de aderência.

Os valores numéricos relativos aos torques de atrito e aos controladores, inseridos no programa, são os determinados experimentalmente.

Os experimentos utilizaram um gerador de funções (HP 3314A) para aplicar os perfis utilizados. Este aparelho substituiu o gerador de sinais de referência. A saída do experimento são os registros dos sinais de erro e controle feitos em um registrador XY (HP 7046 B). A Figura 5.7 mostra a montagem do experimento.

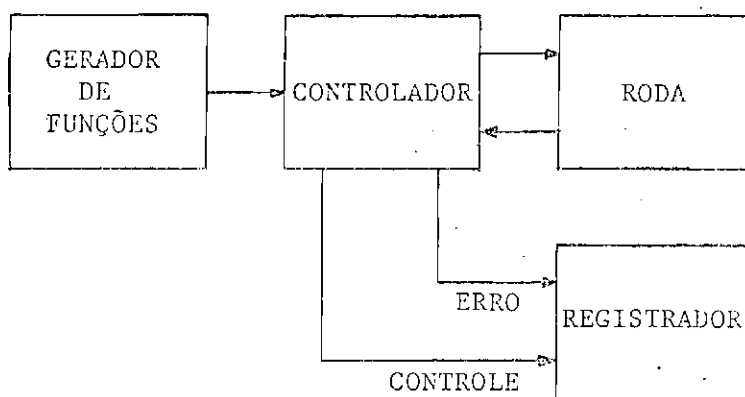


Fig. 5.7 - Experimento para a execução de manobras.

São apresentados os resultados de quatro testes. O primeiro trata de um degrau de 0 a 500 rpm, que tem por finalidade verificar se o comportamento dinâmico do sistema está de acordo com o esperado. Os outros três tentam caracterizar os problemas decorrentes das baixas velocidades, iniciando por um degrau de 500 a 0 rpm onde a imobilização é buscada rapidamente. Em seguida é aplicada uma rampa de 0 a 100 rpm em 50s para verificar os problemas apresentados pela roda no momento da partida. Finalmente é aplicada uma rampa de 100 a -100 rpm, seguida de outra de -100 a 100 rpm, cada uma em 100s. Ambas forçam a passagem por zero nos dois sentidos e permitem a verificação do comportamento da roda nos instantes que antecedem a imobilização.

A Tabela 5.1 apresenta os experimentos e lista as figuras correspondentes.

TABELA 5.1

MANOBRAS E FIGURAS CORRESPONDENTES

| MANOBRA | | CONTROLADOR | | | | | |
|-----------------|------------|-------------------------|-----------|------|------------------------|-----------|------|
| | | PROPORCIONAL - INTEGRAL | | | PROPORCIONAL | | |
| | | RESULTADO EXPERIMENTAL | SIMULAÇÃO | | RESULTADO EXPERIMENTAL | SIMULAÇÃO | |
| | | | CONTROLE | ERRO | | CONTROLE | ERRO |
| DEGRAU [RPM] | 0 → 500 | 5.8 | 5.9 | 5.10 | 5.11 | 5.12 | 5.13 |
| | 500 → 0 | 5.14 | 5.15 | 5.16 | 5.17 | 5.18 | 5.19 |
| RAMPA [RPM] | 0 → 100 | 5.20 | 5.21 | 5.22 | 5.23 | 5.24 | 5.25 |
| | 100 → -100 | 5.26 | 5.27 | 5.28 | 5.29 | 5.30 | 5.31 |
| | -100 → 100 | | | | | | |

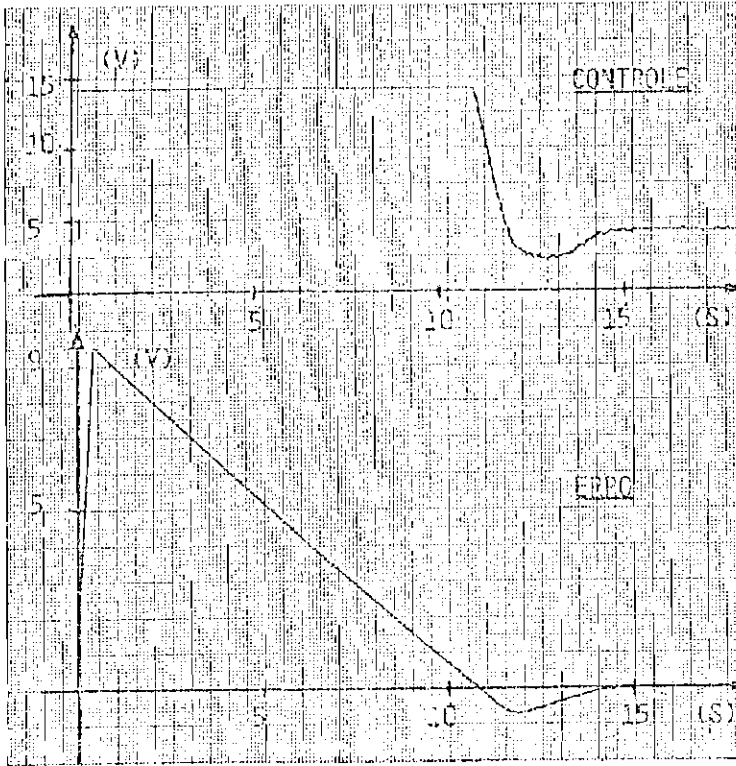


Fig. 5.8 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador PI.

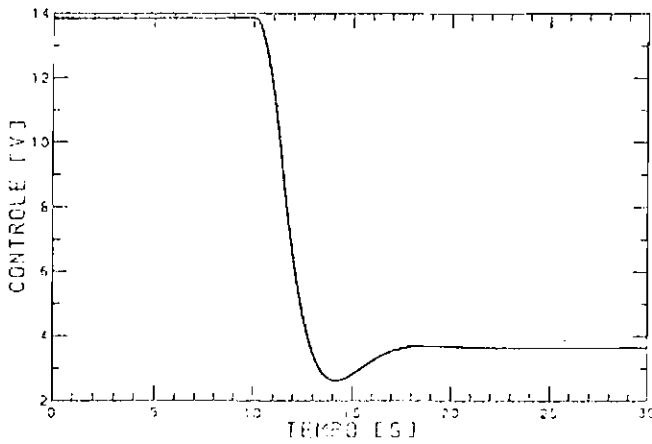


Fig. 5.9 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador PI - simulação do controle.

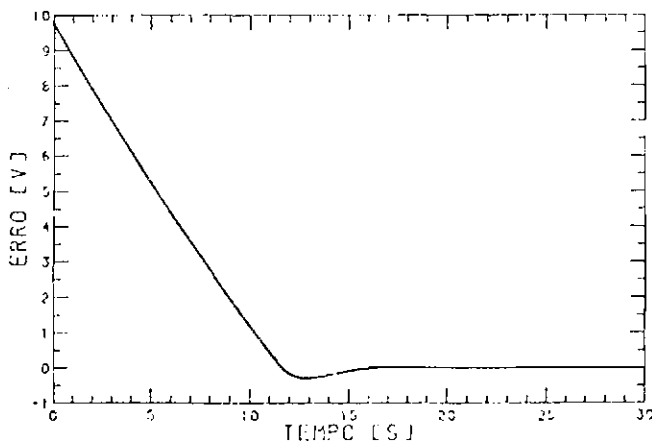


Fig. 5.10 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador PI - simulação do erro.

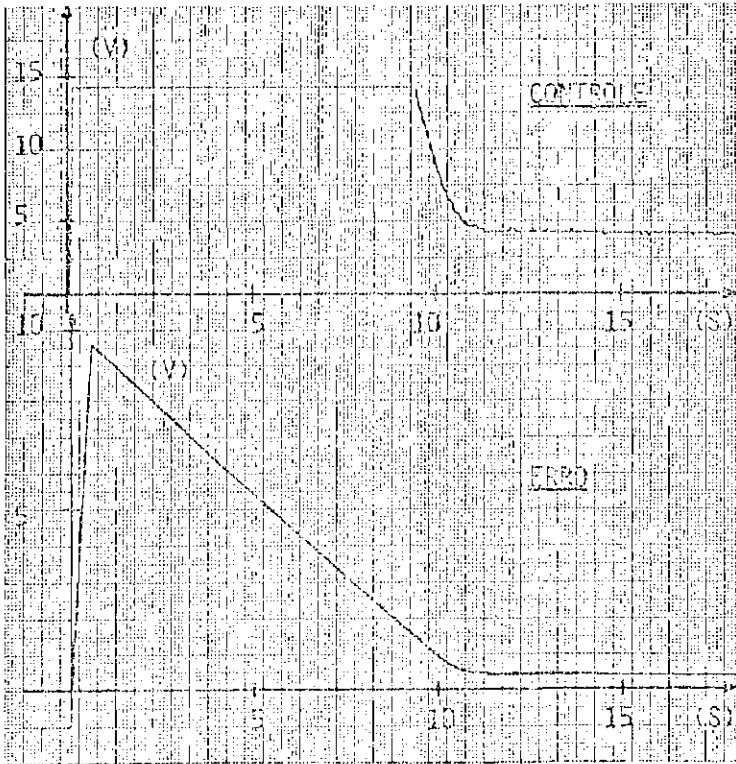


Fig. 5.11 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador P.

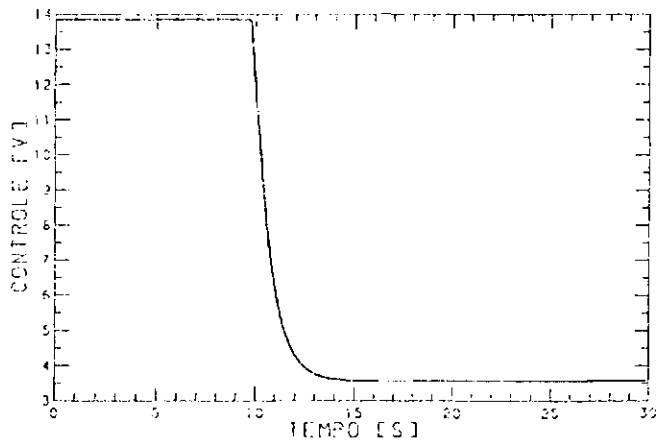


Fig. 5.12 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador P - simulação do controle.

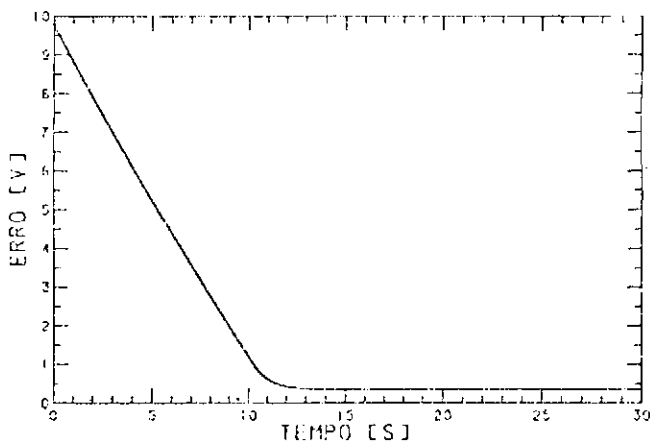


Fig. 5.13 - Degrau de 0 a 500 rpm com controlador P - simulação do erro.

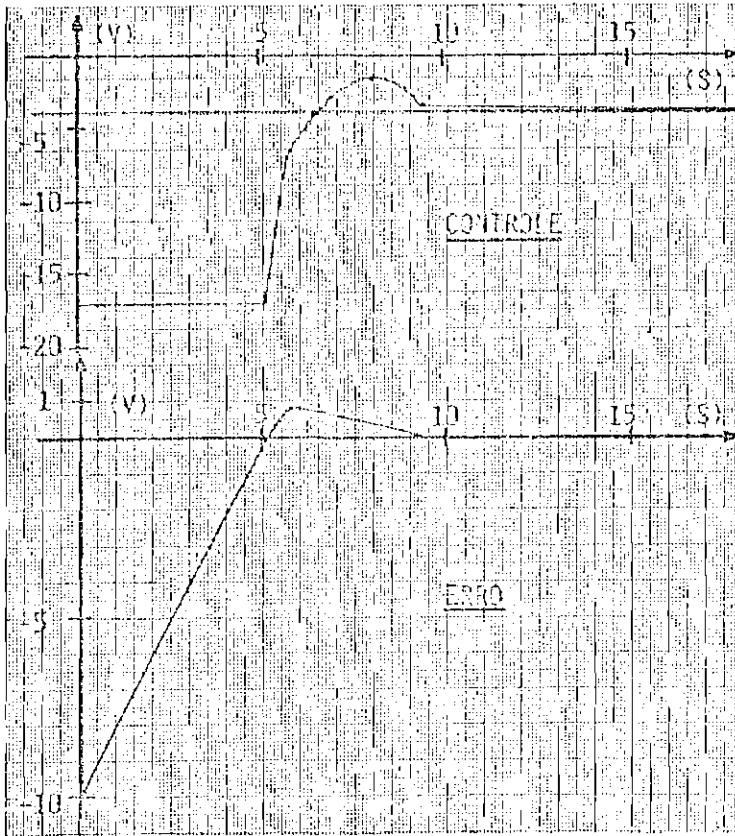


Fig. 5.14 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador PI.

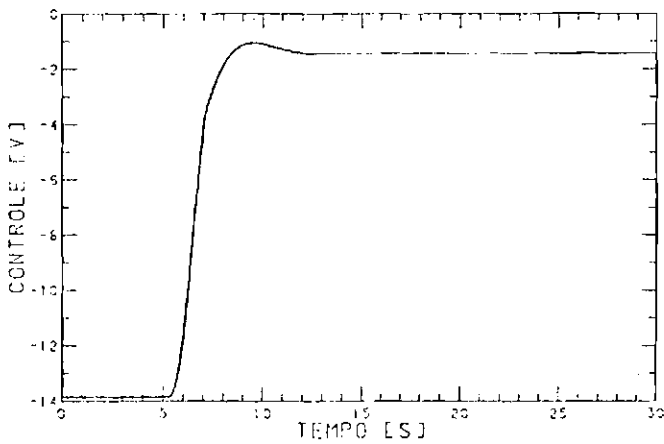


Fig. 5.15 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador PI - simulação do controle.

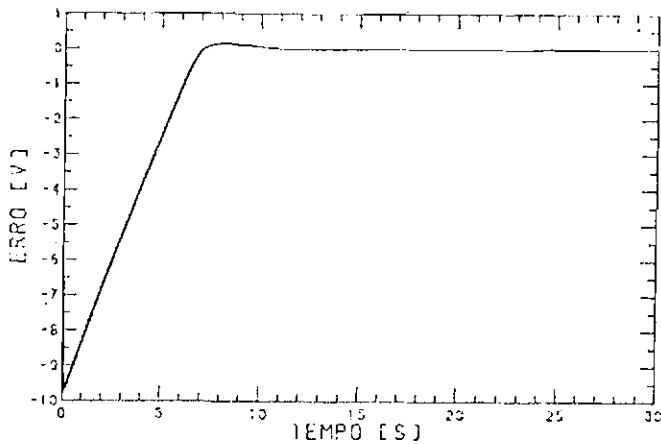


Fig. 5.16 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador PI - simulação do erro.

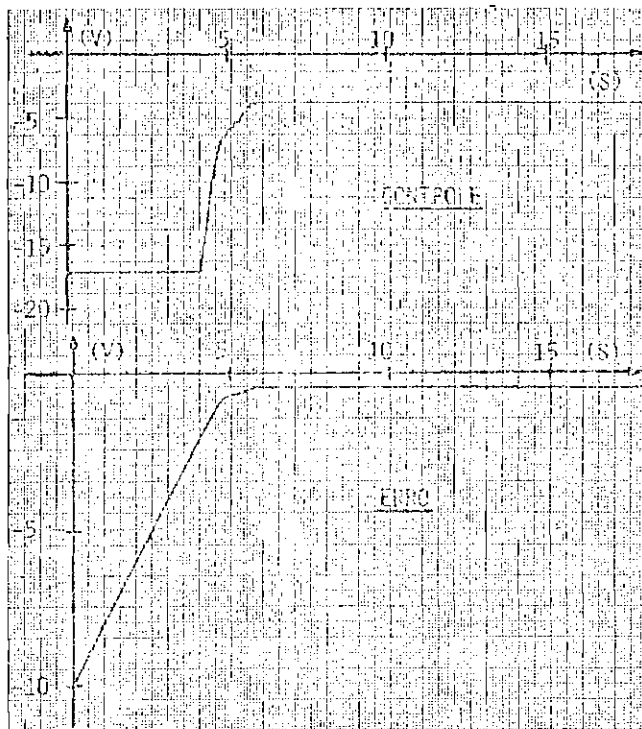


Fig. 5.17 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador P.

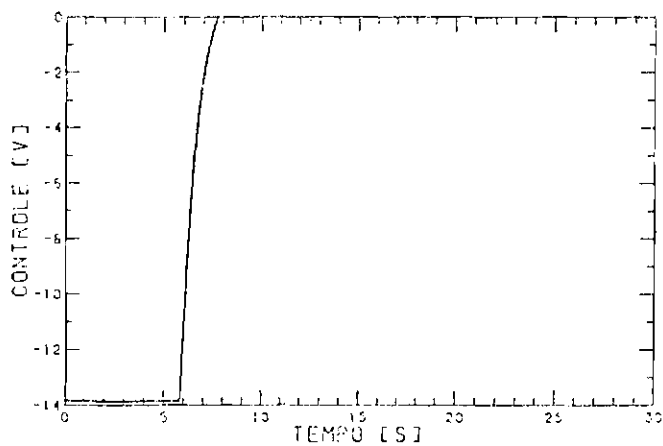


Fig. 5.18 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador P - simulação do controle.

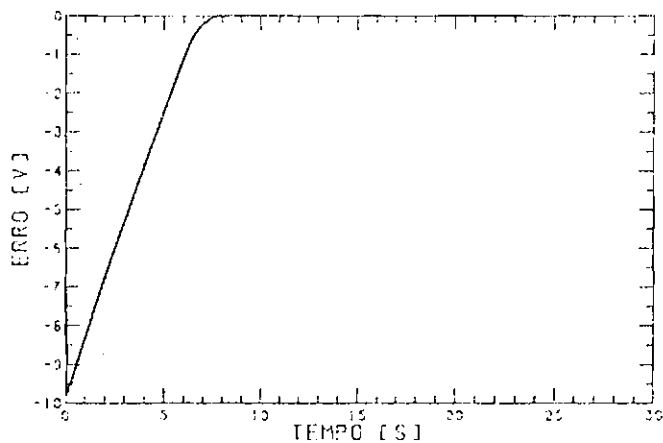


Fig. 5.19 - Degrau de 500 a 0 rpm com controlador P - simulação do erro.

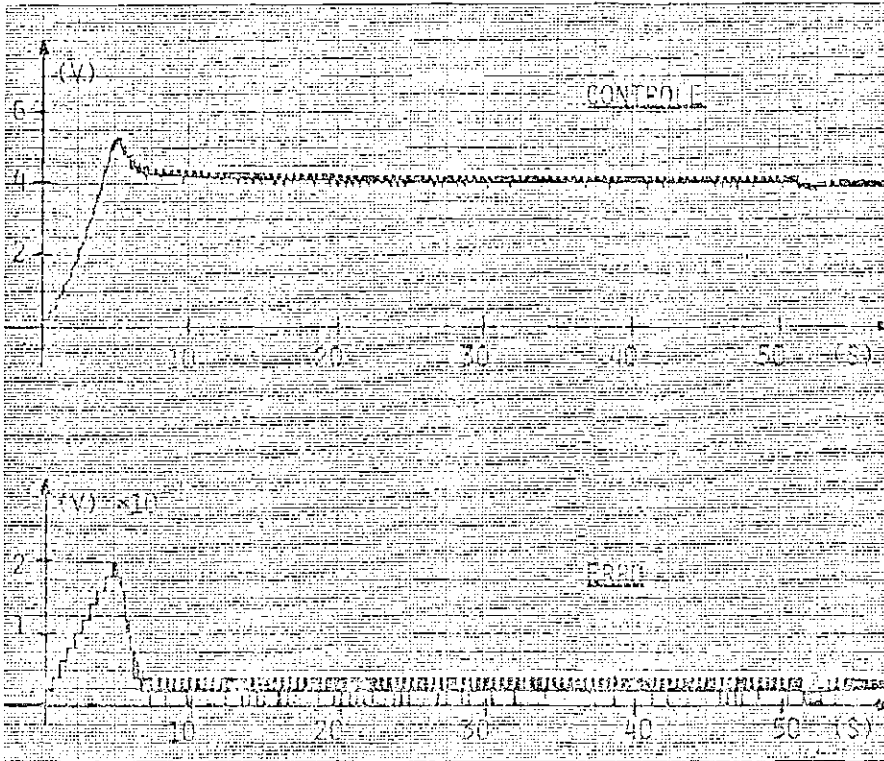


Fig. 5.20 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador PI.

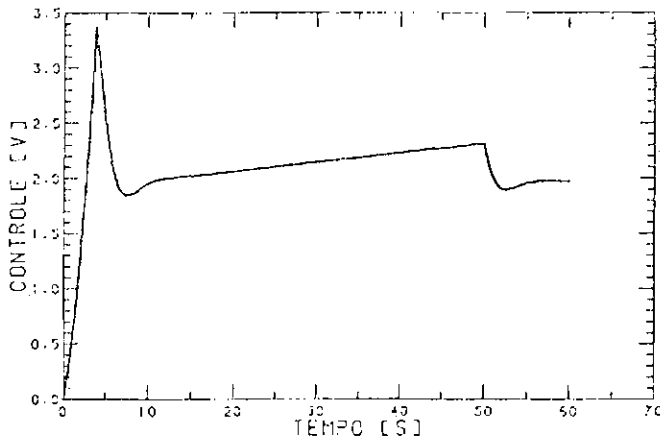


Fig. 5.21 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador PI - simulação do controle.

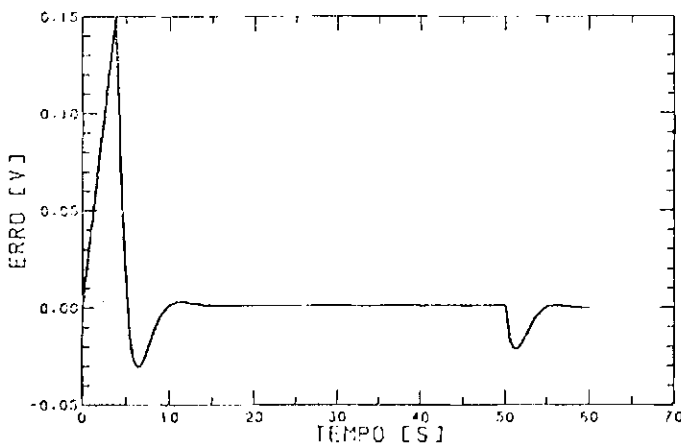


Fig. 5.22 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador PI - simulação do erro.

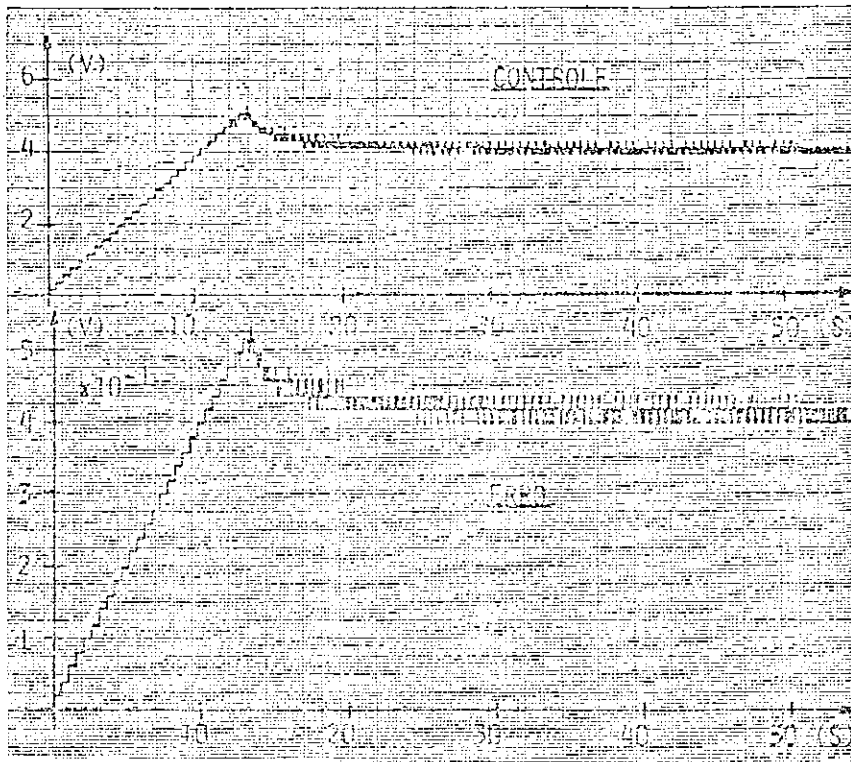


Fig. 5.23 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador P.

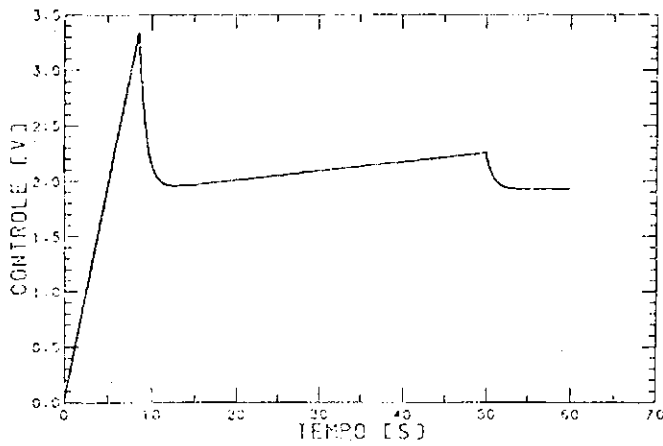


Fig. 5.24 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador P - simulação do controle.

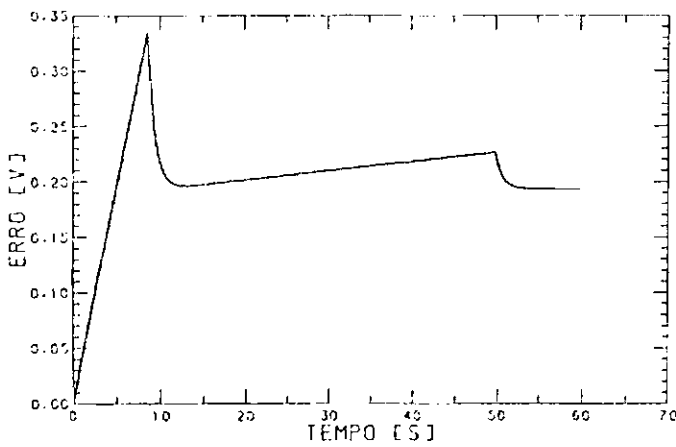


Fig. 5.25 - Rampa de 0 a 100 rpm com controlador P - simulação do erro.

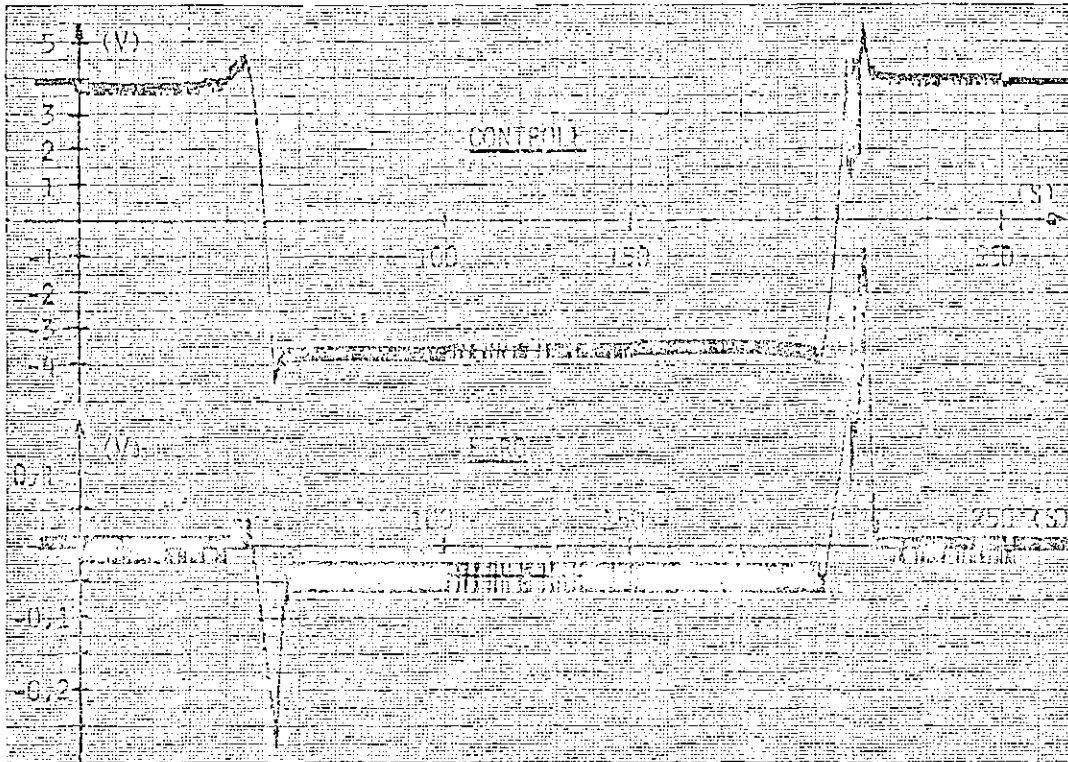


Fig. 5.26 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador PI.

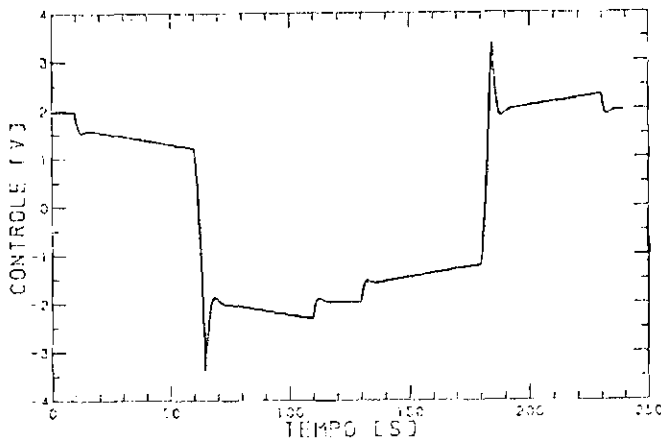


Fig. 5.27 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador PI - simulação do controle.

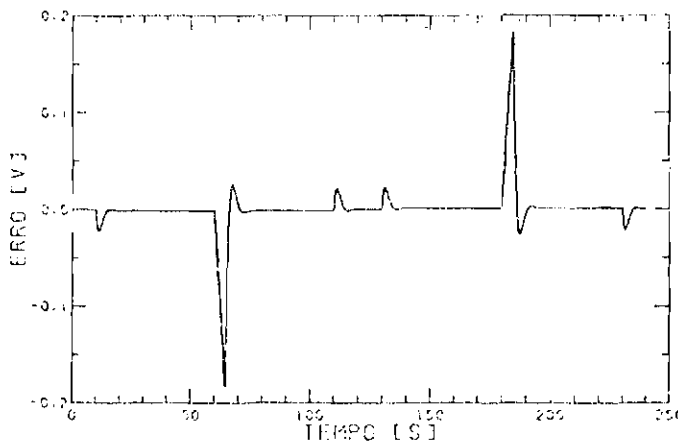


Fig. 5.28 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador PI - simulação do erro.

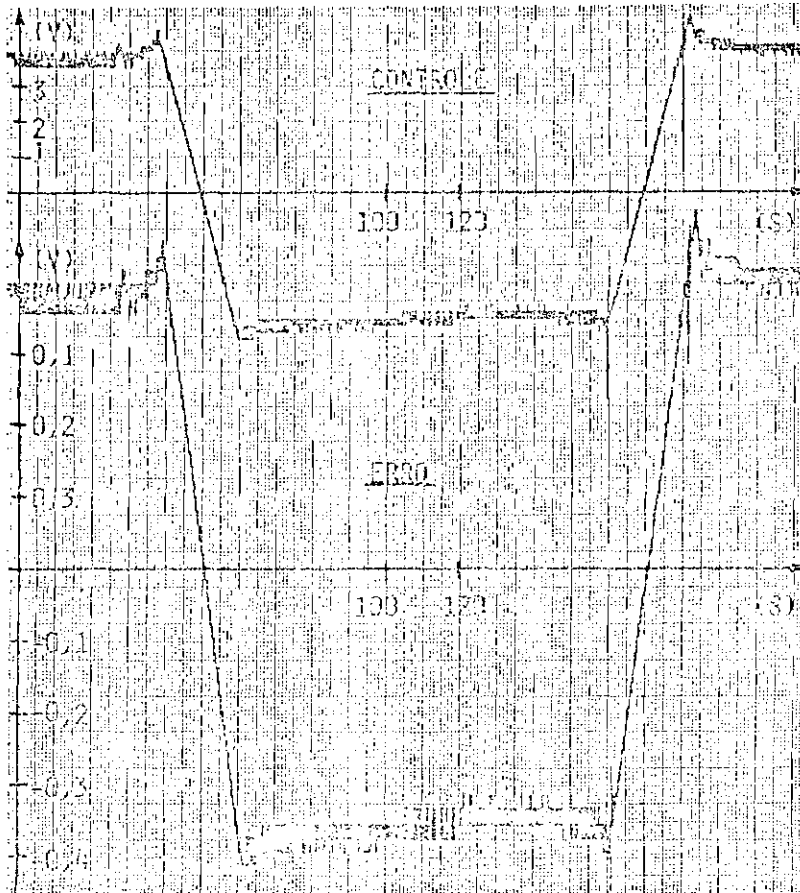


Fig. 5.29 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador P.

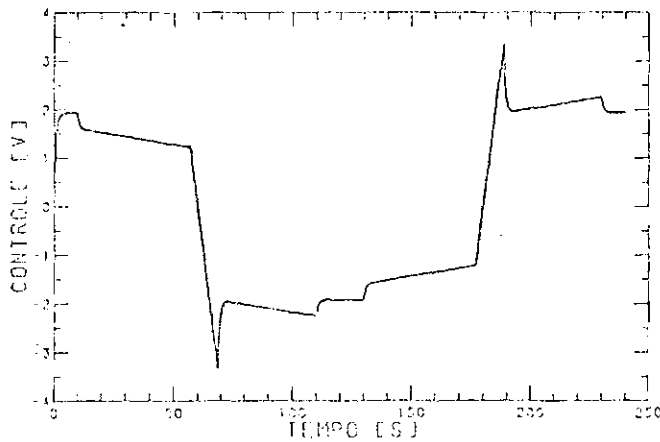


Fig. 5.30 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador P - simulação do controle.

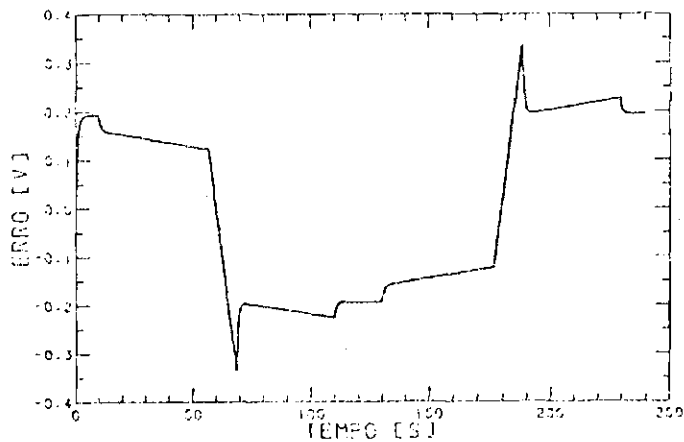


Fig. 5.31 - Rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm com controlador P - simulação do erro.

5.5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS

Os valores obtidos para os torques de atrito seco e de aderência e para o coeficiente do torque de atrito viscoso estão resumidos na curva torque x rotação da Figura 5.32, onde também são apresentadas as curvas obtidas para as rodas RSR 2-2 e RSR 2-0 da Teldix (Prins, 1982).

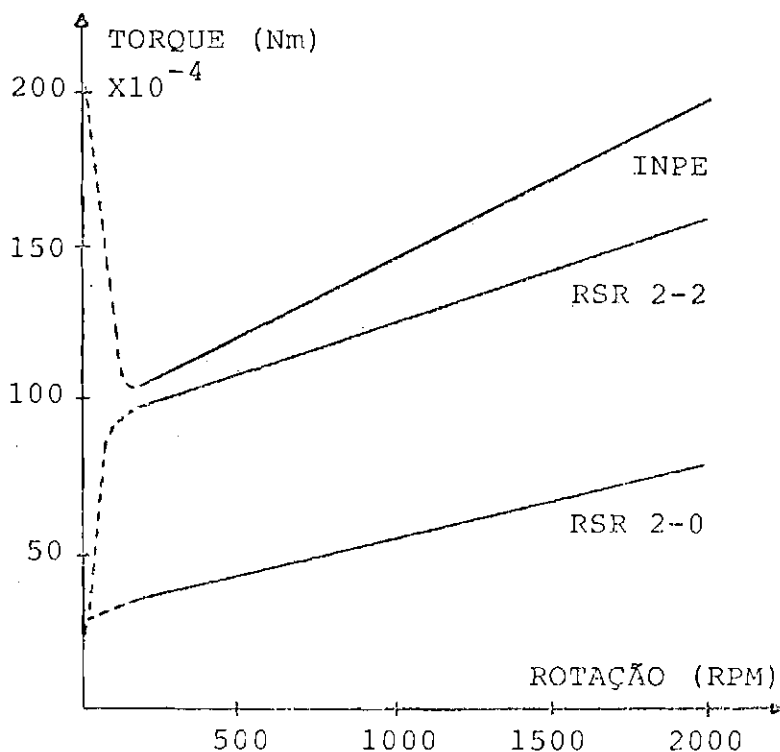


Fig. 5.32 - Comparação dos resultados obtidos para os torques de atrito com os obtidos para as rodas RSR 2-2 e RSR 2-0 da Teldix.

Com relação aos torques de atrito seco e viscoso, nota-se que a diferença em relação à roda RSR 2-2 é pequena. Deve ser salientado que o modelo construído conta com dois rolamentos extras no codificador, com escovas no motor, e não tem sua caixa evacuada. A eliminação desses rolamentos e das escovas e a evacuação da caixa irá contribuir em muito para a diminuição desses valores. Com relação especificamente ao torque de

atrito seco, a verificação da Tabela 3.4 mostra que o atrito das escovas vale 4.94×10^{-3} Nm, ou seja, 52% do valor encontrado para o torque de atrito seco.

Quanto ao torque de atrito de aderência, nota-se que a discrepância é grande com relação a qualquer uma das rodas apresentadas. A eliminação dos rolamentos do codificador e das escovas do motor contribuirá para uma sensível diminuição do valor obtido, assim como a melhoria da qualidade da usinagem do cubo deverá diminuir os problemas de alinhamento presentes no modelo atual.

A comparação das simulações com os resultados experimentais obtidos para o degrau de 0 a 500 rpm mostra uma boa coincidência para os controladores testados, com relação tanto às amplitudes quanto aos tempos envolvidos.

Quanto ao caso do degrau de 500 a 0 rpm, a maior diferença ocorre no caso da simulação do controle para o controlador PI, que no circuito construído conta com um dreno da sua carga. Este dispositivo leva o controle para zero quando a referência vale zero e a roda está imobilizada. Este fato não é previsto no modelo simulado, que conserva a carga final indefinidamente.

No caso da rampa de 0 a 100 rpm, o modelo adotado mostrou-se satisfatório, pois há uma grande semelhança entre as curvas obtidas no experimento e na simulação. Restam, no entanto, discrepâncias nos valores obtidos devidas, em sua maior parte, às dificuldades de caracterização dos parâmetros da roda em baixas velocidades.

No caso do experimento que força a passagem por zero (rampas de 100 a -100 e de -100 a 100 rpm), fica clara a maior limitação do modelo de simulação adotado. Trata-se da sua incapacidade de prever o "congelamento" da roda, isto é, a interrupção brusca do movimento nas proximidades da rotação nula. Deve ser previsto um melhor desenvolvimento para a modelagem da zona de transição mostrada na Figura 4.20 (Seção 4.4).

No caso do controlador proporcional (Figura 5.29), o congelamento é perfeitamente identificado por ocasião das duas passagens por zero. O modelo de simulação utilizado não é capaz de reproduzi-lo, embora seja capaz de reproduzir com fidelidade a partida da roda.

O sistema com controlador PI é menos suscetível ao congelamento, embora esse congelamento tenha ocorrido no momento da primeira passagem por zero (Figura 5.26). No caso desse controlador, o programa de simulação mostrou-se mais eficiente.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES

A proposta inicial deste trabalho, que era de estudar, projetar e construir um atuador do tipo roda de reação, foi satisfeita. O modelo construído apresenta-se de forma modular e está apto a ser utilizado em simulações na mesa de mancal a ar.

A maior dificuldade encontrada no projeto esteve ligada à sua própria concepção, pois trata-se de um trabalho pioneiro. O estudo de outros modelos já construídos e qualificados indicou uma série de caminhos a serem seguidos, mas não resolveu todos os problemas envolvidos nos projetos mecânico e eletrônico.

No projeto mecânico as maiores dificuldades encontradas estiveram ligadas ao controle dimensional, à construção e à lubrificação do mancal, dadas as exigências de precisão e desempenho. Quanto à eletrônica, o projeto não se resumiu apenas à construção de um controlador de velocidade, mas sim na concepção de um elemento que, além dessa função estivesse apto a ser inserido dentro de uma malha de controle mais ampla, que deve permitir a realização de simulações na mesa de mancal a ar. Este objetivo poderá ser integralmente atingido com os desenvolvimentos naturais do primeiro projeto ora encerrado.

Outro ponto positivo do projeto foi a harmonia conseguida entre a concepção e a realização. Tudo o que foi concebido e projetado pode ser efetivamente construído e se encontra já em operação.

A execução desse projeto deu ao Laboratório, além do modelo em si, uma série de subsídios tanto a nível de projeto mecânico, quanto ao nível de projeto eletrônico, os quais serão de grande valia em outros desenvolvimentos, como proposto a seguir.

Assim, a construção desse primeiro modelo abre uma série de possibilidades de desenvolvimentos em todos os aspectos necessários para, no futuro, conseguir atingir uma configuração real de voo.

No aspecto mecânico a maior meta é a melhora do seu desempenho e a diminuição da sua massa. Para tanto, uma série de modificações se fazem necessárias das quais as mais importantes são:

- a substituição do codificador óptico por um sistema sem contato mecânico, com a consequente eliminação de dois rolamentos;
- a substituição do motor ora em uso por um similar, sem escovas, que elimina mais um componente de atrito e desgaste do modelo atual;
- a inclusão de um reservatório que propicie a lubrificação permanente do mancal;
- a inclusão parcial ou total da eletrônica no corpo da roda.

Além dessas modificações, um estudo de minimização da massa do modelo é essencial para o seu desenvolvimento, bem como um novo estudo dos procedimentos de usinagem de alguns de seus componentes. A evacuação da caixa também é de vital importância para a diminuição do arrasto no volante.

No aspecto eletrônico, a incorporação de um microprocessador aliado a técnicas mais apuradas de controle é o caminho a ser seguido para melhorar o desempenho do controle do motor. O projeto da eletrônica de comutação do motor sem escovas também será necessário. A construção de um controlador de torque tornará o modelo mais flexível, permitindo a sua operação através dos dois princípios possíveis. Quanto ao problema dos circuitos em si, a sua eficiência e confiabilidade devem ser critérios de importância fundamental no seu projeto.

Quanto ao software de simulação, os procedimentos aqui desenvolvidos devem sofrer uma adaptação para permitir a elaboração de um pacote que simule os três atuadores existentes em um satélite, seus desalinhamentos, ruídos, etc. Também deve haver uma melhoria no algoritmo que simula a passagem por zero, para levar em conta a transição entre os torques de atrito seco e de aderência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGOSTINHO, O.L.; RODRIGUES, A.C.S.; LIRANI, J. *Tolerâncias, ajustes, desvios e análise de dimensões*. São Paulo, Edgar Blücher, 1977. (Princípios de Engenharia de Fabricação Mecânica, 1).
- ALBUQUERQUE, O.A.L.P. *Elementos de máquinas*, Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980.
- ANDEEN, R.E. Analysis of pulse duration sampled-data systems with linear elements. *IRE Transactions on Automatic Control*, 5(4):306-313, Sept. 1960.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS (ASME). Dimensioning and Tolerancing for engineering drawings. New York, 1966. (ANSI Y14.5-1966).
- ANSTETT, P.; SOULIAC, M. Spot: The very first satellite to use magnetic bearing wheels. CONGRESS OF THE INTERNATIONAL ASTRONAUTICAL FEDERATION 33.. Paris, Sept. 27-Oct.2 1982. (IAF-82-331).
- AUER, W. A double gimbaled momentum wheel for 3-axis attitude control. ANNUAL ROCKY MOUNTAIN GUIDANCE AND CONTROL CONFERENCE, Keystone, CO, Jan. 31-Feb. 4 1982.
- Ball bearings for space applications. SYMPOSIUM ON GYRO TECHNOLOGY, Dusseldorf, Sept. 1981a.
- Ball bearing versus magnetic bearing reaction and momentum wheels as momentum actuators. AIAA INTERNATIONAL MEETING AND TECHNICAL DISPLAY "GLOBAL TECHNOLOGY 2.000", Baltimore, MD, May 6-8 1980. (AIAA-80-0911).
- Design and lubrication of ball-bearing units for flywheels. In: EUROPEAN SPACE TRIBOLOGY SYMPOSIUM, Frascati, Apr. 5-11 1975. p. 339-346.
- Experiences with start-stop operation of reaction wheel ball bearings. ASLE/ASME LUBRICATION CONFERENCE, New Orleans, Oct. 5-7 1981b.

- BRISCOE, M.B.; TODD, M.J. Considerations on the lubrication of spacecraft mechanisms. In: AEROSPACE MECHANISM SYMPOSIUM, 17., Pasadena, CA May 5-6 1983. *Proceedings*. Washington, D.C., NASA, 1983. p. 19-37. (NASA CP 2273).
- CADZOW, J.A.; MARTENS, H.R. *Discrete-time and computer control systems*. Englewood Cliffs, NJ, Prentice-Hall, 1970.
- CONWAY, H.G. *Engineering tolerances*. London, Sir Isaac Pitman and Sons, 1948.
- CRUCO, J. The reaction wheels of the Netherlands satellite ANS. *Philips tech. Rev.*, 34(4):106-111, 1974.
- D'AZZO, J.J.; HOUPIS, C.H. *Análise e projeto de sistemas de controle lineares*. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1978.
- DOEBELIN, E.O. *Measurement systems - application and design*. Tokio, McGraw-Hill, 1975.
- ELAN, F.M. Space station control requirements and flywheel system weights for combined momentum and energy storage. In: INTEGRATED FLYWHEEL TECHNOLOGY, 1983., MD, Aug. 2-3 1983. *Proceedings*. Washington, D.C., NASA, 1983. p 77-91. (NASA CP 2290).
- FAG *Programa standard FAG s.l.*, 1982. (Suplemento 41 ST 500 PB). Catálogo.
- *La lubricación de los rodamientos*. Western Germany, s.d. (Publ. n° 81.103 SA).
- *Programa standard FAG. s.l.*, 1979. (41 500/2 SA). Catálogo.
- FERREIRA, L.D.D. *Controle de satélites por aletas estabilizadoras*. Tese de Doutorado em Ciência Espacial. São José dos Campos, INPE, Set. 1983. (INPE-2889-TDL/145).
- FISCHER, R.L.; STUDER, P.A. The impact of rare earth cobalt permanent magnets on electromechanical device design. In: AEROSPACE MECHANISM SYMPOSIUM, 13., Houston, TX, Apr. 26-27 1979. *Proceedings*. Washington, D.C., NASA, 1979. p. 195-205. (NASA CP 2081).

- FLEURY, A.T.; RIOS NETO, A. *Control systems dynamic verification*; first progress report. Ste-Anne de Bellevue, Quebec, Canada, Feb. 1984. (Spar Aerospace Limited RML-009-84-24).
- FRANKLIN, G.F.; POWELL, J.D. *Digital control of dynamic systems*. Reading, MA, Addison-Wesley, 1981.
- HABERMANN, H.; LIARD, G. The active magnetic bearing - a revolutionary principle. *Ball Bearing Journal*, (192):1-7, 1977.
- HAMMOND, M.J. A survey of earth surface observation satellites and the interface between remote sensor and attitude control system. In: AOCs CONFERENCE, Noordwijk, Oct. 3-6 1977. *Proceedings*. p. 37-51. (ESA SP-128, Nov. 1977).
- HARRISON, A.J. An optimised 50 Nms momentum wheel utilizing magnetic repulsion bearings. In: AOCs CONFERENCE, Noordwijk, Oct. 3-6 1977. *Proceedings*. p. 389-393. (ESA SP-128, Nov. 1977).
- HARTOG, J.P.D. *Advanced strength of materials*. New York, McGraw-Hill, 1952.
- INLAND *Inland Motor-direct drive D.C. torque motors*. MN, s.d. (Section 3). Catálogo.
- KLEINLEIN, E. Rolling bearing lubrication: a report from laboratory and field. Reprint from *Ball and Roller Bearing Engineering*, 2:22-25, 1980.
- KLÜBER *Lubricating fluids - synthetic oil based*. s.l., 1981. (03.02.2e). Catálogo.
- KUO, B.C. *Digital control systems*. New York, Holt, Rinehart and Winston, 1980.
- LANSDOWN, A.R. *Lubrication - a practical guide to lubricant selection*. Oxford, Pergamon Press, 1982.
- MURUGESAN, S. An overview of electric motors for space applications. *IEEE Transactions to Industrial Electronics and Control Instrumentation*, IECI-28(4):260-265, Nov. 1981.
- OGATA, K. *Engenharia de controle moderno*. Rio de Janeiro, Prentice/Hall, 1982.

POUBEAU, P.C. Satellite flywheels with magnetic bearings and passive radial centering. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 17(2):93-98, Mar./Apr. 1980.

———; BAUDRY, J.P. Satellite momentum and reaction wheels with Magnetic bearings. In: AOCs CONFERENCE, Noordwijk, Oct, 3-6 1977. *Proceedings*. p. 375-378. (ESA SP-128, Nov. 1977).

PRINS, J.J.M. *Experimental and system study of reaction wheels part II: system study on wheel state feedback*. The Netherlands, National Aerospace Laboratory-NLR, 1982. (NLR TR 82003 U Part II; ESA CR(P)1610 Volume 2).

RAPP, D. The influence of five years of storage on the operational readiness of a satellite flywheel. In: SECOND SPACE TRIBOLOGY WORKSHOP, Risley, UK, Oct. 15-17 1980. *Proceedings*. p. 57-61. (ESA SP-158, Dec. 1980).

ROBINSON, A.A. A lightweight, low-cost, magnetic-bearing reaction wheel for satellite attitude-control applications. *ESA Journal*, 6:397-406, 1982.

——— Magnetic bearings - the ultimate means of support for moving parts in space. *ESA Bulletin*, 26: p. 14-19, May 1981.

SABNIS, A.V.; DENDY, J.B.; SCHMITT, F.M. A magnetically suspended large momentum wheel. *Journal of Spacecraft and Rockets*, 12(7):420-427, July, 1975.

———; STOCKING, G.L.; DENDY, J.B. Magnetically suspended reaction wheels. In: AEROSPACE MECHANISM SYMPOSIUM, 9., FL, Oct. 17-18 1974. *Proceedings*. Washington, D.C., NASA, 1975. p. 211-234. (NASA TMX-3274).

SKF Catálogo geral. s.l., 1982. (3.200 PB). Catálogo.

——— *Rodamientos de precisión*. s.l., 1978 (3055 Sp) Catálogo.

STABLEIN.P. Rolling bearings in continuous operation - 36000 km away from the earth. Reprint from *Ball and Roller Bearing Engineering*, 2: 2-5, 1980.

- STANDING, J.M.; SHEPPARD, J.M. Design, development and qualification of a 2 Nms reaction wheel, In: AOCs CONFERENCE, Noordwijk, Oct, 3-6 1977. *Proceedings*. p. 369-374. (ESA SP-128, Nov. 1977).
- TELDIX, *Components for space applications*. Heidelberg, s.d. Catálogo.
- *low speed mechanism for space applications*. Heidelberg, s.d. Catálogo.
- *Teldix reaction wheel type RSR2-2*, Heidelberg, Dec. 1979. (Report nº 15020-514).
- WERTZ, J.R. *Spacecraft attitude determination and control*. London, D.Reidel Publisching, 1978.

APÊNDICE A

PRINCÍPIOS DE COMANDO DAS RODAS DE REAÇÃO

Os sistemas de controle da atitude que fazem uso de rodas de reação podem exercer o controle sobre o satélite, controlando tanto o torque quanto a velocidade angular das rodas de reação.

A diferença fundamental entre os dois princípios reside no fato de que, ao comandar as rodas em torque, o SCA controla a aceleração angular do satélite continuamente; ao comandá-las em velocidade, o SCA controla apenas a quantidade de movimento angular trocada entre o satélite e a roda de reação em um dado intervalo de tempo. Cada um dos princípios tem vantagens e desvantagens, que são discutidas a seguir.

Dada a existência do atrito entre a roda de reação e o satélite, o diagrama de corpo livre roda-satélite fica como mostrado na Figura A.1.

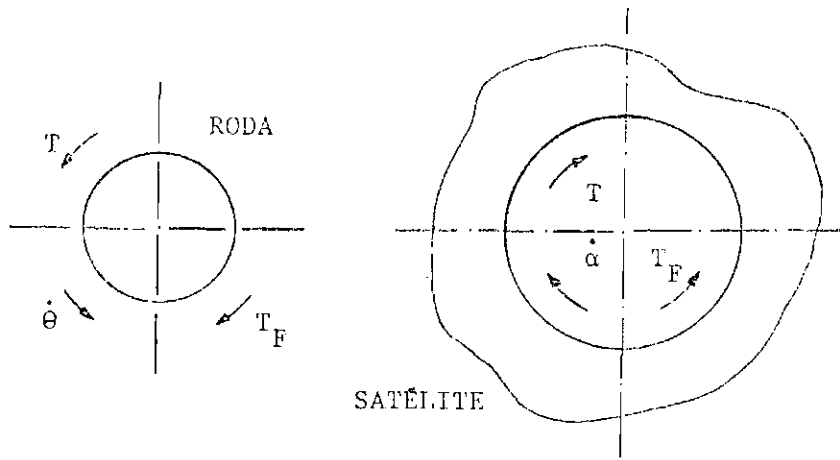


Fig. A.1 - Diagrama de corpo livre roda-satélite.

Nele T é o torque comandado; $\dot{\theta}$ e $\dot{\alpha}$ são as velocidades angulares da roda em relação ao satélite e do satélite, respectivamente; e T_F é o torque de atrito entre os dois corpos. As origens de T_F estão no atrito viscoso, no atrito seco (Coulomb) e na aderência entre os corpos.

Quando o SCA comanda a roda exigindo o torque T durante o intervalo que vai de t_k a t_{k+1} , a variação da quantidade de movimento angular do satélite, não levando em conta T_F e os torques perturbadores externos, pode ser obtida a partir de:

$$\frac{dH}{dt} = -T, \quad (\text{A.1})$$

onde $t_k \leq t < t_{k+1}$.

Integrando a Expressão acima ao longo do intervalo, obtêm-se:

$$H_{k+1} - H_k = -T (t_{k+1} - t_k), \quad (\text{A.2})$$

quando se considera apenas a parte escalar das quantidades vetoriais envolvidas.

Dada a existência do atrito T_F , a variação real é dada por:

$$\int_{H'_k}^{H'_{k+1}} dH' = \int_{t_k}^{t_{k+1}} (T_F - T) dt, \quad (\text{A.3})$$

que equivale a:

$$H'_{k+1} - H'_k = -T(t_{k+1} - t_k) + \int_{t_k}^{t_{k+1}} T_F dt. \quad (\text{A.4})$$

Fazendo a razão entre as variações tem-se:

$$\frac{H'_{k+1} - H'_k}{H_{k+1} - H_k} = 1 - \frac{\int_{t_k}^{t_{k+1}} T_F dt}{T(t_{k+1} - t_k)} \quad (A.5)$$

A Equação A.5 mostra que a quantidade de movimento angular efetivamente trocada \bar{e} inferior ao valor $H_{k+1} - H_k$ e \bar{e} função do torque de atrito T_F . Dada a natureza de T_F , que reúne parcelas determinísticas e aleatórias, a sua compensação por ocasião do estabelecimento de T é de difícil realização.

No caso em que o SCA solicita uma variação finita da velocidade angular da roda de reação no intervalo que vai de t_k a t_{k+1} , pelo princípio da conservação da quantidade de movimento angular, tem-se:

$$\frac{d\vec{H}^R}{dt} - \frac{d\vec{H}^S}{dt} = 0, \quad (A.6)$$

onde \vec{H}^R e \vec{H}^S referem-se à roda e ao satélite, respectivamente, e os torques externos são considerados nulos.

A variação da velocidade angular da roda ao longo de um eixo é dada por:

$$\frac{d\vec{H}^R}{dt} = I_R \frac{d(\dot{\theta} - \dot{\alpha})}{dt} \quad (A.7)$$

A integração ao longo do intervalo $t_k \leq t < t_{k+1}$ reduz-se a:

$$\int \begin{pmatrix} H_{k+1}^R \\ dH^R \\ H_k^R \end{pmatrix} = I_R \int \begin{pmatrix} (\dot{\theta}_{k+1} - \dot{\alpha}_{k+1}) \\ d(\dot{\theta} - \dot{\alpha}) \\ (\dot{\theta}_k - \dot{\alpha}_k) \end{pmatrix},$$

que é igual a:

$$H_{k+1}^R - H_k^R = I_R [(\dot{\theta}_{k+1} - \dot{\theta}_k) - (\dot{\alpha}_{k+1} - \dot{\alpha}_k)] , \quad (A.8)$$

onde $\dot{\theta}_{k+1} - \dot{\theta}_k$ é a variação da velocidade angular da roda solicitada pelo SCA. Para o satélite tem-se:

$$H_{k+1}^S - H_k^S = I_S (\dot{\alpha}_{k+1} - \dot{\alpha}_k) , \quad (A.9)$$

As Equações A.8 e A.9 deixam claro que a trajetória seguida pelas velocidades angulares ao longo do intervalo não altera o resultado final, tornando o procedimento imune às perturbações do atrito.

Deve ser salientado que o controle de velocidade é de implementação mais complexa que o controle de torque. Ele exige, além de um tacômetro mais preciso e uma frequência de leituras maior que a usualmente empregada, uma ótima caracterização do momento de inércia da roda de reação. O SCA também deve fazer o cálculo que relaciona o torque que seria necessário ao longo do intervalo que vai de t_k a t_{k+1} , com a variação da velocidade angular da roda de reação. Esta relação é extraída das Equações A.2, A.6, A.8 e A.9 e vale:

$$\dot{\theta}_{k+1} - \dot{\theta}_k = \frac{(I_R + I_S)}{I_R I_S} T(t_{k+1} - t_k) . \quad (A.10)$$

Para o caso em que $I_S \gg I_R$, a Equação A.10 pode ser simplificada, reduzindo-se a:

$$\dot{\theta}_{k+1} - \dot{\theta}_k = \frac{T}{I_R} (t_{k+1} - t_k) . \quad (A.11)$$

APÊNDICE B

LISTA DE PEÇAS E PROCEDIMENTO DE MONTAGEM

As Tabelas B.1, B.2 e B.3 trazem a lista de peças e indicam o procedimento de montagem da roda de reação. As posições de 1 a 9 do item "Denominação" indicam a relação hierárquica do conjunto para os seus subconjuntos durante a montagem. As observações de 01 a 11 listadas após as tabelas descrevem particularidades do procedimento de montagem. O procedimento deve ser acompanhado no desenho de conjunto em anexo.

TABELA B.1 - LISTA DE PEÇAS E PROCEDIMENTO DE MONTAGEM

| RODA DE REAÇÃO | | | | | | | | | | | LMM Nº | O.T. | | |
|---------------------------------------|-------------|-------------|---|---|---|---|---|----|---|------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|-------------------|---------------------------------|
| | | | | | | | | | | | APROVADO: DATA: 05 / 03 / 86 | FOLHAS: 01 DE 03 | | |
| LISTA DE MATERIAIS DE PEÇAS MECÂNICAS | | | | | | | | | | | | | | |
| POS. | P/N DA PEÇA | DENOMINAÇÃO | | | | | | | | | QT. | FABRICANTE OU SEU CÓDIGO | P/N DO FABRICANTE | Nº DO DESENHO NORMA OU LISTA |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | | | | |
| | | R | O | D | A | D | E | R | E | A | 01 | INPE | - | 508.66.000 |
| | | | | C | U | B | O | | | | 01 | INPE/CDT | - | 508.66.008 |
| | | | | V | O | L | A | I | N | T | 01 | INPE/CDT | - | 508.66.012 |
| | | | | P | A | R | A | F. | | CAB.ABAUL.SEXT.INT.M5x0,8x16 | 03 | TELLEP | - | AISI B18.3 |
| 01- | | | | A | R | R | U | E | L | A DE PRESSÃO p/ PARAF.M5 | 03 | SEEGER-RENO | 604.050 | - |
| 02- | | | | R | O | L | A | M | E | NTO | 01 | FAG | B7004C.TPA.P4.U | DIN 628 |
| | | | | L | U | B | R | I | F | ICANTE ISOFLEX PDP 65 | - | KLÜBER | 025 0'2 1110 | - |
| | | | | E | S | P | A | Ç | A | D OR EXTERNO | 01 | INPE | - | 508.66.011 |
| | | | | E | S | P | A | Ç | A | D OR INTERNO | 01 | INPE | - | 508.66.013 |
| | | | | R | O | L | A | M | E | NTO | 01 | FAG | B7004C.TPA.P4.U | DIN 628 |
| 02- | | | | L | U | B | R | I | F | ICANTE ISOFLEX PDP 65 | - | KLÜBER | 025.012.1110 | - |
| 03- | | | | P | O | R | C | A | D | E TRAVA I | 02 | INPE | - | 508.66.009 |
| | | | | E | I | X | O | D | O | MANCAL | 01 | INPE/CDT | - | 508.66.014 |
| | | | | P | O | R | C | A | D | E TRAVA II | 01 | INPE | - | 508.66.010 |
| | | | | P | A | R | A | F. | | S/CAB.c/SEXT.INT.M3x0,5x5 | 02 | TELLEP | - | DIN916 c/ RE CARTILHA |
| | | | | B | A | S | E | | | | 01 | INPE/CDT | - | 508.66.015 |
| | | | | P | A | R | A | F. | | CAB.CIL.c/SEXT.INT.M4x0,7x12 | 04 | TELLEP | - | DIN 912 |
| 04- | | | | A | R | R | U | E | L | A DE PRESSÃO p/ PARAF.M4 | 04 | SEEGER-RENO | 604.040 | - |
| | | | | E | I | X | O | D | O | MOTOR | 01 | INPE/CDT | - | 508.66.007 |
| | | | | P | A | R | A | F. | | CAB.CIL.c/SEXT.INT.M4x0,7x12 | 03 | TELLEP | - | DIN 912 |
| | | | | A | R | R | U | E | L | A DE PRESSÃO p/ PARAF.M4 | 03 | SEEGER-RENO | 604.040 | - |
| | | | | T | A | M | B | D | R | | 01 | INPE | - | 508.66.006 |
| | | | | P | A | R | A | F. | | CAB.CIL.c/SEXT.INT.M4x0,7x12 | 04 | TELLEP | - | DIN 912 |
| 05- | | | | A | R | R | U | E | L | A DE PRESSÃO p/ PARAF.M4 | 04 | SEEGER-RENO | 604.040 | - |
| | MOD. | | | | | | | | | | | | | |

TABELA B.2 - LISTA DE PEÇAS E PROCEDIMENTO DE MONTAGEM

| RODA DE REACÃO | | | | | | | | | | LMM Nº | O.T. | | | |
|---------------------------------------|-------------|-------------|---|---|---|----|---|---|---|---------------------------------|-------------------------------|-----------------------------|-------------------|---------------------------------|
| | | | | | | | | | | APROVADO: DATA: 05 / 03 / 86 | FOLHAS: ...02... DE 03.... | | | |
| LISTA DE MATERIAIS DE PEÇAS MECÂNICAS | | | | | | | | | | | | | | |
| POS. | P/N DA PEÇA | DENOMINAÇÃO | | | | | | | | | QT. | FABRICANTE OU SEU CÓDIGO | P/N DO FABRICANTE | Nº DO DESENHO NORMA OU LISTA |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | | | | |
| | | M | O | T | O | R | | | | | 01 | INLAND | T-1352-H | MIL-Q-9858 |
| | | C | A | L | C | O | | | | | 03 | INPE | - | 508.66.017 |
| 06 | | P | A | R | A | F | U | S | O | s/CAB.c/SEXT.INT.M3x0,5x5 | 03 | TELLEP | - | DIN 916 c/ RE CARTILHA |
| 07 | | M | O | T | O | R | | | | (ARMADURA) | 01 | INLAND | T-1352-H | MIL-Q-9858 |
| | | P | A | S | I | T | A | T | | ERMICA | - | DOW-CORNING | COMPOSTO 340 | - |
| 08 | | P | O | R | C | A | | | | | 01 | INPE | - | 508.66.004 |
| | | M | O | T | O | R | | | | (ESCOVAS) | 01 | INLAND | T-1352-H | MIL-Q-9858 |
| | | A | N | E | L | | | | | | 01 | INPE | - | 508.66.000 |
| | | P | A | R | A | F | U | S | O | CAB.ESC.c/SEXT.INT.M3x0,5x8 | 03 | TELLEP | - | DIN 7991 |
| 09 | | E | S | P | A | G | U | E | T | E CONLM 3 3,0mm | 01 | - | - | - |
| | | T | A | M | P | A | D | O | | MOTOR | 01 | INPE | - | 508.66.003 |
| | | F | L | A | N | G | E | | | | 01 | INPE | - | 508.66.001 |
| | | E | N | C | O | D | E | R | | | 01 | DIADUR | ROD 450 | - |
| | | P | A | R | A | F. | | | | CAB.CIL.c/SEXT.INT.M3x0,5x10 | 03 | TELLEP | - | DIN 912 |
| | | A | R | R | U | E | L | | | A LISA p/ PARAF.M3 | 03 | SEEGER-RENO | 603.003 | - |
| | | A | C | O | P | L | A | | | ENTO | 01 | DIADUR | 6-ENB-3 | - |
| | | P | A | R | A | F. | | | | CAB.CIL.c/SEXT.INT.M4x0,7x20 | 03 | TELLEP | - | DIN 912 |
| 10 | | A | R | R | U | E | L | | | DE PRESSÃO p/ PARAF. M4 | 03 | SEEGER-RENO | 604.040 | - |
| 11 | | F | L | A | N | G | E | | | D O CONECTOR | 01 | INPE | - | 508.66.016 |
| | | C | O | N | E | C | T | O | R | FÊMEA | 01 | WHINER | WSF-3F | - |
| | | P | A | R | A | F | U | S | O | CAB.CIL.c/SEXT.INT.M3x0,5x20 | 04 | TELLEP | - | DIN 912 |
| | | C | O | N | E | C | T | O | R | MACHO | 01 | WHINER | ESF-3M | - |
| | | T | A | M | P | A | | | | | 01 | INPE | - | 508.66.002 |
| | | J | U | N | T | A | | | | | 01 | INPE | - | - |
| MOD. | | | | | | | | | | | | | | |

TABELA B.3 - LISTA DE PEÇAS E PROCEDIMENTO DE MONTAGEM

| RODA DE REAÇÃO | | | | | | | | | | | LMM Nº | O.T. | | | |
|---------------------------------------|-------------|-------------|---|---|---|---|---|---|---|---|---------------------------------|-------------------------------|-------------------|---------------------------------|------------|
| | | | | | | | | | | | APROVADO: DATA: 05 / 03 / 86 | FOLHAS: ...03...DE. 03.... | | | |
| LISTA DE MATERIAIS DE PEÇAS MECÂNICAS | | | | | | | | | | | | | | | |
| POS. | P/N DA PEÇA | DENOMINAÇÃO | | | | | | | | | QT. | FABRICANTE OU SEU CÓDIGO | P/N DO FABRICANTE | Nº DO DESENHO NORMA OU LISTA | |
| | | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | | | | | |
| 01 | | | | P | A | R | A | F | | | CAB. CIL. c/SEXT. INT. M3x0,5x8 | 04 | TELLEP | - | DIN 912 |
| 02 | | | | A | R | R | U | E | L | A | LISA p/ PARAF. M3 | 04 | SEEGER-RENO | 603.002 | - |
| 03 | | | | T | A | M | P | A | D | O | MANCAL | 01 | INPE | - | 508.66.019 |
| 04 | | | | P | A | R | A | F | U | S | O | 03 | TELLEP | - | DIN 7991 |
| 05 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 06 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 07 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 08 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 09 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 10 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 11 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 12 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 13 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 14 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 15 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 16 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 17 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 18 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 19 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 20 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 21 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 22 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 23 | | | | | | | | | | | | | | | |
| 24 | | | | | | | | | | | | | | | |
| MOD. | | | | | | | | | | | | | | | |

Observações relativas ao procedimento de montagem:

01 - O conjunto cubo, volante e eixo do motor deve ter uma montagem preliminar para balanceamento. As posições dos parafusos do eixo do motor em relação ao cubo devem ser registradas de forma a minimizar as alterações do balanceamento devido à desmontagem posterior.

02 - A quantidade de lubrificante deve ser suficiente apenas para recobrir as pistas e esferas, pois o excesso será sempre centrifugado. Os rolamentos devem ser desembalados no momento da montagem.

03 - O encaixe do eixo do mancal deve ser feito com um martelo de material plástico. Durante a operação o anel interno do rolamento do lado oposto ao da entrada do eixo deve ficar apoiado em um calço. A finalização da operação deve ser feita por meio da porca de trava II.

04 - A distância que vai do encosto da porca de trava I ao encosto do flange do eixo do motor no cubo deve ser mantida na faixa de $5,96 \pm 0,53$ mm. A medida deve ser feita com um micrômetro de profundidade. A regulação da posição do cubo é feita através das porcas de trava I.

05 - A posição angular do tambor em relação à base deve ser registrada. A distância entre os encostos da armadura e do campo do motor deve ser verificada e situar-se na faixa de $2,54 \pm 0,13$ mm. Caso seja necessário fazer uma correção, o tambor e o eixo do motor devem ser removidos e as porcas de trava I utilizadas para eliminar a diferença.

06 - Terminada a montagem do campo do motor, ele deve ser centrado em relação ao eixo do motor dentro de 0,01mm de leitura total do indicador (LTI).

07 - Ao montar a armadura, o coletor não pode ser contaminado pela pasta térmica.

- B.6 -

- 08 - O anel de contenção do campo s̄o deve ser removido ap̄s a colocaç̄o da armadura.
- 09 - O espaguete deve ser passado atrav̄s da tampa do motor em furo com essa finalidade,
- 10 - O espaguete deve ser fixado na superf̄cie interna do flange com fita colante.
- 11 - Antes da fixaç̄o do conector f̄mea, os fios de alimentaç̄o devem ser soldados.

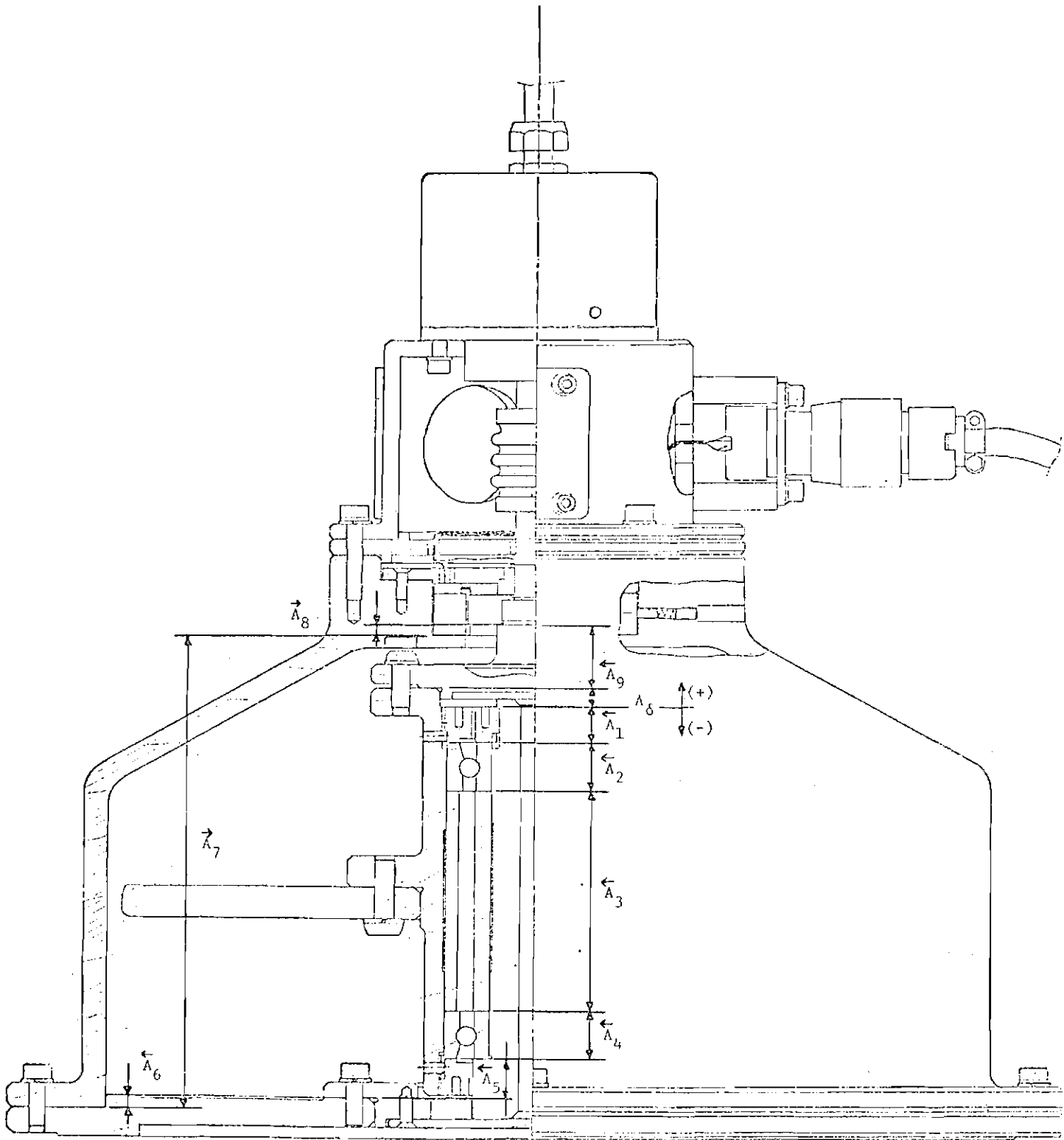


Fig. B.1 - Roda de reação e sua cadeia de dimensões.

APÊNDICE C

RESULTADOS DA INSPEÇÃO DIMENSIONAL

Este apêndice traz cópias dos Relatórios de Inspeção Dimensional de número 113, 114 e 115/85 do IFI/CTA onde são verificadas as seguintes peças:

- Espaçador Interno (Des. nº 508.66.013);
- Espaçador Externo (Des. nº 508.66.011);
- Porca de Trava I (Des. nº 508.66.009);
- Porca de Trava II (Des. nº 508.66.010);
- Cubo (Des. nº 508.66.008);
- Eixo do Mancal (Des. nº 508.66.014).

Junto com os relatórios estão os desenhos das peças verificadas, com a indicação das medidas aferidas. A análise dos relatórios é apresentada em seguida.

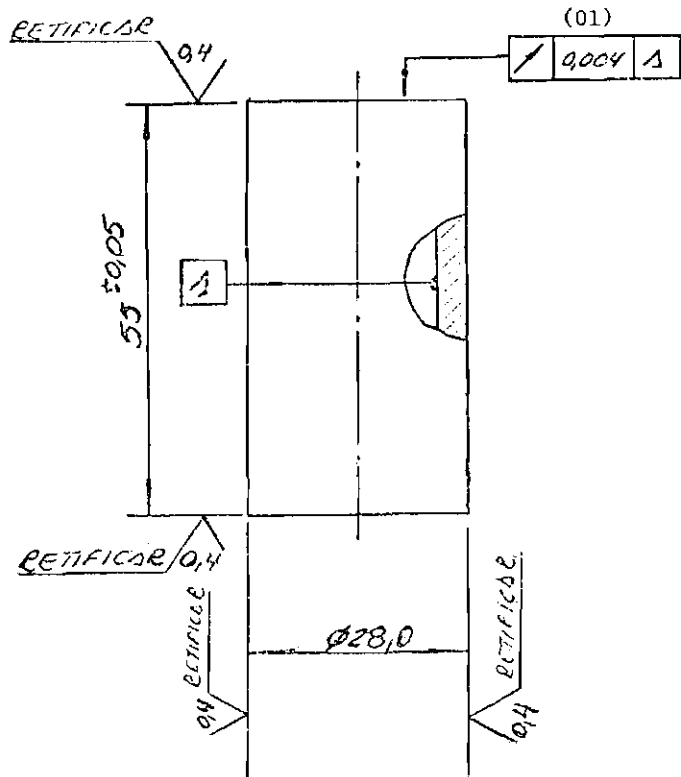


Fig. C.1 - Espaçador Interno.

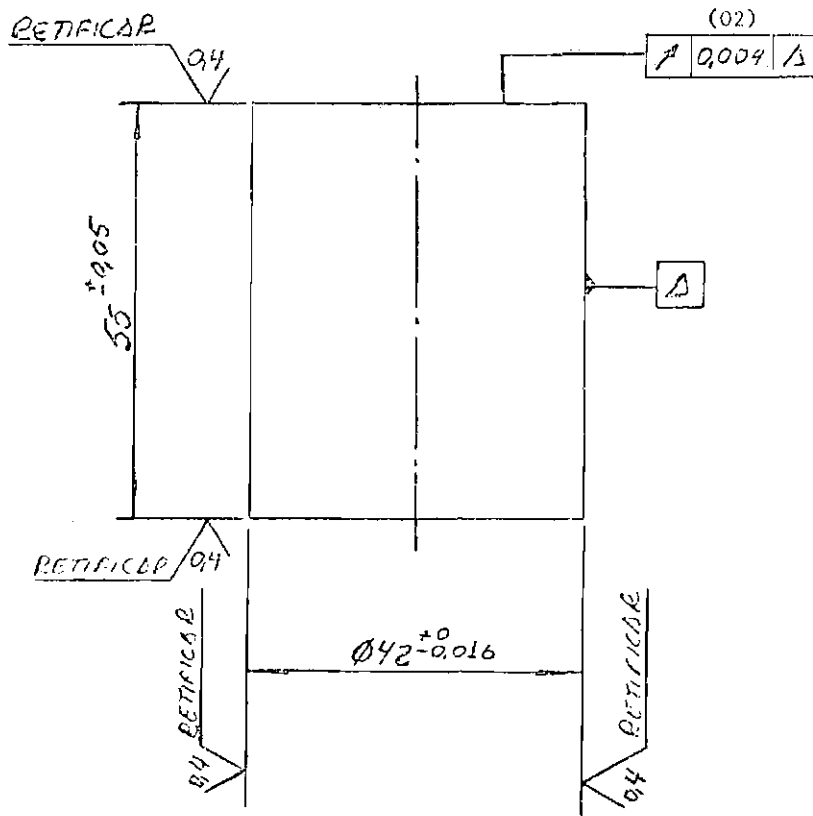



Fig. C.2 - Espaçador Externo.

| | | |
|--|---|------------------------|
|  FOMENTO | INSTITUTO DE FOMENTO E COORDENAÇÃO INDUSTRIAL DIVISÃO DE FOMENTO INDUSTRIAL SUBDIVISÃO DA QUALIDADE | Relatório nº 114195 |
| | | Folha nº: 01102 |
| RELATORIO DE INSPEÇÃO DIMENSIONAL | | Desenho: 502.66.003 |
| Peça / Material CUBO | | Rev. |
| Procedência: INPE | | Quant.: |
| | | Peça nº: |
| | | F. E. |
| | | O. S. |

| Item | Especificado | Encontrado | Desvio |
|------|--|-------------------|----------------|
| 01 | $\textcircled{0.015/05}$ | 0,023 mm | + 0,008 mm |
| 02 | $\perp 0.03/03$ | 0,007 mm | OK |
| 03 | $\textcircled{0.027/A}$ | 0,029 mm | + 0,002 mm |
| 04 | $\perp 0.03/03$ | 0,005 mm | OK |
| 05 | $\textcircled{0.015/03}$ | 0,014 mm | OK |
| 06 | RUGOSIDADE $Ra = 0,2 \mu m$ | $Ra = 0,50 \mu m$ | + 0,30 μm |
| 07 | $\textcircled{0.002/03} \phi [A]$ | 0,0096 mm | + 0,0034 mm |
| | $\llcorner 0.002/03 \phi [A]$ | 0,010 mm | + 0,0033 mm |
| 08 | $\phi 42,000 \begin{matrix} +0,011 \\ -0,0 \end{matrix}$ | 42,016 | + 0,005 mm |
| | | 42,009 | OK |
| | | 42,006 | OK |
| 09 | $\phi 42,000 \begin{matrix} +0,011 \\ -0,0 \end{matrix}$ | 42,016 | + 0,005 mm |
| | | 42,006 | OK |
| | | 42,009 | OK |
| 10 | RUGOSIDADE $Ra = 0,2 \mu m$ | 0,52 μm | + 0,32 μm |
| 11 | $\textcircled{0.002/03} \phi [B]$ | 0,0019 mm | + 0,0007 mm |
| | $\llcorner 0.002/03 \phi [B]$ | 0,007 mm | + 0,0053 mm |
| | | | |
| | | | |

Observações: Os itens acima estão mostrados no croqui anexo.

NOTA: GRAFICOS DE CIRCULARIDADE, CONCENTRICIDADE E RUGOSIDADE EM ANEXO

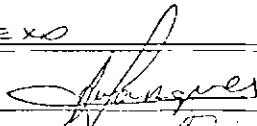
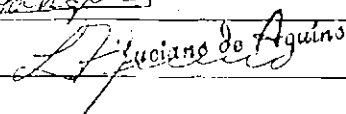
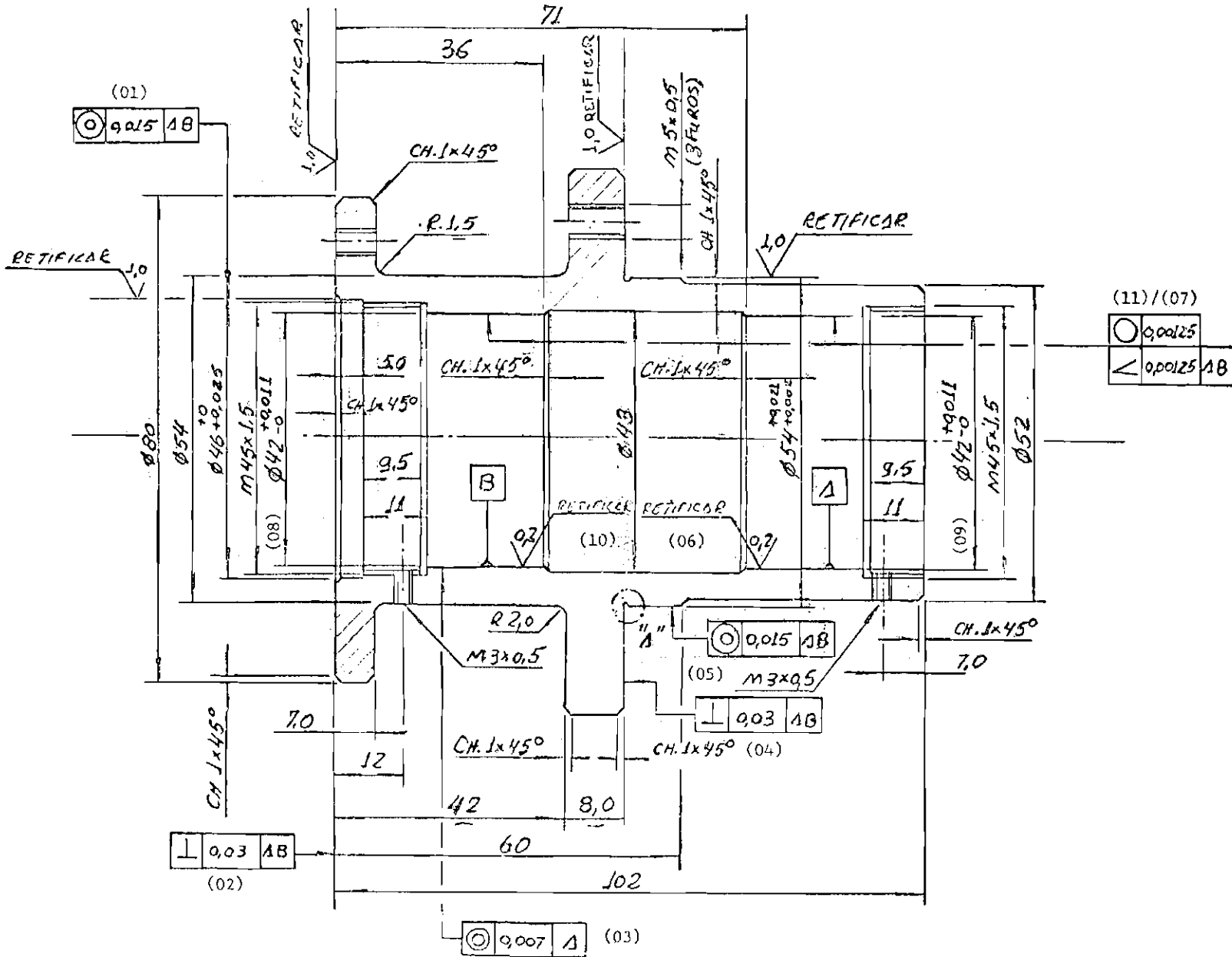

| | |
|---|----------------|
| Efetuado por:  | Data: 13-12-95 |
| Chefe do MTR:  | Data: 13-12-95 |
| Chefe do SCO: | Data: |

Fig. C.5 - Cubo



| | | |
|--|---|------------------------|
|  FOMENTO | INSTITUTO DE FOMENTO E COORDENAÇÃO INDUSTRIAL DIVISÃO DE FOMENTO INDUSTRIAL SUBDIVISÃO DA QUALIDADE | Relatório n. 115/85 |
| | | Folha n. 01/02 |
| RELATÓRIO DE INSPEÇÃO DIMENSIONAL | | Desenho: E02.63.011 |
| Peca / Material EIXO DO MANCAL | | Rev.: |
| Procedência: ZNPE | | Quant.: 01 PC |
| | | Pecan: |
| | | F.E. |
| | | O.S.: |

| Item | Especificado | Encontrado | Desvio |
|------|---|--------------------------|----------------------|
| 01 | $\text{Ⓢ} 0,005 / \text{A3}$ | 0,014 mm | OK |
| 02 | $\text{I} 0,005 / \text{A3}$ | 0,007 mm | OK |
| 03 | $\text{Ⓢ} 0,004 / \text{A3}$ | 0,001 mm | OK |
| 04 | $\text{Ⓢ} 0,005 / \text{A}$ | 0,004 mm | OK |
| 05 | $R_a - 0,2 \mu\text{m}$ | $R_a - 0,50 \mu\text{m}$ | + 0,3 μm |
| 06 | $\text{Ⓢ} 0,002 / \text{A3} \phi \text{ B}$ | 0,001 mm | OK |
| | $\text{Ⓢ} 0,002 / \text{A3} \phi \text{ B}$ | 0,0007 mm | OK |
| 07 | $\phi 20,000 \pm 0,003$ | 20,0025 mm | OK |
| | | 20,0020 mm | OK |
| | | 20,0030 mm | OK |
| 08 | $\phi 20,000 \pm 0,003$ | 20,0032 mm | + 0,0002 |
| | | 20,0032 mm | + 0,0002 |
| | | 20,0025 mm | OK |
| 09 | $R_a - 0,20 \mu\text{m}$ | $R_a 0,45 \mu\text{m}$ | + 0,25 μm |
| 10 | $\text{Ⓢ} 0,002 / \text{A3} \phi \text{ A}$ | 0,0009 mm | OK |
| | $\text{Ⓢ} 0,002 / \text{A3} \phi \text{ A}$ | 0,0005 mm | OK |
| | | | |
| | | | |
| | | | |

Observações: OS ITENS ACIMA ESTÃO MOSTRADOS NO CROQUI ANEXO
 NOTA: GRAFICOS DE CIRCULARIDADE, CONCENTRICIDADE E RUGOSIDADE
 EM ANEXO

| | |
|-------------------------------------|------------------|
| Efetuated por <i>[Signature]</i> | Data 13-12-85 |
| Chefe do MTR. <i>[Signature]</i> | Data 13-12-85 |
| Chefe do SCO: Luciano de Aquino | Data |

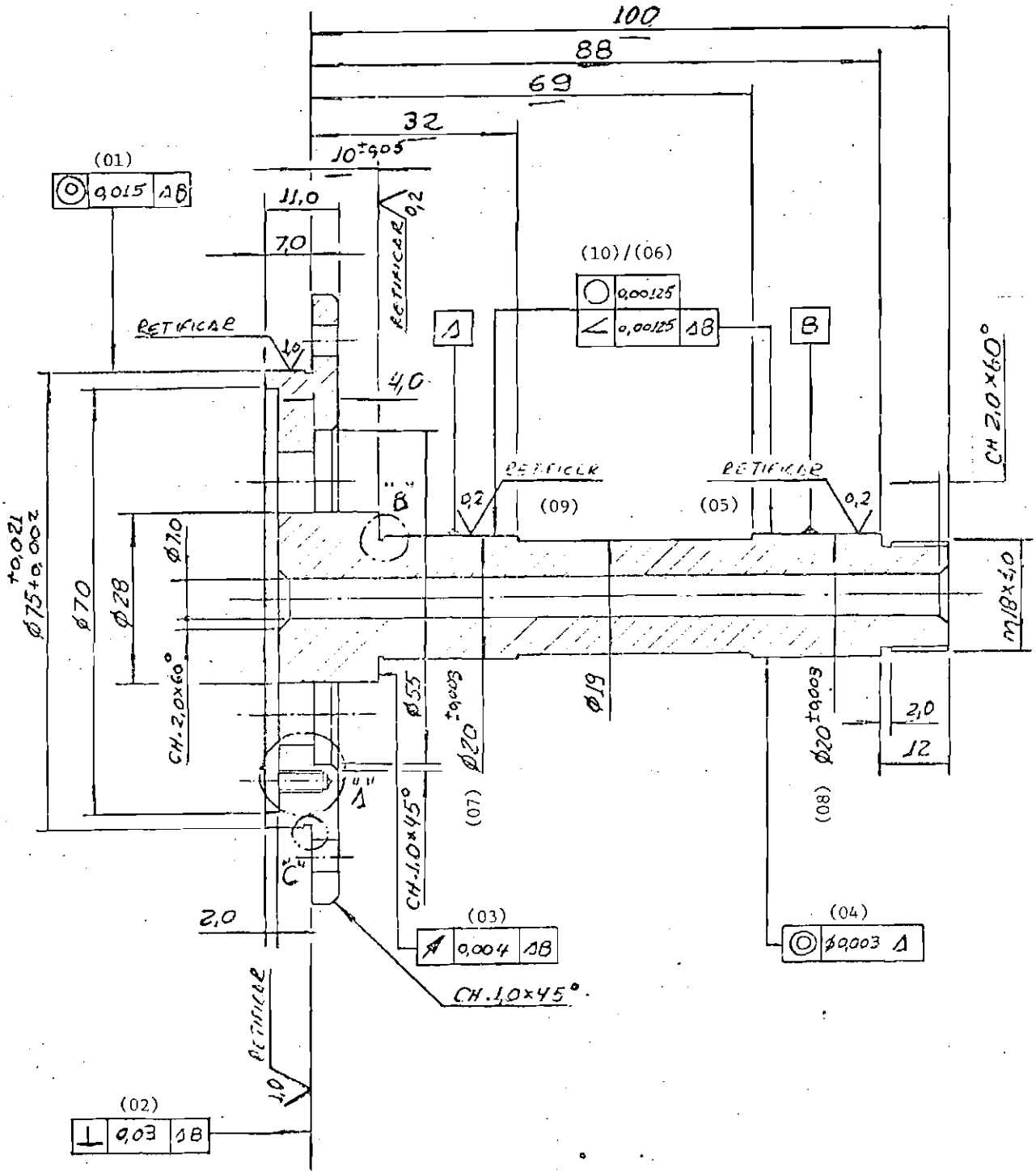


Fig. C.6 - Eixo

Análise do Relatório 113/85

A batida axial dos espaçadores pode ser considerada satisfatória embora a peça 508.66.013 tenha ficado 0,002mm acima do especificado. Este valor pode ser melhorado com uma melhor fixação das peças na mesa da retificadora plana, com o uso de um rebolo de grana mais fina e com uma máquina mais precisa.

A batida radial das porcas de trava não atingiu os valores exigidos devido aos problemas com as roscas e com o próprio procedimento de medida. A medida foi feita de forma indireta, fixando as porcas em suas respectivas roscas e medindo a batida axial da superfície de encosto. Trata-se de um procedimento correto no que tange ao aspecto funcional da peça, pois verifica o encosto, que é a superfície de interesse. No entanto, as folgas e imperfeições da rosca não proporcionaram uma posição única para a realização da medida. Acredita-se que as folgas das roscas tenham permitido um alinhamento correto dos encostos, quando em contato com os rolamentos. Estas peças necessitam de um estudo suplementar para um maior controle da qualidade das roscas, um procedimento de retificação que faça uso das superfícies roscadas como referência e, por fim, um procedimento de inspeção dimensional mais claro e preciso.

Análise do Relatório 114/85

O cubo foi a peça de usinagem mais problemática. Não foi possível realizar a retificação das superfícies A e B em uma mesma operação o que comprometeu a concentricidade de uma em relação à outra (medida 03). Deve ser utilizada uma máquina que permita essa operação.

A circularidade da superfície A foi comprometida pela fixação da peça na placa durante a retificação, com o surgimento de três lóbulos.

Deve ser utilizado um dispositivo de fixação que minimize o problema.

A rugosidade obtida é compatível com a função de assento de rolamentos, mas não é compatível com as tolerâncias especificadas. Para o assentamento de rolamentos em eixos com cargas pequenas o valor $R_a = 1,5$ é recomendado, enquanto para o alojamento o valor sobe para $R_a = 2,0$. Por outro lado, encontra-se a recomendação de que $R_a \approx IT/30$ (Agostinho et al, 1977). A segunda recomendação foi a utilizada no projeto, mas os valores obtidos correspondem a $IT/12$ para o eixo e $IT/21$ para o alojamento. Um melhor controle dos fatores que influenciam a operação de retificação não terá dificuldade para atingir os valores requeridos.

As outras medidas que não satisfazem as exigências têm, de uma forma ou de outra, relação com os problemas ocorridos e já descritos. O procedimento de usinagem do cubo deve ser criteriosamente revisto, pois um aprimoramento do projeto da roda de reação exigiria uma sensível redução da massa dessa peça, o que pode comprometer ainda mais a qualidade da usinagem.

Análise do Relatório 115/85

O eixo do mancal foi a peça que apresentou os melhores resultados. As únicas medidas não satisfeitas foram a rugosidade, para a qual vale o mesmo comentário feito para o cubo e para o diâmetro de um dos assentos em dois pontos, embora a circularidade tenha sido satisfeita.