



AUTORES / AUTHORS

PALAVRAS CHAVES / KEY WORDS

MECANISMOS ESPACIAIS
ACIONAMENTO DE PAINÉIS
MOTORES DE PASSO

AUTORIZADA POR / AUTHORIZED BY

Ralf Gielow
Ralf Gielow
Presidente do Conselho PG

AUTOR RESPONSÁVEL / RESPONSIBLE AUTHOR

Mário César Ricci
Mário César Ricci

DISTRIBUIÇÃO / DISTRIBUTION

INTERNA / INTERNAL
 EXTERNA / EXTERNAL
 RESTRITA / RESTRICTED

REVISADA POR / REVISED BY

Agenor de Toledo Fleury
Agenor de Toledo Fleury

CDU/UDC

629.7.062.2

DATA / DATE

Agosto 1989

TÍTULO / TITLE	<p>PUBLICAÇÃO Nº / PUBLICATION NO</p> <p>INPE-4859-TDL/370</p>
	<p>MECANISMOS ESPACIAIS DE BAIXA VELOCIDADE PARA ACIONAMENTO DE PAINÉIS SOLARES: ANÁLISE E PROJETO DE UM MODELO EXPERIMENTAL; DIMENSIONAMENTO DE MANCAIS</p>
AUTORES / AUTHORSHIP	<p>Mário César Ricci</p>

ORIGEM / ORIGIN

PG/DEM

PROJETO / PROJECT

FRH/CEA

Nº DE PAG. / NO OF PAGES

184

ULTIMA PAG. / LAST PAGE

A.1

VERSÃO / VERSION

Nº DE MAPAS / NO OF MAPS

RESUMO - NOTAS / ABSTRACT - NOTES

Esse trabalho apresenta a análise e o projeto das Unidades de Acionamento e Suporte dos Mancais de um protótipo de laboratório de um Mecanismo de Acionamento de Painel Solar (MAPS). São descritos os principais componentes presentes em mecanismos espaciais, com ênfase aqueles que constituem um MAPS. Os torques de atrito gerados pelo mecanismo como um todo e, em particular, pelos mancais de esferas de contato angular, são largamente investigados tendo em vista evitar sua interferência com o Subsistema de Controle de Atitude (SCA). É apresentado um programa para o cálculo do atrito seco, para esse tipo de mancal, quando submetido a baixas velocidades operacionais. Resultados de simulação são comparados com aqueles obtidos experimentalmente mostrando boa concordância. Características funcionais e de operação para motores síncronos de indução (motores de passo híbridos) são descritas e uma técnica de controle que minimiza as interações com o veículo é apresentada. São descritos, ainda, os principais aspectos de concepção do protótipo como, por exemplo, projeto dos engrenamentos e da lubrificação dos mancais.

OBSERVAÇÕES / REMARKS

Dissertação de Mestrado em Ciência Espacial, aprovada em fevereiro de 1989.

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

Dr. Otávio Cupertino Santos Durão



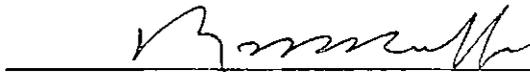
Presidente

Dr. Agenor de Toledo Fleury



Orientador

Dr. Rosalvo Tiago Ruffino



Membro da Banca
-convidado-

Dr. Francisco Emílio B. Nigro



Membro da Banca
-convidado-

Dr. Atair Rios Neto



Membro da Banca

Candidato: Mário César Ricci

São José dos Campos, 28 de fevereiro de 1989

À Tēti.

AGRADECIMENTOS

Quero deixar os meus agradecimentos às pessoas que de al
guma forma colaboraram para a consecução desse trabalho. Em especial:

- Agenor de Toledo Fleury, pelo notável trabalho de orientação.
- Petrônio Noronha de Souza, pelas sugestões sempre bem vindas.
- Gilberto da Cunha Trivelatto, pelo ante-projeto do controlador.
- Kondapalli Rama Rao, pelas rotinas de quadratura utilizadas no 3º ca
pítulo.

Um agradecimento, ainda, para os amigos Orlando Sanches
Padilha, Ana Maria, Cidinha e Cristiane.

ABSTRACT

This work presents the analysis and the design of a Solar Array Drive Mechanism (SADM) Experimental Model. Emphasis is put on the design aspects relative to SADM Drive and Bearing Units, although almost every component present in a space mechanism is described throughout the work. SADM generate friction torques, and specifically angular contact ball bearing generated torques are analysed in details since a prime requirement is to avoid possible interferences with the Satellite Attitude Control System. A computer program which allows to estimate the dry friction torque generated by ball bearings running at low speeds is developed. Simulation results show good agreement with the experimental results available in the literature. Concerning the Drive Unit, the hybrid step motor characteristics are discussed as well as a driver control technique that minimizes vehicle interaction. Finally, the main aspects relative to the construction of the SADM Experimental Model, as gearing trains and bearing lubrication, we also proposed and discussed.

SUMÁRIO

	<u>Pág.</u>
LISTA DE FIGURAS	<i>xiii</i>
LISTA DE TABELAS	<i>xvii</i>
LISTA DE SÍMBOLOS	<i>xix</i>
<u>CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO</u>	1
<u>CAPÍTULO 2 - COMPONENTES DE MECANISMOS ESPACIAIS</u>	9
2.1 - Atuadores	10
2.1.1 - Motores Elétricos	13
2.1.1.1 - Motor passo a passo	14
2.1.1.1.1 - Motor de relutância variável	14
2.1.1.1.2 - Motor de ímã permanente	15
2.1.1.1.3 - Motor híbrido	15
2.1.1.2 - Motor de corrente contínua sem escovas	18
2.2 - Mancais	19
2.2.1 - Mancais de rolamento	19
2.3 - Elementos de transformação do movimento	24
2.3.1 - Engrenagens	25
2.3.1.1 - Redutores de engrenagens	26
2.3.1.1.1 - Redutor harmônico	26
2.3.1.1.2 - Trens epicicloidalis	27
2.3.2 - Parafusos de esferas recirculantes	31
2.4 - Elementos de transmissão de potência e sinais	32
2.5 - Exemplos	33
2.6 - Considerações finais	37

<u>CAPÍTULO 3 - ATRITO DE DESLIZAMENTO EM MANCAIS DE ROLAMENTO DE</u> <u>ESFERAS</u>	39
3.1 - Tipos de mancais de rolamento	42
3.2 - Geometria de mancais de rolamento de esferas	44
3.2.1 - Diâmetro médio de contato e folga diametral	44
3.2.2 - Conformidade de pista	46
3.2.3 - Ângulo de contato livre	47
3.2.4 - Folga axial	50
3.2.5 - Altura do ombro	51
3.2.6 - Soma e diferença de curvatura	52
3.3 - Tensões e deformações nos contatos	56
3.3.1 - Solução simplificada para $\alpha' \geq 1$	58
3.4 - Carregamento estático	60
3.4.1 - Relação carga-deformação	61
3.4.2 - Carregamento radial	62
3.4.3 - Carregamento axial	66
3.5 - Movimento da esfera e atrito de deslizamento	69
3.6 - Método de cálculo do torque de atrito	78
 <u>CAPÍTULO 4 - ATUADOR E CONTROLE DO MECANISMO DE ACIONAMENTO DE</u> <u>PAINEL SOLAR (MAPS)</u>	 87
4.1 - Motor síncrono de indução	87
4.1.1 - Construção	88
4.1.2 - Princípio de funcionamento	91
4.1.3 - Modos de operação	94
4.1.3.1 - Servomotor síncrono	94
4.1.3.2 - Motor de passo	96
4.2 - Controle do motor - técnica "mini-passo"	98

<u>CAPÍTULO 5 - PROJETO ELETROMECAÂNICO</u>	103
5.1 - Concepção do sistema acionador	103
5.2 - Seleção do motor	107
5.3 - Carregamento radial devido ao engrenamento	114
5.4 - Controlador do motor de indução síncrono	114
5.5 - Estimativa das forças, torques e precarga	116
5.5.1 - Capacidade de carga estática	117
5.5.2 - Escolha dos mancais de rolamento	118
5.5.3 - Precarregamento	118
5.6 - Seleção dos materiais - Unidade Suporte dos mancais.....	119
5.7 - Proteção contra a corrosão	122
5.8 - Solução adotada para o protótipo	122
5.9 - Ajustes no eixo e alojamento	123
5.10 - Lubrificação dos mancais e engrenagens	123
5.11 - Pressão superficial no engrenamento	126
5.12 - "Lay-out" do MAPS	129
<u>CAPÍTULO 6 - RESULTADOS DE SIMULAÇÕES</u>	135
<u>CAPÍTULO 7 - CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES</u>	147
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	151
APÊNDICE A - TRANSFORMAÇÃO DE LANDEN	

LISTA DE FIGURAS

	<u>Pág.</u>
1.1 - Telescópio Espacial da NASA	2
1.2 - Corte do mecanismo de acionamento de painel do satélite francês SPOT	3
2.1 - Princípio do atuador eletrodinâmico	11
2.2 - Motores de passo. a) motor de relutância variável. b) motor de ímã permanente. c) aspectos construtivos do motor de passo híbrido 57PPP	16
2.3 - Enrolamentos do motor 57PPP	17
2.4 - Redutor harmônico: a) partes principais, b) as setas mostram o sentido de rotação da geratriz e do anel flexível.	27
2.5 - Trem epicicloidal com múltiplos estágios: 1) camisa com dentes internos, 2) motor elétrico, 3) pinhão acionador, 4) satélite, 5) braço, 6) pinhão do 2º estágio, 7) eixo de saída.....	28
2.6 - Corte do redutor de engrenagens proposto por Jones e Roger (1985).....	29
2.7 - Parafusos de esferas recirculantes	31
2.8 - Geometria dos discos deslizantes do MEGS	33
2.9 - BAPTA para médias potências	34
2.10 - SADM para 7 kW de potência	36
3.1 - a) Rolamento de esferas de contato angular, b) Disposição em Tandem, c) Disposição em "O" ("back-to-back"), d) Disposição em "X" ("face-to-face")	44
3.2 - Corte paralelo ao eixo de um rolamento radial de uma carreira de esferas	45
3.3 - Corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento mostrando a conformidade da pista	46
3.4 - Corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento radial mostrando os contatos da esfera com as pistas devido ao deslocamento axial dos anéis. a) posição inicial, b) posição deslocada	48
3.5 - Altura do ombro ou profundidade de pista	51

3.6 - Geometria de sólidos elásticos em contato	52
3.7 - Corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento de esferas operando a baixas velocidades com ângulo de contato β	53
3.8 - Semi-elipsóide de revolução	56
3.9 - Áreas de contato em um mancal de rolamento radial de esferas sob carregamento radial	57
3.10 - Mancal de rolamento carregado radialmente. a) posição concêntrica, b) contato inicial, c) interferência	63
3.11 - Elipse de contato na pista do mancal	66
3.12 - Mancal de rolamento de contato angular sob carregamento axial	67
3.13 - Forças atuantes na esfera	70
3.14 - Momentos atuantes na esfera	70
3.15 - Contato da esfera com a pista externa	72
3.16 - Contato da esfera com a pista interna	73
3.17 - Rolamento sem "spin"	76
3.18 - Diagrama de blocos para o cálculo do torque de atrito	83
4.1 - Corte paralelo ao eixo de um motor síncrono de indução	88
4.2 - Corte perpendicular ao eixo de um motor síncrono de indução	90
4.3 - Cortes perpendiculares ao eixo nas regiões distintas de um motor síncrono de indução	91
4.4 - Conexão de operação - fonte monofásica	95
4.5 - O circuito defasador desloca a tensão aplicada de $\pi/2$ radianos elétricos.....	95
4.6 - Conexão de operação - fonte bifásica	96
4.7 - Tensão contínua substituindo a tensão alternada	97
4.8 - Conexão de operação como motor de passo. a) enrolamento bifilar, b) sequência de excitação modo passo total	98
4.9 - Diagrama de blocos do gerador de sinais	100
4.10 - Diagrama de blocos da interface de potência	101
5.1 - Sistema intermitente operando em malha aberta (no motor) ..	105

5.2 - Concepção do sistema acionador: M - motor, MR - mancais de rolamento, CD - contatos deslizantes, P - painel	107
5.3 - Forças radiais devido ao engrenamento	114
5.4 - Controlador	115
5.5 - Eixo dos mancais	124
5.6 - Caixa dos mancais	125
5.7 - "Lay-out" do mecanismo	130
6.1 - Aparelho para medição do torque de atrito	136
6.2 - Torque x carga axial para um mancal lubrificado com 50 mg de óleo BP 135, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo completo de Jones	140
6.3 - Torque x carga axial para um mancal lubrificado com filme de chumbo, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo completo de Jones	140
6.4 - Torque x carga axial para um mancal lubrificado por transferência de PTFE (DUROID), 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo completo de Jones	141
6.5 - Torque x carga axial para um mancal lubrificado com 50 mg de óleo BP 135, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo simplificado de Jones ...	144
6.6 - Torque x carga axial para um mancal lubrificado com filme de chumbo, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo simplificado de Jones....	144
6.7 - Torque x carga axial para um mancal lubrificado por transferência de PTFE (DUROID), 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo simplificado de Jones	145

LISTA DE TABELAS

	<u>Pág.</u>
2.1 - Sequência de alimentação	17
2.2 - Rendimento dos trens epicicloidais	30
4.1 - Sentido do campo magnético secundário em função do sentido da corrente de fase	92
4.2 - Sequência de excitação monofásica	94
5.1 - Classes de dilatação dos materiais	121
5.2 - Dados de projeto para o par de engrenagens	127
6.1 - Geometria do mancal	135
6.2 - Coeficientes de atrito medidos	137
6.3 - Coeficientes de atrito	138

LISTA DE SÍMBOLOS

a	- Semi-eixo maior da elipse de contato, m
\underline{a}	- Órgão de apoio de um trem epícicloidal
b	- Semi-eixo menor da elipse de contato, m
\underline{b}	- Largura dos dentes das engrenagens, m
c	- Fração do semi-eixo maior da elipse de contato
\underline{c}	- Folga radial a um ângulo ψ da linha de carga num mancal de esferas carregado radialmente, m
C_e	- Capacidade de carga estática para um mancal de rolamento, N
\ddot{B}	- Conformidade total
\vec{B}	- Indução no entreferro, T
d	- Diâmetro da esfera, m
d_e	- Diâmetro médio de contato, m
d_i, d_o	- Diâmetro de contato interno e externo, m
d_1, d_2	- Diâmetro primitivo do pinhão e da engrenagem, m
$d\omega_I/dt$	- Aceleração angular do eixo I, $rd\ s^{-2}$
D	- Distância entre os centros de curvatura das pistas, no plano que contém o eixo do mancal, na posição deslocada, m
e	- Distância do centro da esfera ao eixo do mancal, m
\underline{e}	- erro porcentual entre $z = \{k, E, K\}$ e $\bar{z} = \{\bar{k}, \bar{E}, \bar{K}\}$
E, E_a, E_b, E'	- Módulos de elasticidade, $N\ m^{-2}$
f	- Conformidade de pista
f_f	- Frequência da fonte, Hz
f_h	- Constante de histerese
f_s	- Fator de segurança de operação em malha aberta
\vec{F}	- Força, N
F_m	- Força máxima axial atuante nos mancais, N

F_n	- Esforço normal aos flancos dos dentes no engrenamento, N
F_r	- Força radial na engrenagem, N
F_{r1}, F_{r2}	- Forças radiais nos rolamentos, N
F_x, F_y	- Forças de deslizamento nas direções x e y da elipse de contato, N
F_z'	- Força de inércia atuando na esfera, N
HB	- Dureza Brinel
i	- Relação de transmissão do par de engrenagens retas
I, I_e, I_I, I_{II}	- Momentos de inércia, kg m ²
\vec{I}	- Intensidade de corrente, A
J(k)	- Função recursiva em k
k, k'	- Relações entre os semi-eixos da elipse de contato
\bar{k}	- Aproximação do parâmetro k da elipse
K_{cd}	- Relação carga-deformação
l	- Comprimento do condutor no entreferro, m
m	- Módulo do par de engrenagens retas
m'	- Parâmetro adimensional de integração
\underline{m}	- Órgão motor de um trem epicicloidal
M_r, M_s, M_y	- Momentos das forças exercidos pelas pistas sobre a esfera, N m
$M_{y'}, M_{z'}$	- Momentos giroscópicos, N m
M_{ar}	- Momento de atrito nos rolamentos do eixo II, N m
M_{ac}	- Momento de atrito nos contatos deslizantes, N m
M_v	- Momento de regime, N m
M_p	- Momento de partida, N m
M_{t1}	- Momento torçor no eixo do pinhão, N m
\bar{M}_s	- Máximo momento de pivotamento antes de ocorrer deslizamento, N m

n	- Número de esferas do mancal
n_e	- Número de espiras
n_r	- Número de dentes do rotor
p	- Razão operacional de trens epicicloidais
P	- Força normal no contato elíptico, N
P_ψ	- Carga radial a um ângulo ψ da linha de carregamento num mancal de esferas carregado radialmente, N
P_r	- Carregamento radial num mancal de esferas, N
$P_{m\acute{a}x}$	- Carga radial na esfera mais carregada, N
P_t	- Carga axial total, N
P_d	- Folga diametral, m
P_e	- Folga axial, m
$P_{dm\acute{a}x}$	- Máxima folga diametral, m
q	- Variável de integração
\underline{q}	$= \pi/2 - 1$
r	- Raio de curvatura da pista no plano que contém o eixo do mancal, m
r_e	- Raio da esfera, m
$r_{ax}, r_{ay}, r_{bx}, r_{by}$	- Raios de curvatura de dois sólidos elipsoidais em contato, m
r'	- Raio efetivo de rolamento, m
\underline{r}	- Órgão resistente de um trem epicicloidal
R	- Raio de curvatura da superfície deformada, m
R_c	- Inverso da soma de curvatura, m
R_x, R_y	- Raios de curvatura equivalentes, m
s	- Profundidade de pista ou altura do ombro, m
s_e	- Fator de segurança estático
t	- Tempo, s

V	- Vida de operação, ciclos
V_r	- Velocidade do rotor, RPM
V_x, V_y	- Velocidades de deslizamento nas direções x e y da elipse de contato, $m s^{-1}$
\underline{x}	- Distância entre os centros de curvatura das pistas no plano que contém o eixo do mancal, m
$x, y, X, Y, \bar{X}, \bar{Y}$	- Eixos das elipses de contato, m
x', y', z'	- Sistema de eixos centrado na esfera com x' paralelo ao eixo do mancal, m
z	= $\{k, E, K\}$
z_1, z_2	- Número de dentes do pínhão e da engrenagem
\bar{z}	= $\{\bar{k}, \bar{E}, \bar{K}\}$
Z	- Fator que relaciona $P_{m\acute{a}x}$ com P_r
α	- Ângulo entre o vetor velocidade angular da esfera, $\vec{\omega}_e$, e o eixo x' quando $\omega_y = 0$, rd
α_h	- Coeficiente de perda por histerese
$\underline{\alpha}$	- Braço ou suporte dos satélites de um trem epicicloidal
α'	= R_x/R_y
$\bar{\alpha}$	- Ângulo de contato no engrenamento, rd
β_f, β	- Ângulo de contato livre e em operação, rd
Γ	- Diferença de curvatura
δ	- Aproximação total na direção normal entre as duas pistas sob carregamento, m
δ_i, δ_o	- Deformação máxima no contato interno e externo, m
δ_ψ	- Deformação a um ângulo ψ da linha de carregamento num mancal de esferas carregado radialmente, m
$\delta_{m\acute{a}x}$	- Máxima deformação sob carregamento radial, m
δ_t	- Deflexão axial, m
ϵ	- Módulo das integrais elípticas K e E
E	- Integral elíptica completa de segunda classe

\bar{E}	- Aproximação de E
η	- Rendimento do par de engrenagens retas e dos mancais de rolamento do motor
θ	- Ângulo de passo do motor, rd
$\bar{\theta}$	- Ângulo da altura do ombro, rd
K	- Integral elíptica completa de primeira classe
\bar{K}	- Aproximação de K
λ_1	= $\arcsin(a/R)$
λ_2	= $\arcsin(ca/R)$
μ	- Coeficiente de atrito
ν, ν_a, ν_b	- Coeficientes de Poisson
ρ, ρ_1, ρ_2	- Raios de curvatura dos dentes das engrenagens retas, m
σ_{cadm}	- Tensão de contato admissível, $N\ m^{-2}$
$\sigma_{\text{máx}}$	- Máxima pressão no contato, $N\ m^{-2}$
σ_r	- Tensão de ruptura, $\text{kgf}\ \text{mm}^{-2}$
$\sigma_{x,y}$	- Pressão no ponto (x,y) da elipse de contato, $N\ m^{-2}$
ϕ	- Variável de integração, rd
ψ	- Ângulo a partir da linha de carga num mancal de esferas carregado radialmente, rd
ψ_1	- Metade do ângulo de carregamento, rd
ω	- Velocidade angular relativa entre a pista e a esfera, $\text{rd}\ \text{s}^{-1}$
ω_I	- Velocidade angular do eixo I, $\text{rd}\ \text{s}^{-1}$
ω_s	- Velocidade angular relativa de pivotamento entre a pista e a esfera, $\text{rd}\ \text{s}^{-1}$
$\omega_x', \omega_y', \omega_z'$	- Componentes do vetor velocidade angular da esfera, $\text{rd}\ \text{s}^{-1}$
ω'	- Velocidade angular, passos s^{-1}

$\vec{\omega}_e$ - Vetor velocidade angular da esfera que passa pelo seu centro, rd s⁻¹

Ω - Velocidade angular absoluta da pista, rd s⁻¹

Índices inferiores

i - Referencia a pista ou o contato interno

j - Contador de incremento

o - Referencia a pista ou o contato externo

CAPÍTULO 1

INTRODUÇÃO

Acionada, em muitos casos, pela potência e flexibilidade dos modernos sistemas lançadores, a evolução dos satélites de aplicação, sobretudo os de telecomunicações e os de observação da Terra, está ocorrendo em direção a missões que utilizam cargas úteis cada vez maiores e complexas e que, às vezes, devem ser orientadas em relação a plataformas auxiliares. Além disso as missões estão se tornando cada vez mais longas e é normal estipular-se 9 ou 10 anos para a vida útil de um satélite de telecomunicações.

Esta evolução requer o desenvolvimento e o aprimoramento de numerosos dispositivos dentre os quais pode-se citar: mecanismos de desdobramento de painéis solares; mecanismos de orientação desses mesmos painéis, que incluem os dispositivos de transmissão de potência elétrica; mecanismos de desdobramento e apontamento de antenas e mecanismos ligados a uma carga útil específica. Outras missões que visam o encontro de veículos exigem o desenvolvimento de mecanismos de aproximação e de braços manipuladores.

Nota-se que são inúmeros os mecanismos necessários ao desempenho das funções previamente estabelecidas para o satélite ou para o veículo espacial. A exemplo de ilustração a Figura 1.1 mostra o Telescópio Espacial da NASA (National Aeronautics and Space Administration) onde podem ser vistos os mecanismos de desdobramento e acionamento dos painéis solares. A Figura 1.2 mostra o corte detalhado do mecanismo de acionamento de painel solar denominado MEGS (Mécanisme d'Entrainement du Générateur Solaire) do satélite francês SPOT de observação da Terra. Na Figura 1.2 estão destacadas as principais unidades presentes num mecanismo de acionamento de painel solar.

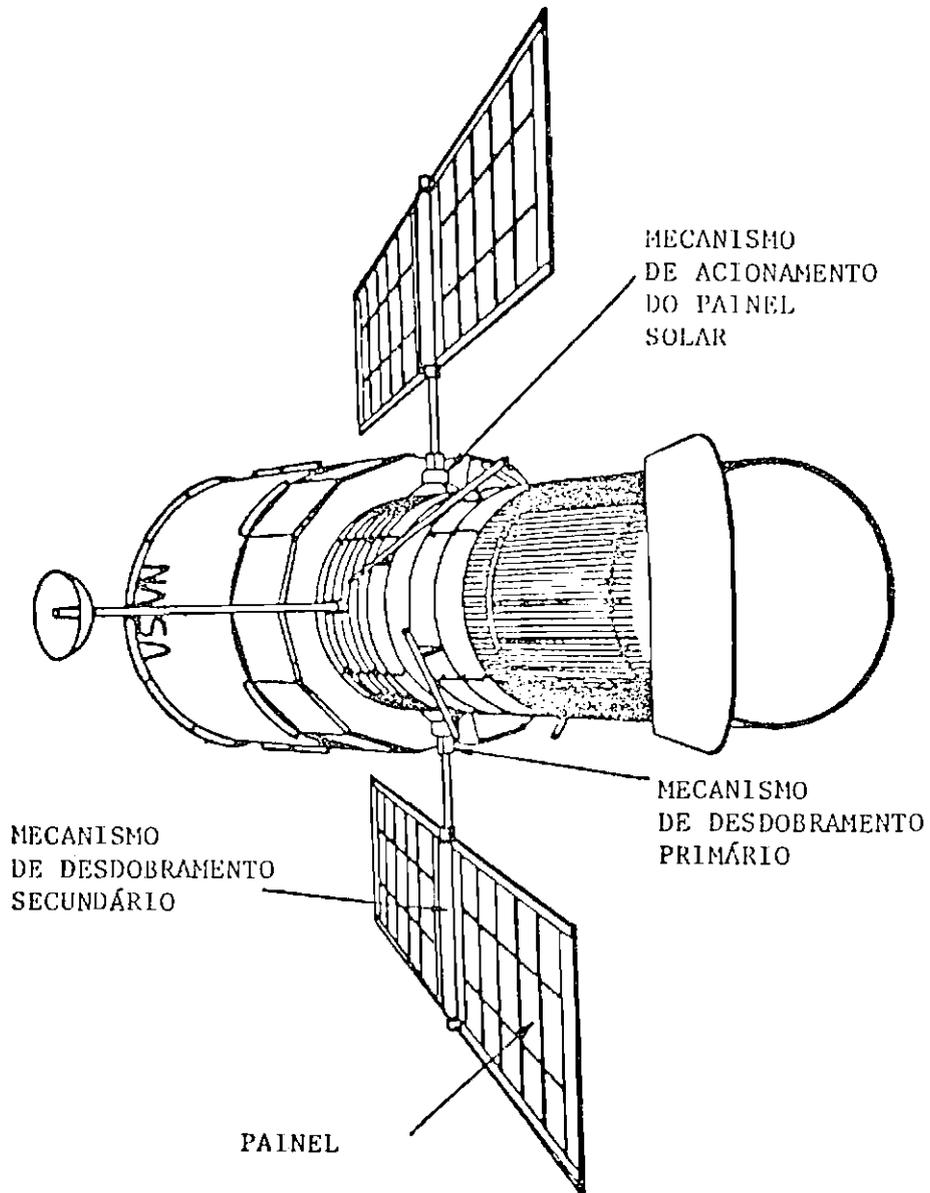


Fig. 1.1 - Telescópio Espacial da NASA.

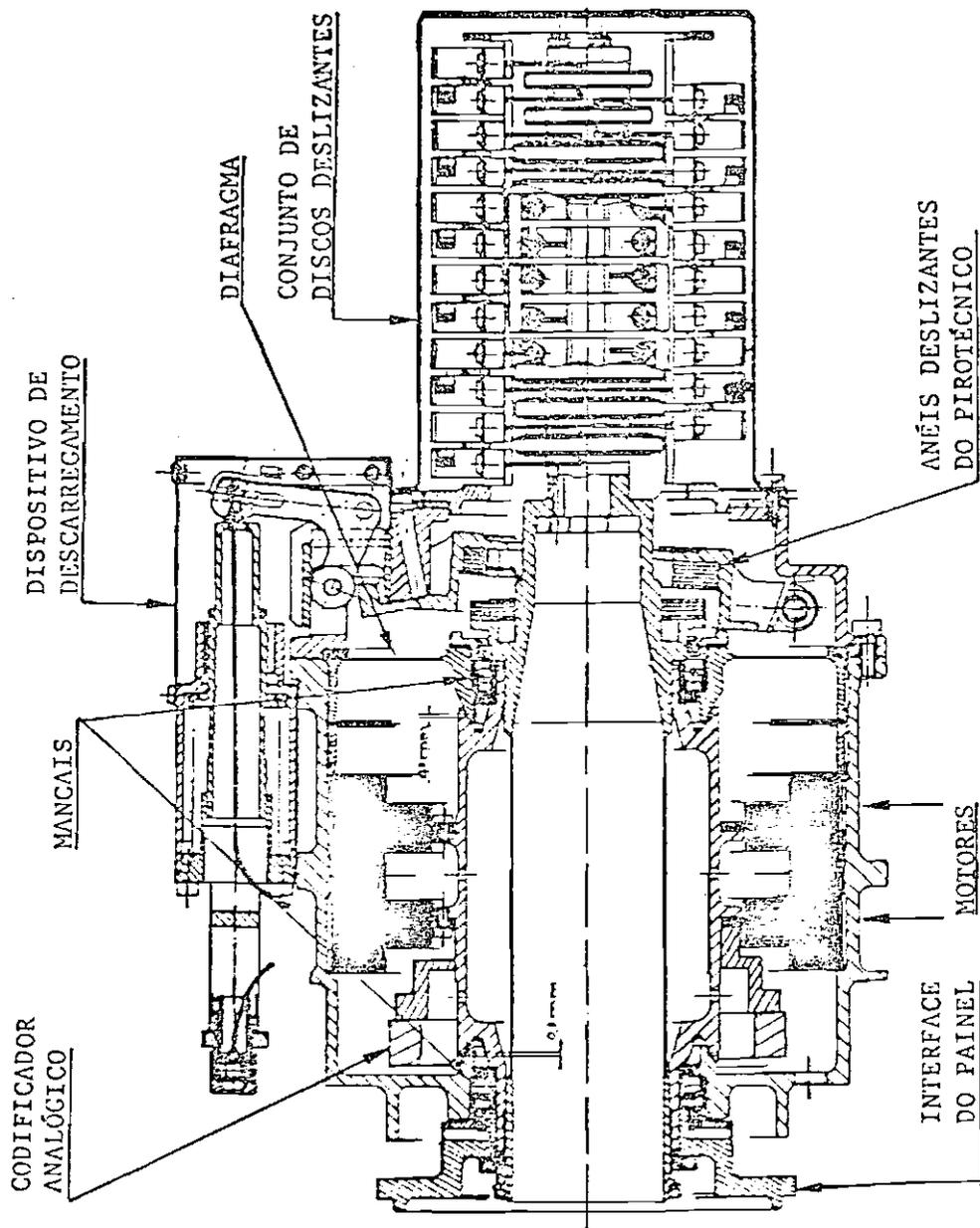


Fig. 1.2 - Corte do mecanismo de acionamento de painel do satélite francês SPOT.

Este trabalho propõe a análise e o projeto de um protótipo de um Mecanismo de Acionamento de Painel Solar (MAPS) o qual fará parte do Laboratório de Simulação de Controle de Atitude de Satélites do Departamento de Controle e Guiagem do INPE. A construção e os testes do protótipo não serão abordadas neste trabalho ficando para uma fase posterior.

No decorrer do trabalho sentiu-se a necessidade do desenvolvimento, paralelo ao projeto, de alguns "softwares" aplicativos na área de tribologia uma vez que os problemas associados ao atrito, desgaste e lubrificação são críticos em mecanismos espaciais. Os programas desenvolvidos servirão como ferramentas de análise para os projetos futuros do Departamento.

O Subsistema de Controle de Atitude e Órbita (SCAO) de um satélite artificial é o responsável pela realização de manobras de órbita e atitude e pela manutenção da atitude do satélite em órbita, com vistas a garantir o correto apontamento da carga útil no cumprimento dos requisitos da missão. O desenvolvimento, fabricação e testes de um protótipo de um MAPS vem ao encontro dos objetivos do Laboratório de Simulação (Fleury et alii, 1987). Os objetivos são, em resumo:

- 1) Prover a infra-estrutura necessária para os testes de desenvolvimento, integração e qualificação funcional de SCAOs.
- 2) Capacitar gradualmente a instituição a nível de projeto de componentes e equipamentos de teste de SCAO, através do desenvolvimento de dispositivos para, numa primeira fase, atender ao laboratório e, num futuro próximo, fornecer componentes qualificados espacialmente.

São três os métodos de simulação física de Subsistemas de Controle de Atitude (SCA), segundo a classificação de Souza (1987). Essa classificação é feita de acordo com o envolvimento crescente das partes físicas do SCA no ensaio. O primeiro método é conhecido como Ensaio Estático em Malha Fechada e caracteriza-se por possuir no circuito a eletrônica do SCA e os modelos da dinâmica do veículo, dos sensores e atuadores, colocados num computador. No segundo método os sensores e a eletrônica do SCA são colocados sobre uma mesa servo-assistida e os modelos da dinâmica e dos atuadores são colocados num computador. Este ensaio exige dispositivos que simulem os corpos celestes, utilizados como referência para os sensores não-inerciais. Finalmente, o último método permite que todas as partes do SCA (eletrônica, sensores e atuadores) sejam simultaneamente ensaiadas. Como no segundo caso, este teste também exige a presença de dispositivos para simular os corpos celestes, além de uma mesa de mancal a ar que pode ser de 1 ou 3 eixos. Os ensaios a serem realizados com o MAPS enquadram-se no terceiro método.

O MAPS desenvolvido será fixado no Simulador Dinâmico com Mancal Esférico Aerostático (SIDMEA). Uma inércia auxiliar, que poderá ser inclusive flexível, representando o painel solar será presa ao eixo do mancal do mecanismo. O conjunto (inércia+eixo) deverá ser colocado para girar dentro da faixa de velocidades operacionais normalmente utilizadas para o mecanismo em questão. O projeto do dispositivo está voltado para a aplicação em satélites geostacionários onde a velocidade de operação é de uma rotação por dia. Entretanto, devido à concepção modular do projeto, a substituição dos componentes ou módulos por outros, modificados, proporciona flexibilidade para a adequação a outros tipos de satélites e/ou missões.

Os três pontos principais a serem esclarecidos com o desenvolvimento do protótipo do MAPS são os seguintes:

- 1) Conhecimento do mecanismo em si: características de projeto, materiais, precisões, controlador, motor, "lay-out", etc.
- 2) Conhecimento do desempenho do mecanismo: precisões de velocidades, consumo de potência, perturbações, etc.
- 3) Auxílio no teste de sistemas e/ou algoritmos do Subsistema de Controle de Atitude.

Um dos objetivos dos testes com o protótipo do MAPS é a determinação de quanto o mecanismo está perturbando a atitude do satélite. O MAPS é visto pelo SCA como um elemento gerador de torques de distúrbios, provenientes das flutuações dos torques de atrito nos mancais de rolamento e no conjunto de discos deslizantes. As flutuações em torno da velocidade nominal de operação no motor, devidas ao campo magnético, imperfeições construtivas e rigidez eletromecânica também perturbam o movimento do satélite e, dependendo dos requisitos de apontamento da missão, esses fatores devem ser compensados.

Como se trata de um protótipo de laboratório e não de um modelo de voo, e devido a carências em termos de recursos, dada a abrangência de aspectos tecnológicos a serem desenvolvidos esse modelo não traz consigo toda a bagagem de desenvolvimentos necessários ao funcionamento em ambiente espacial. Um modelo qualificado deve incorporar melhorias em termos de adequação de materiais, processos, componentes e partes. Tal modelo deve-se basear na norma militar DOD-A-83577 que é aplicável para dispositivos mecânicos ou eletromecânicos que controlam o movimento de uma parte mecânica de um veículo espacial relativamente à outra parte. Essa norma descreve os requisitos gerais de projeto, construção, controle de qualidade e testes.

Quanto ao trabalho desenvolvido, no Capítulo 2 encontra-se o resumo da bibliografia que serviu de base para a concepção escolhida do modelo, assim como a descrição geral de componentes presentes em mecanismos espaciais (atuadores, mancais, elementos de transformação do movimento - incluindo considerações a respeito dos sistemas de redução mecânica existentes - e elementos de transmissão de potência e sinais). Nesse capítulo deu-se ênfase à descrição dos componentes mais frequentemente encontrados em mecanismos de acionamento de painéis. O Capítulo 3 traz um estudo pormenorizado dos mancais de rolamento, em especial os de contato angular, onde o enfoque foi a determinação do torque de atrito devido aos microdeslizamentos nas regiões de contato. Desenvolve-se, nesse capítulo, um programa para o cálculo do atrito de deslizamento com vistas a assessorar os projetos de mecanismos espaciais (sensores de horizonte, rodas de reação, mecanismos de acionamento de painéis, etc.). O Capítulo 4 contém aspectos relacionados com o acionamento do protótipo do mecanismo, a partir de um motor síncrono de indução, além de explanações a respeito do controle a ser exercido no mesmo. O Capítulo 5 traz o projeto eletromecânico detalhado em termos dos mancais, redução, lubrificação, motor e controlador. O capítulo 6 apresenta os principais resultados de simulações e testes. Finalmente, no Capítulo 7 estão as conclusões, recomendações, comentários e sugestões para próximos trabalhos a serem desenvolvidos.

CAPÍTULO 2

COMPONENTES DE MECANISMOS ESPACIAIS

As funções que um Mecanismo de Acionamento de Painel Solar deve executar são as de permitir a rotação do painel em relação ao satélite e a transmissão da potência elétrica proveniente do painel para dentro do satélite. Com o aumento das cargas úteis torna-se necessária a utilização de painéis solares desdobráveis, cada vez maiores e com crescentes níveis de potência, alta inércia e grande flexibilidade. Novas estratégias de projeto e operação devem ser elaboradas para que o mecanismo continue a manter o painel apontado para o Sol enquanto o corpo do satélite permanece apontado para a Terra ou para outro objeto celeste de interesse dentro dos requisitos exigidos na missão.

MAPS é a versão em português das siglas normalmente encontradas na literatura: BAPTA (Bearing and Power Transfer Assembly), SADM (Solar Array Drive Mechanism), MEGS (Mécanisme d'Entrainement du Générateur Solaire), etc. Inicialmente orientados para aplicações de baixa e média potência (até $\approx 0,5$ kW) e painéis rígidos de dimensões médias (até ~ 5 kgm²), passam a ser encarados sob uma nova concepção. Os satélites de comunicações em um futuro próximo irão requerer altas inércias (~ 100 - 2000 kgm²) e painéis solares flexíveis de até 10 kW de potência (Sheppard, 1982).

Dentro desta nova concepção, um fator preponderante é a flexibilidade, obtida através do conceito de modularização, onde os módulos ou componentes podem ser removidos do conjunto mecânico e modificados para adaptação a requisitos particulares, sem impacto no restante do mecanismo.

Baseado nesta filosofia de projeto chegou-se a conclusão que a configuração mecânica mais oportuna para o MAPS consiste de quatro módulos principais (Sheppard, 1982):

- 1) Unidade de discos deslizantes de potência.
- 2) Unidade de discos deslizantes de sinal e de comandos de pirotécnicos.
- 3) Unidade de suporte dos mancais.
- 4) Unidade de acionamento.

Cada uma dessas unidades possui as suas peculiaridades em termos de tecnologia a ser desenvolvida. O que se propõe nesse capítulo é a descrição generalizada dos componentes presentes em mecanismos espaciais com ênfase para aqueles que constituem o MAPS. Tais componentes são: atuadores, mancais e elementos de transformação do movimento e de transmissão de potência e sinais.

2.1 - ATUADORES

Os atuadores utilizados em mecanismos espaciais são, de maneira geral, os motores elétricos, atuadores eletro-dinâmicos, materiais com memória, termostatos bimetálicos e dispositivos hidráulicos e pneumáticos.

Os atuadores lineares eletro-dinâmicos são fundamentados na lei de Laplace (Figura 2.1):

$$\vec{F} = 2 l n_e \vec{I} \times \vec{B}, \quad (2.1)$$

onde:

- \vec{F} - força,
- l - comprimento do condutor no entreferro,
- n_e - número de espiras,
- \vec{I} - intensidade de corrente e
- \vec{B} - indução no entreferro.

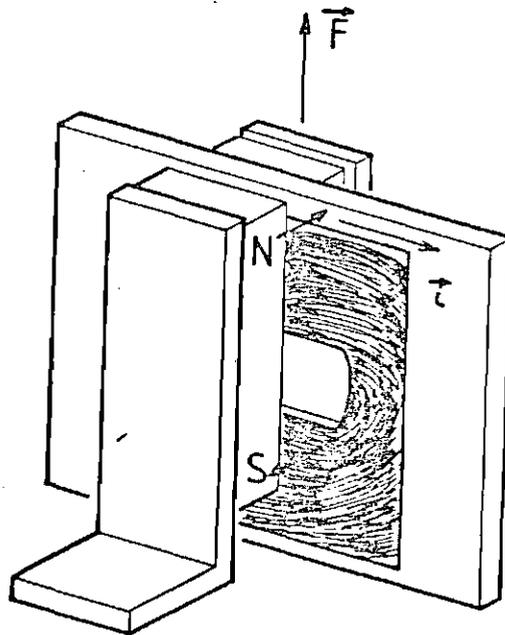


Fig. 2.1 - Princípio do atuador eletrodinâmico.

Esses dispositivos se adaptam perfeitamente a aplicações onde se deve obter pequenos desvios angulares com boa precisão de apontamento. Atuadores lineares eletro-dinâmicos foram utilizados pela SNIAS (Société Nationale Industrielle Aeroespatiale) em um mecanismo de apontamento fino de antena conhecido por SOFA (Systeme D'orientation Fine D'antenne). O mecanismo possui erro de apontamento menor que $0,01^{\circ}$ (Hubert e Brunet, 1981).

O efeito da memória mecânica é empregado para produzir um deslocamento. Esse deslocamento é comparável a uma deformação puramente elástica. O efeito da memória pode, assim, produzir uma força. O efeito termomecânico das ligas Ti-Ni (Nitinol) utiliza a propriedade do material de recuperar o estado inicial, quando reaquecido, depois de deformado e mantido a uma temperatura inferior a uma temperatura de transição. Um mecanismo de liberação de antenas, baseado na propriedade acima descrita, foi construído para aplicação no satélite ISEE-B (Powley e Brook, 1978).

Termostatos bimetálicos são elementos elásticos construídos na forma de pratos ou de fitas, consistindo de duas camadas de metais com coeficientes de dilatação térmica diferentes. Os elementos podem produzir um movimento, uma força ou a combinação dos dois. Termostatos bimetálicos desenvolvidos pela SNIAS permitem rotações de 90° para uma diferença de 10°C na temperatura. As taxas de torque desenvolvidas estão ao redor dos $3 \text{ gcm}/^{\circ}\text{C}$ (Salome e Petitgean, 1982; Collins, 1980).

Acionadores pneumáticos sensíveis a temperatura são variantes dos acionadores do tipo termostato bimetálico. O princípio de utilização é o da dilatação ou variação da tensão de vapor de um líquido aprisionado num recipiente deformável (fole, pistão, tubo de Bourdon, etc).

Certas cargas úteis sofisticadas de satélites científicos requerem sistemas que as prendam nas etapas de lançamento e posicionamento mas que não transmitam os choques provenientes dessas etapas. Um sistema pneumático de alta confiabilidade foi desenvolvido pelo JPL (Jet Propulsion Laboratory) e já foi utilizado em várias espaçonaves sofisticadas (Mariner, Viking e Voyager). O sistema conta com um cilindro contendo nitrogênio pressurizado que absorve as cargas no lançamento. O evento de liberação utiliza uma válvula pirotecnicamente ativada para esvaziar o cilindro. O esvaziamento ocorre de uma maneira suave e o efeito dos choques da válvula e da energia armazenada no cilindro são minimizados (Kievit, 1978).

2.1.1 - MOTORES ELÉTRICOS

Os principais motores utilizados no domínio espacial são os seguintes:

- a) motores de passo de relutância variável, de ímã permanente e híbridos.
- b) motores de corrente contínua sem escovas e de rotação limitada.
- c) motores de corrente contínua sem escovas e de rotação ilimitada obtida por comutação elétrica.

As outras categorias de motores (corrente contínua com escovas e corrente alternada) são de emprego limitado no setor espacial. Geração de rádio frequências, desgaste e problemas de comutação em alto vácuo são algumas razões da não utilização da comutação por escovas. Os motores síncronos de corrente alternada são utilizados em algumas aplicações onde se deseja velocidade constante. Baixa eficiência, baixo torque de partida, geração de harmônicos e necessidade de "hardware" para a conversão DC-AC são algumas

desvantagens do motor AC. A eficácia dos motores de corrente contínua sem escovas e dos motores de passo e as vantagens dos circuitos integrados estão tornando os motores DC mais recomendáveis que os motores AC (Murugesan, 1981).

2.1.1.1 - MOTOR PASSO A PASSO

Um motor de passo (ou motor passo a passo) é um motor que gira de um ângulo pré-determinado chamado passo cada vez que é comandado por um impulso elétrico. O deslocamento angular, seja num sentido ou noutro, é determinado pela ordem com que as fases são excitadas.

2.1.1.1.1 - MOTOR DE RELUTÂNCIA VARIÁVEL

Nesse tipo de motor o rotor é de ferro doce e compõe-se de dentes. O funcionamento é baseado na atração eletro-magnética que exercem os polos correspondentes às bobinas excitadas do estator. Esta atração é de mesma natureza que aquela exercida sobre a armadura de um relé eletro-magnético por sua bobina, quando alimentada. A força exercida sobre a parte móvel do motor (rotor) tem o efeito de diminuir o entre-ferro, ou seja, diminuir a relutância do circuito magnético da bobina alimentada. A relutância mínima significa, em particular, que as linhas de fluxo que caminham entre um dente do rotor e um polo ativo do estator são as mais curtas possíveis (Figura 2.2(a)).

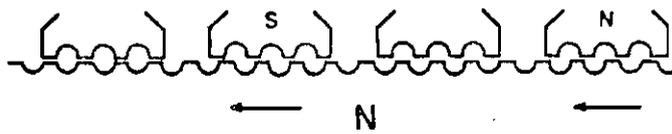
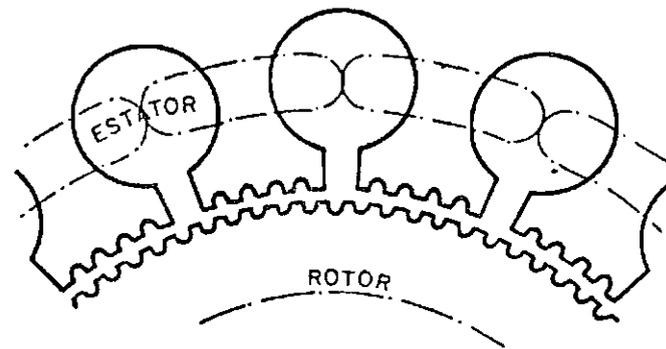
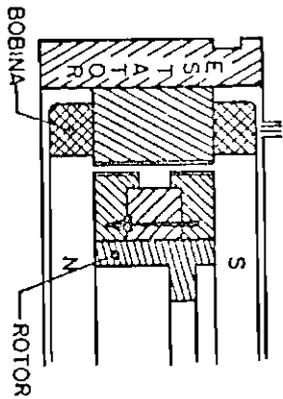
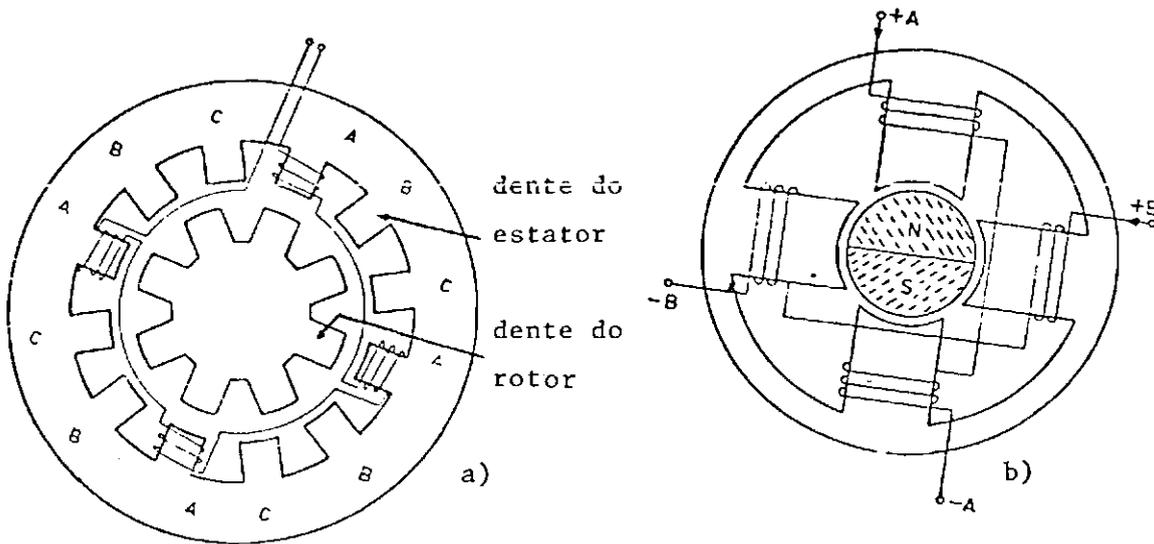
2.1.1.1.2 - MOTOR DE ÍMÃ PERMANENTE

O rotor é constituído de um ímã permanente com um ou mais pares de polos. O funcionamento desse motor é baseado na atração eletro-magnética entre os polos do ímã do rotor e os polos das bobinas excitadas do estator. Nesses motores o entre-ferro é constante na periferia do rotor (Figura 2.2(b)).

2.1.1.1.3 - MOTOR HÍBRIDO

Motores híbridos são os de relutância variável que possuem ímãs permanentes no rotor ou no estator. Como exemplo, ilustrar-se-á o funcionamento do motor 57PPP produzido pela SAGEM (Société d'Applications Générales d'Electricité et de Mécanique) e qualificado espacialmente, com utilização bastante difundida em aplicações espaciais. Esse motor é utilizado, por exemplo, em dois mecanismos do satélite SPOT (MEGS e Mécanisme de Changement de Visée du HRV).

O motor 57PPP compreende um estator bobinado e um rotor não bobinado. O estator possui 16 polos salientes com dois enrolamentos como mostrado pela Figura 2.3. Os enrolamentos devem ser alimentados segundo a sequência de excitação dada pela Tabela 2.1.



c)

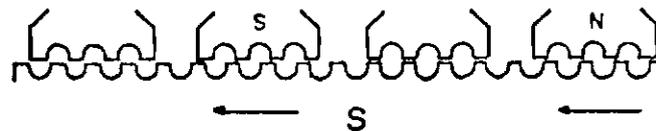


Fig. 2.2 - Motores de passo. a) motor de relutância variável b) motor de ímã permanente. c) aspectos construtivos do motor de passo híbrido 57PPP.

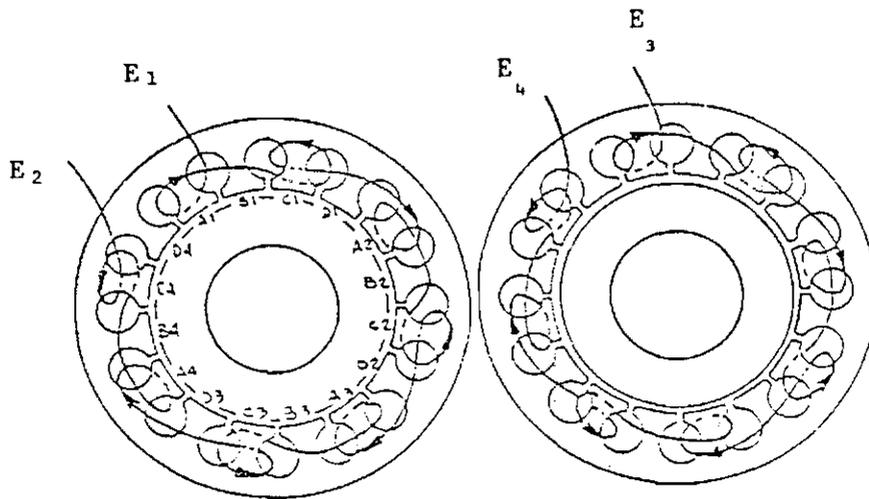


Fig. 2.3 - Enrolamentos do motor 57PPP.

O rotor é constituído de dois anéis de 300 dentes equidistantes. Os dentes de um anel estão defasados de $0,6^\circ$ (2 passos) em relação aos dentes do outro anel. Um ímã orientado axialmente está colocado entre os dois anéis (Figura 2.2(c)) e impõe uma polarização N a um anel e S ao outro anel. O passo do motor é de $0,3^\circ$ o que implica em 1200 passos/rev.

TABELA 2.1

SEQUÊNCIA DE ALIMENTAÇÃO

PASSO	ENROLAMENTO I		ENROLAMENTO II	
	E 1	E 2	E 3	E 4
1°	+	///		
2°			+	///
3°	///	+		
4°			///	+

O motor cujo funcionamento foi descrito acima, de uma forma sucinta, também é denominado de motor síncrono de indução. Maiores detalhes a respeito de aspectos construtivos e operacionais podem ser encontrados no Capítulo 4 ou em Ricci (1986). O motor a ser aplicado no protótipo do MAPS possui $1,8^\circ$ de passo ou 200 passos/rev.

2.1.1.2 - MOTOR DE CORRENTE CONTÍNUA SEM ESCOVAS

O rotor é constituído de um ímã permanente que cria um campo magnético constante. O estator é bobinado e o torque é produzido pela interação dos fluxos criados pelas bobinas do estator e pelo rotor. Os motores de rotação limitada ($\pm 60^\circ$) possuem eletrônica de controle muito simplificada. Para os motores de rotação ilimitada, a comutação das correntes no estator, visando a manutenção da quadratura entre o campo magnético produzido pelo estator e o campo rotativo do ímã permanente, é realizada através de amplificadores de estado sólido, em função da posição do rotor. Para sentir a posição do rotor existe uma série de dispositivos: transdutores ópticos, capacitivos e indutivos, magnetoresistores e geradores de efeito Hall. As vantagens desses motores são: eliminação das escovas e comutadores, o que permite operação em altas velocidades e em ambientes hostis e de alto vácuo, melhor eficiência, melhor tempo de resposta e linearidade no torque. Alguns inconvenientes: eletrônica de comutação relativamente complexa devendo ser qualificada espacialmente, o mesmo acontece com os detetores de posição. A SAGEM produz os motores série MCM para aplicações de bordo. O sensor de posição é do tipo indutivo ("pick-off").

2.2 - MANCAIS

Em aplicações espaciais pode-se utilizar mancais magnéticos, de deslizamento e de rolamento.

Os mancais magnéticos encontram aplicações em atuadores do tipo rotor para controle de atitude (Souza, 1987), em espelhos oscilantes de câmeras fotográficas (Thomin e Fouche, 1979) ou em dispositivos de armazenamento cinético (Salome e Petitjean, 1982).

Testes realizados pela ESTEC (European Space Research and Technology Centre) para mancais de deslizamento em oscilação levaram à conclusão de que mancais de deslizamento são capazes de funcionar sob vácuo se um revestimento adequado de carbeto de titânio (TiC) for utilizado tanto no eixo como na bucha. Entre os revestimentos deve-se utilizar dissulfeto de molibdênio (MoS_2) como lubrificante e as cargas não devem exceder 10 N para um eixo de 3 mm de diâmetro. Os torques de atrito são cerca de 10 vezes superiores do que aqueles gerados pelos mancais de rolamento (Salome e Petitjean, 1982).

2.2.1 - MANCAIS DE ROLAMENTO

Mancais de rolamento são largamente utilizados em mecanismos espaciais devido ao baixo atrito e à alta rigidez; por exemplo, em mecanismos de acionamento de painéis solares, atuadores do tipo rotor, mecanismos "despin", sensores de horizonte, etc. Geralmente são utilizados mancais de contato angular, em pares dispostos em "O" ("back-to-back"). Esta montagem permite um pré-carregamento, necessário para a manutenção dos requisitos de rigidez. Para mancais de mecanismos acionadores de painéis pode-se adotar precargas moderadas (em torno de 100 N) ou pesadas (300 N). Precargas moderadas possuem torques médios de atrito, ruídos e picos de torque

menores. Nesse caso, um mecanismo de descarregamento do mancal deve ser construído para proteger o mesmo nas fases de lançamento e desdobramento (Cabillic et alii, 1982). A utilização de mancais rigidamente precarregados possibilita uma notável economia de massa, porém os mancais sob precarga pesada são muito sensíveis a gradientes térmicos e o torque médio de atrito, assim como as oscilações, são maiores quando comparados com mancais precarregados moderadamente (Sheppard, 1982).

Muitos problemas de lubrificação advêm da exposição dos mancais de rolamento de mecanismos espaciais a ambientes cujas pressões são menores que 10^{-6} torr ($1,33 \times 10^{-4}$ N/m²). Vários métodos de lubrificação, líquida ou graxas, têm sido experimentados, apresentando diferentes graus de desempenho. Os métodos variam desde a aplicação de graxas e óleos de silicone diretamente ao mancal, passando pela evaporação de um óleo sobre o mancal proveniente de um reservatório impregnado (TIROS II), até a impregnação de gaiolas com diferentes líquidos lubrificantes (Brewer et alii, 1970).

Óleos e graxas de baixa pressão de vapor podem ser excelentes lubrificantes para mancais de rolamento. Até o momento não se encontrou substituto para a lubrificação líquida em mancais que operam em altas velocidades por longo período de tempo. A utilização de lubrificação líquida, entretanto, apresenta certas desvantagens. É considerável a complexidade do projeto do sistema de lubrificação. Como exemplos pode-se citar: o cuidado em posicionar os reservatórios de lubrificantes quando usados em áreas controladas termicamente, assim como os canais capilares, no intuito de aumentar o fluxo superficial e molecular para dentro do mancal; o perfeito conhecimento do mecanismo de transferência do lubrificante evitando perdas por vazamentos e volatilização; conhecimento do regime de operação, etc. O torque de atrito do mancal é variável com a temperatura e com a velocidade. A degaseificação de componentes pode acarretar problemas de contaminação em superfícies ópticas e componentes. Um outro inconveniente importante da lubrificação líquida é que não é possível

a aceleração dos testes de qualificação do lubrificante escolhido. Isso pressupõe a realização exaustiva de testes, inclusive aqueles cuja duração se estende a toda vida útil do mecanismo.

Todos os inconvenientes acima relacionados, e outros não mencionados, podem ser evitados pelo uso de lubrificantes sólidos. Sólidos lamelares (MoS_2), polímeros de baixa adesão (PTFE) ou finas películas de metal (Ba, Au, Ag, Pb) são todos aceitáveis como lubrificantes sólidos em vácuo. Algumas propriedades dos lubrificantes sólidos são:

- 1) Pressão de vapor irrisória.
- 2) Baixa tensão de cisalhamento.
- 3) Não se movem espontaneamente.
- 4) Propriedades de atrito não são afetadas por mudanças moderadas na velocidade ou na temperatura.

As desvantagens são:

- 1) Vida limitada necessitando de renovação.
- 2) Geração de fragmentos.

Filmes de grafite apresentam boas características lubrificantes, baixo atrito, baixa resistência (comutação de motores) e extremamente baixo desgaste quando em presença de vapor d'água. Em ambientes espaciais (grandes altitudes e alto vácuo) ocorre o desgaste acentuado acompanhado de altos coeficientes de atrito. Grafite, portanto, é desaconselhável como lubrificante para mecanismos espaciais (Murugesan, 1981; Przybyszewski, 1968).

Em vista dos pontos acima é vantajoso empregar filmes sólidos naqueles mecanismos de satélites onde se deseja baixa velocidade e simplicidade no projeto.

As gaiolas também podem ser fabricadas de materiais lubrificantes sólidos. Em aplicações onde isso ocorre a gaiola além de possuir a função de espaçar uniformemente os elementos rolantes serve, também, como fornecedora de lubrificante para a esfera (ou rolo) que, por sua vez, transmite os filmes de lubrificante sólido para as pistas. Fenômeno semelhante ocorre quando da impregnação da gaiola com lubrificante líquido. Este fenômeno está bem detalhado em Brewe et alii (1966). O torque de atrito medido em mancais com gaiolas de politetrafluoretileno (PTFE) preenchido com diferentes composições de MoS₂, bronze e fibra de vidro foi, em geral, mais baixo que aquele medido em mancais com gaiolas impregnadas com óleo. O composto que possibilitou a melhor lubrificação possui 15% de fibra de vidro, 15% de MoS₂ e 70% de PTFE (Scibbe et alii, 1968; Smith et alii, 1966). O atrito e o desgaste de mancais com gaiolas de plástico preenchido e de materiais metálicos com lubrificantes sólidos foram comparados por Bowen (1962). A gaiola 70%Ag-20%PTFE-10%WSe₂ (prata, teflon e disseleneto de tungstênio) propiciou o menor atrito e o menor desgaste dentre todos os materiais testados em ultra-vácuo por períodos de até 100 horas de duração.

Os lubrificantes sólidos também podem ser aplicados mecanicamente por meio de um pincel duro, escova ou camurça após um processo de completa limpeza e secagem. Dados obtidos por Murray et alii (1966), para mancais de rolamento de 25 mm de diâmetro interno com depósito mecânico de MoS₂ em 10⁻⁷ torr (1,33x10⁻⁵N/m²) operando continuamente por aproximadamente 800 horas a 30 RPM e 44 N de carga radial, constatam que os valores de torque foram menores que 110x10⁻⁴ Nm.

Dependendo da aplicação pode-se usar depósito mecânico e/ou materiais compostos na gaiola. Se a aplicação exigir rotação contínua do mecanismo deve-se utilizar um material composto na gaiola contendo MoS_2 (por exemplo, Duroid). Nenhum tratamento deve ser feito nas esferas e pistas. O rolamento deve ser de aço inox (AISI 440C). Para movimento alternativo a gaiola pode ser de material composto ou teflon puro (PTFE) e o depósito mecânico de MoS_2 substitui ou completa a lubrificação da gaiola. Aplicações em temperaturas mais elevadas requerem a utilização de gaiolas mais resistentes de materiais metálicos preenchidas como aquelas testadas por Bowen (1962). Algumas delas mostraram-se bastantes eficazes em temperaturas da ordem de 200 °C por mais de 100 horas (Ag-PTFE-WSe₂, por exemplo). No dissulfeto de molibdênio em temperaturas da ordem de 300 °C e contato com o ar ocorre a formação lenta de um óxido com características abrasivas.

Outra técnica de lubrificação seca que está sendo utilizada com muita ênfase no programa espacial europeu é aquela desenvolvida pelo ESTL (European Space Tribology Laboratory). O processo permite o desenvolvimento de um filme de chumbo, através da técnica "ion plating", de espessura entre 0,2 a 0,5 micra, com boa aderência e baixos atrito e desgaste. Testes executados por Todd et alii (1980) em mancais de BAPTA (42 mm DE, 20 mm DI) rodando em vácuo a 100-200 RPM por 2 milhões de revoluções evidenciaram um torque médio de 20×10^{-4} Nm. O torque máximo não excedeu 280×10^{-4} Nm. Esta técnica é usada correntemente em quase todos os programas BAPTA com experiência de voo tendo ganho com sucesso concorrências tais como OTS, MARECS e APPLE. Este processo também foi selecionado para os mecanismos "despin" utilizados no SPOT, SAD e GIOTTO (Todd et alii, 1980; Sheppard, 1982).

Apenas para comparação, pode-se confrontar os dados obtidos para o torque de atrito de mancais com depósito de MoS_2 (Murray et alii, 1966) e lubrificados pela técnica "ion-plating" (Todd et alii, 1980) com aqueles obtidos por Souza (1987) para um protótipo de uma roda de reação para SCA com lubrificação a óleo. O torque de atrito medido variou linearmente de aproximadamente 100×10^{-4} a 200×10^{-4} Nm no intervalo de 50 a 2000 RPM. Deve-se salientar que o torque medido por Souza (1987) leva em conta dois pares de rolamento (um par da roda e outro par do codificador incremental), as escovas do motor, além da caixa não estar evacuada, enquanto que os testes para medição do torque de atrito em mancais são, geralmente, realizados no vácuo com apenas 1 mancal de rolamento. Os resultados para rodas de reação qualificadas fabricadas pela TELDIX também são mostrados por Souza (1987). A roda de melhor desempenho apresenta uma variação linear de aproximadamente 30×10^{-4} a 80×10^{-4} Nm no mesmo intervalo de velocidades.

Vários mecanismos de baixa velocidade para aplicações espaciais fabricados pela Teldix utilizam mancais de rolamento de contato angular sem lubrificação com esferas de cerâmica ou esferas recobertas com Carbeto de Titânio. Esta solução é adequada pois diminui o torque de atrito dos mancais (Teldix, s.d.).

2.3 - ELEMENTOS DE TRANSFORMAÇÃO DO MOVIMENTO

Os elementos de transformação do movimento em aplicações espaciais podem ser engrenagens ou parafusos de esferas recirculantes.

2.3.1 - ENGRENAGENS

Na Europa a grande maioria das aplicações espaciais utiliza engrenagens de dentes retos com lubrificação seca, confeccionadas com um par de materiais compatíveis com o desgaste e o atrito em ultra-vácuo. Isso se deve às facilidades de fabricação e lubrificação das engrenagens cilíndricas retas. Nos Estados Unidos também são utilizadas as engrenagens cônicas, as engrenagens de dentado triangular de aplicação nos redutores harmônicos, etc. Segundo os requisitos (duração da vida, condições de carregamento, especificações de contaminação, etc.) utiliza-se a lubrificação seca (em particular MoS_2) ou lubrificação líquida.

O dimensionamento deve levar em conta a resistência à pressão superficial, resistência à ruptura, a influência da velocidade de rotação, a influência da lubrificação e a influência das condições de funcionamento.

Para o caso de engrenagens retas de baixa pressão superficial (1×10^7 a 2×10^7 N/m^2) recomenda-se a utilização de um par de materiais do tipo aço inox (AISI 440C), para o pínhão, e um material composto para a engrenagem (Delrin AF). Os resultados obtidos no CNES entre 1969 e 1972 mostraram que o par metal/plástico se adapta bem em presença de baixas cargas e longos períodos de funcionamento em ultra-vácuo. Pode-se, por exemplo, usar MoS_2 como lubrificante se bem que resultados sem qualquer lubrificação mostraram-se adequados.

Na presença de grandes pressões superficiais (10^8 N/m^2) deve-se utilizar um par de materiais metálicos (por exemplo, aço níquel/aço inox). Pode ser realizado um depósito de TiC para evitar micro-soldagem. A lubrificação pode ser seca (MoS_2 , Pb, etc.) ou por "film transfer".

Sistemas com engrenagens cônicas e sistemas sem fim/correa sob carregamento leve devem utilizar o que foi prescrito para o caso das engrenagens retas. Sob forte carregamento uma solução é a colocação do sistema dentro de um "cárter" permitindo uma lubrificação por chapiscamento (Salome e Petitjean, 1982).

2.3.1.1 - REDUTORES DE ENGRENAGENS

Dependendo da aplicação e do tamanho do satélite, às vezes torna-se necessário obter grandes reduções na velocidade de acionamento de painéis. Alguns exemplos de redutores compactos serão descritos a seguir.

2.3.1.1.1 - REDUTOR HARMÔNICO

O redutor harmônico ("harmonic drive") apresenta as seguintes vantagens em relação ao redutor de engrenagens clássico:

- 1) Redução mais elevada (100 a 300) com um único estágio.
- 2) Rendimento > 90%.
- 3) Boa confiabilidade (somente dois elementos móveis).
- 4) Torque limite elevado.

O redutor compreende quatro elementos principais como mostra a Figura 2.4. A geratriz elíptica deforma o anel flexível de modo que os dentes do mesmo encaixem nos dentes internos do anel circular em pontos diametralmente opostos. O anel flexível, que se deforma em função da velocidade de rotação da geratriz mas não gira à mesma velocidade, possui dois dentes a menos que o anel circular. Quando o anel circular está fixo, o anel flexível (saída) gira no sentido oposto a geratriz (entrada) a uma velocidade menor. Uma volta da geratriz faz com que o anel flexível avance dois dentes.

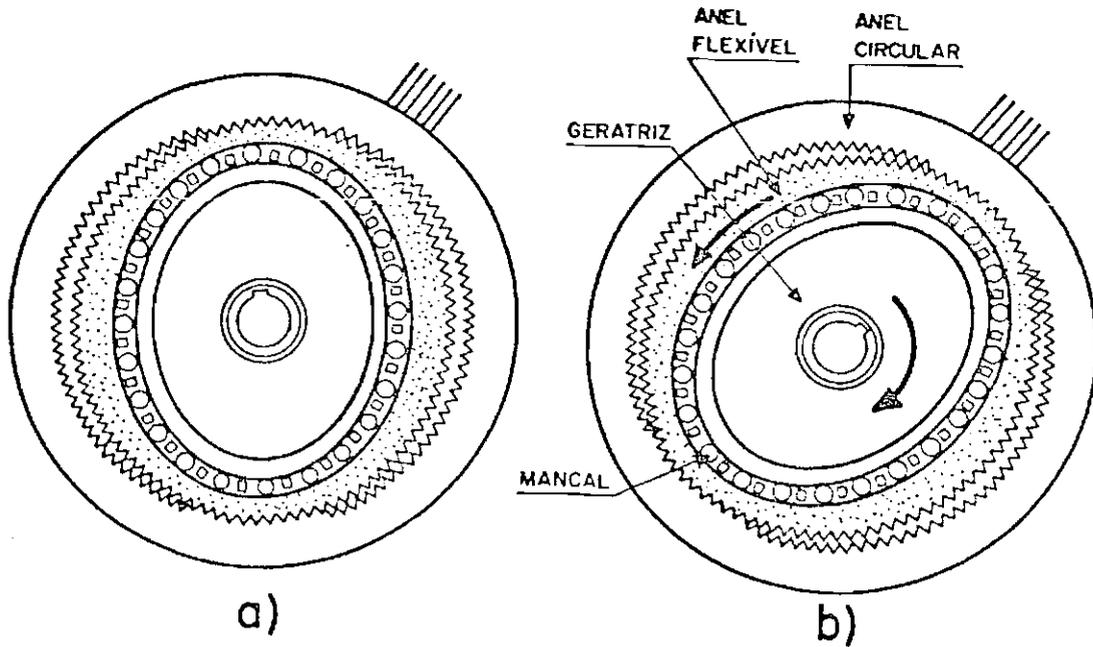


Fig. 2.4 - Redutor harmônico: a) partes principais, b) as setas mostram o sentido de rotação da geratriz e do anel flexível.

O anel flexível é de aço inox 321 com depósito de ouro. Um sistema de lubrificação permanente é incorporado. E saios dos fabricantes têm demonstrado uma duração de 10000 horas sem deterioração das engrenagens.

2.3.1.1.2 - TRENS EPICICLOIDAIS

Um trem epicicloidal de engrenagens é um mecanismo constituído de engrenagens, onde há, pelo menos, um eixo suportado por um elemento animado de rotação. As engrenagens planetárias são aquelas em que os suportes das árvores são fixos; as outras, que se movimentam em torno dos planetários, são os satélites.

Trens epicicloidais são bastante empregados em mecanismos de precisão e mecânica fina pois são compactos e possibilitam grandes reduções. O trem epicicloidal mostrado na Figura 2.5 é um trem que possui engrenagens com dentes interiores e de múltiplos estágios. O pinhão (3) do motor elétrico (2) aciona dois (ou três) satélites (4) que rodam dentro da camisa de dentes internos (1) e produzem a rotação do braço (5) e do pinhão (6) que aciona o segundo estágio. Um único estágio pode reduzir 1/18. O trem mostrado na Figura 2.5 pode reduzir 1/5832.

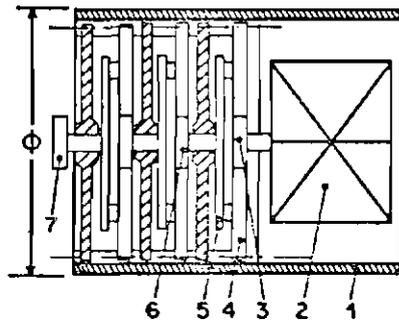


Fig. 2.5 - Trem epicicloidal com múltiplos estágios: 1) camisa com dentes internos, 2) motor elétrico, 3) pinhão acionador, 4) satélite, 5) braço, 6) pinhão do 2º estágio, 7) eixo de saída.

Outros tipos de trens epicicloidais compactos com poder de redução de até 1/10000 estão descritos em Trylinski (1971). Jones e Roger (1985) utilizaram um trem epicicloidal semelhante ao da Figura 2.5 no projeto de um acionador de painel solar para aplicação em satélites de comunicação de alta potência ($\approx 16\text{m} \times 20\text{m} \times 33\text{m}$). A Figura 2.6 mostra uma vista em corte do mecanismo de redução.

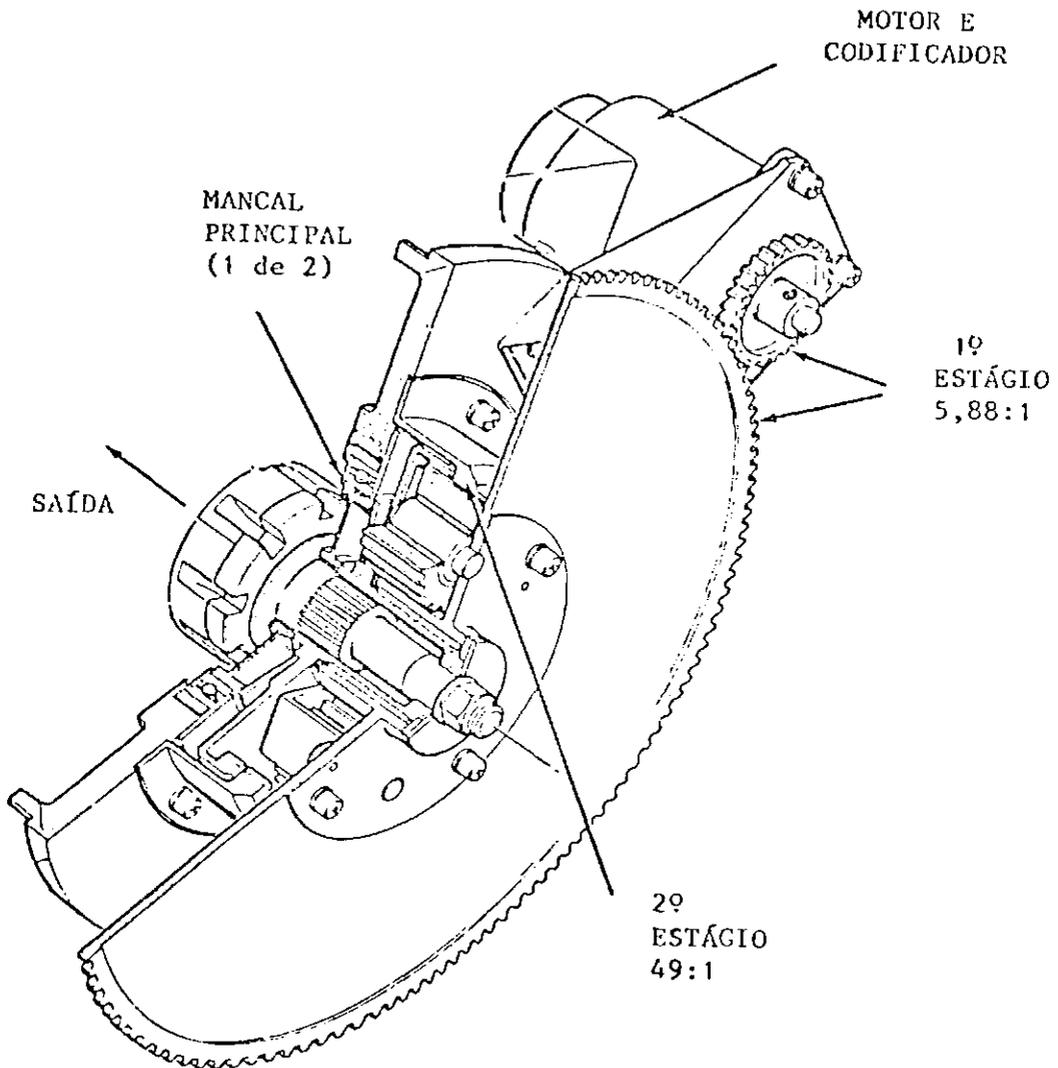


Fig. 2.6 - Corte do redutor de engrenagens proposto por Jones e Roger (1985).

Os órgãos principais de um trem epicycloidal são: o motor, o resistente e o apoio. De acordo com a classificação encontrada em Albuquerque (1980) ambos os mecanismos (Figura 2.5 e 2.6) possuem razão operacional, que é a relação dos módulos das velocidades angulares do órgão resistente para o órgão motor quando o apoio estiver immobilizado, entre 0 e 1 o que os enquadram em transmissores-redutores. Contudo, os órgãos motor, resistente e apoio do primeiro estágio do redutor da Figura 2.5 (pinhão, braço e camisa de dentes internos, respectivamente) diferem dos órgãos motor, resistente e apoio do redutor da Figura 2.6 (apoio, planetário móvel e planetário fixo, respectivamente). Pela Tabela 2.2 pode-se prever um rendimento excelente para o redutor da Figura 2.5 e um rendimento de regular a mau para o redutor da Figura 2.6. Pela tabela, para o trem de razão operacional menor que 0,5, que é o caso, se o braço ou suporte dos satélites ($\underline{\alpha}$) é o órgão resistente (\underline{r}) preve-se um rendimento excelente. Se o suporte dos satélites é o órgão motor (\underline{m}) preve-se um rendimento de regular a mau. Aliás, um redutor muito parecido com o da Figura 2.6, proposto em Albuquerque (1980), mostrou-se inviável devido ao fato do rendimento ser negativo.

TABELA 2.2

RENDIMENTO DOS TRENS EPICICLOIDAIS

TREM EPICICLOIDAL	RAZÃO OPERACIONAL	RENDIMENTO*		
		EXELENTE	BOM	REGULAR E MAU
INVERSOR $p < 0$	$p < -1$	$\underline{\alpha} = \underline{a}$	$\underline{\alpha} = \underline{m}$	$\underline{\alpha} = \underline{r}$
	$p > -1$	$\underline{\alpha} = \underline{a}$	$\underline{\alpha} = \underline{r}$	$\underline{\alpha} = \underline{m}$
TRANSMISSOR MULTIPLICADOR $p > 1$	$p < 2$	$\underline{\alpha} = \underline{m}$	$\underline{\alpha} = \underline{r}$	$\underline{\alpha} = \underline{a}$
	$p > 2$	$\underline{\alpha} = \underline{m}$	$\underline{\alpha} = \underline{a}$	$\underline{\alpha} = \underline{r}$
TRANSMISSOR REDUTOR $0 < p < 1$	$p < 0,5$	$\underline{\alpha} = \underline{r}$	$\underline{\alpha} = \underline{a}$	$\underline{\alpha} = \underline{m}$
	$p > 0,5$	$\underline{\alpha} = \underline{r}$	$\underline{\alpha} = \underline{m}$	$\underline{\alpha} = \underline{a}$

* $\underline{\alpha}$ = BRAÇO OU SUPORTE DOS SATÉLITES; \underline{m} = MOTOR; \underline{a} = APOIO;

\underline{r} = RESISTENTE

FONTE: ALBUQUERQUE (1980), p. 270

2.3.2 - PARAFUSOS DE ESFERAS RECIRCULANTES

Consiste num sistema para transformar movimento rotativo em linear e vice-versa. Um parafuso de esferas recirculantes é um elemento constituído de um parafuso e uma porca entre os quais circulam várias esferas que permitem a transformação do movimento (Figura 2.7). Ensaaios realizados no ESTL em parafusos de esferas recirculantes fabricados pela RMB (Suíça) em funcionamento com movimentos oscilatórios (5000 oscilações em órbita) de amplitude $\pm 3^\circ$ e requisitos de precisão menor que $0,005^\circ$ mostraram não haver vantagens essenciais na lubrificação da porca. A geometria dos caminhos, ranhuras e estado superficial, pelo contrário, mostraram-se influentes na vida do dispositivo sob vácuo.

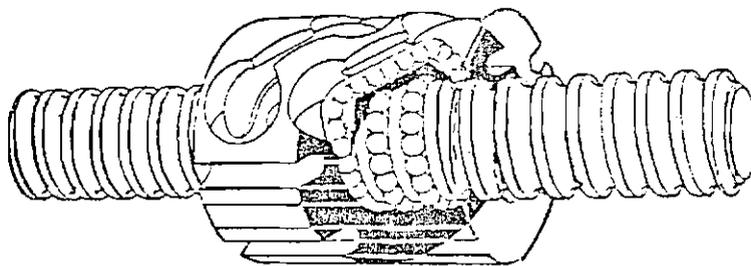


Fig. 2.7 - Parafuso de esferas recirculantes.

2.4 - ELEMENTOS DE TRANSMISSÃO DE POTÊNCIA E SINAIS

A unidade de discos ou anéis deslizantes proporciona o meio de transferência da potência elétrica gerada nos painéis para dentro do satélite. Em alguns casos pode existir uma sub-unidade que cuida da transferência dos sinais de controle a partir do ou para o painel. Esta sub-unidade deve ser totalmente isolada para prevenir correntes prematuras para os dispositivos pirotécnicos induzidas eletromagneticamente. Esses dispositivos mantêm presos os painéis ou outros apêndices durante a fase de lançamento. A liberação dos painéis e/ou apêndices é realizada através de um sinal de comando que detona uma pequena carga explosiva.

As unidades de discos ou anéis deslizantes ("Slip Rings Discs") podem ter formato de discos com um ou vários contatos dispostos radialmente, o que permite uma forma compacta, ou podem ter a forma de cilindro. A forma de disco permite certos desalinhamentos que a forma cilíndrica não tolera.

Os materiais adotados para os anéis e escovas são convencionais: prata ("coin silver") para os anéis e composto sinterizado, contendo 82% de prata, 15% de dissulfeto de molibdênio e 3% de cobre, para as escovas. O conjunto de discos deslizantes fabricados pela MECANEX para o MEGS consiste de 11 discos. Cada lado do disco possui um contato para transmissão de potência e um contato para a transmissão de sinal. O diâmetro médio para os contatos de potência é 31 mm e para os sinais tem-se um diâmetro médio de contato de 41 mm (Figura 2.8).

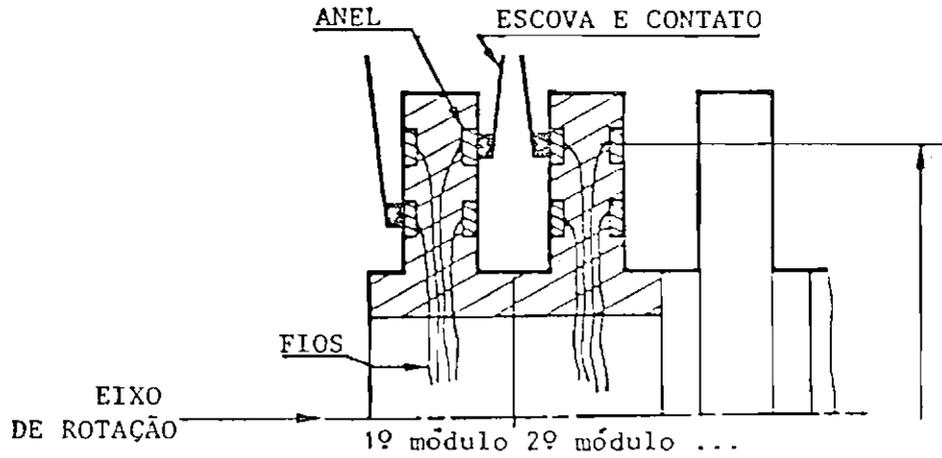


Fig. 2.8 - Geometria dos discos deslizantes do MEGS.

2.5 - EXEMPLOS

A seguir serão apresentados dois mecanismos de acionamento de painéis solares. O BAPTA mostrado na Figura 2.9, desenvolvido pela British Aerospace (BAe), foi orientado para satélites de dimensões e potência médios.

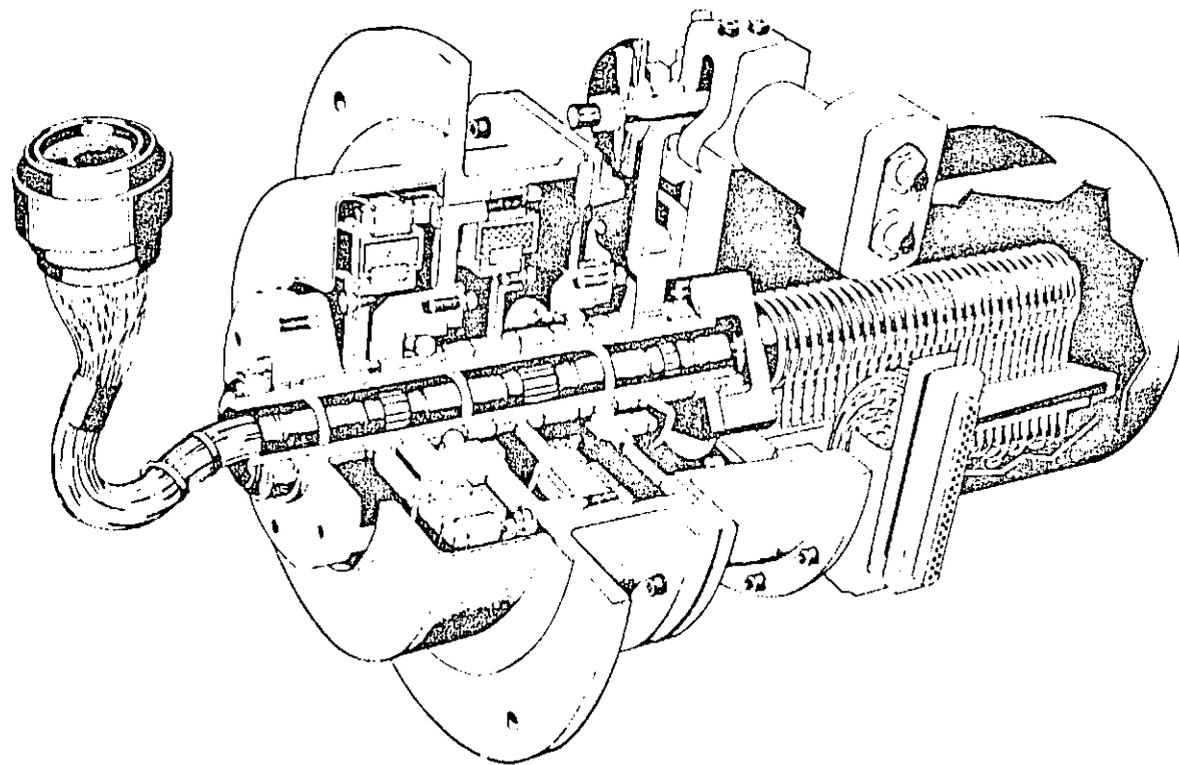


Fig. 2.9 - BAPTA para médias potências.

A Figura 2.10 mostra o desenvolvimento pela BAE de um SADM para um satélite de 7 kW. A figura mostra a unidade de discos deslizantes, a unidade de suporte dos mancais e a unidade de acionamento. Uma base de alumínio suporta todas as unidades. Os mancais de esferas de contato angular são de aço inox 440C. O eixo de suporte dos discos, eixo e caixa dos mancais são de berílio. Este material possui baixa densidade, coeficiente de dilatação térmica próximo do aço, boa condutividade térmica e alto calor específico. A unidade de acionamento mostra tres motores de passo de $1,8^{\circ}$. Um deles serve para acionar o par de engrenagens retas de redução 30:1. O segundo serve como elemento redundante. O terceiro serve para acionar o sistema que põe em prática o motor redundante caso ocorra alguma falha (quebra de dentes do pinhão do primeiro motor, por exemplo). Para minimizar os impulsos gerados pelo motor, o passo do mesmo foi subdividido eletronicamente em passos menores que $0,06^{\circ}$. As engrenagens e os rolamentos foram lubrificados pela técnica desenvolvida pelo ESTL ("ion-plating lead").

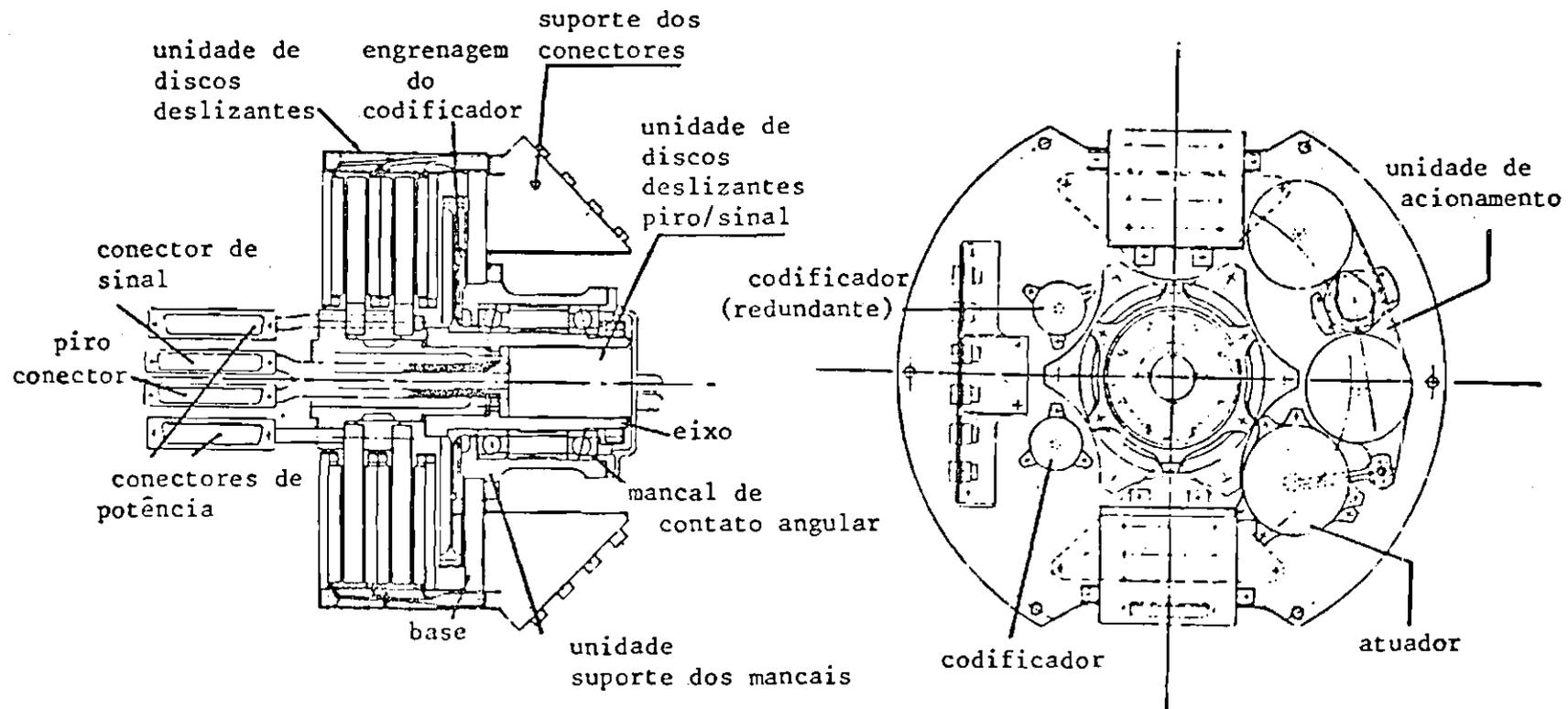


Fig. 2.10 - SAMD para 7 kW de potência.

2.6 - CONSIDERAÇÕES FINAIS

Neste capítulo fez-se uma exposição dos principais componentes presentes em mecanismos espaciais (mancais, atuadores, etc.), comumente encontrados em Mecanismos de Acionamento de Painéis Solares (MAPS).

A descrição de tais componentes mostra uma infinidade de aspectos e questões tecnológicas ainda não totalmente esclarecidos e sedimentados. Além disso, existe a dificuldade adicional de se conseguir os componentes qualificados espacialmente para o funcionamento adequado do equipamento. Geralmente, estes componentes devem ser importados de firmas qualificadas e com experiência em missões anteriores.

Contudo, a necessidade de desenvolvimento de um MAPS para futuras missões, ou mesmo para um projeto, até certo ponto arrojado, de um satélite de comunicações nacional, torna-se premente e deve-se ter uma idéia das dificuldades e barreiras tecnológicas a serem rompidas para se atingir tal objetivo. É o que se pretende com este trabalho.

Nesse sentido, um protótipo de um MAPS, mesmo não incorporando todos os aspectos tecnológicos e o estado da arte, vem contribuir para esse entendimento e de certa forma suprirá, a contento, os requisitos exigidos para um modelo experimental. Nos capítulos seguintes, descreve-se o protótipo deste MAPS que contará com uma Unidade Suporte dos Mancais onde todas as peças serão construídas de aço de baixa liga. Os rolamentos serão de contato angular de classe P4 e o material dos mesmos é o aço tradicional para rolamentos. A Unidade de Acionamento contará com um motor de passo híbrido de $1,8^\circ$, e o controle, a ser exercido no mesmo, utilizará a técnica de mini-passo para a redução do tamanho do passo natural. O motor acionará um par de engrenagens retas de aço liga com redução 1:8 até o eixo de saída. Descreve-se ainda o sistema de lubrificação do protótipo e o sistema de medida da velocidade necessário para o fechamento de uma eventual malha de controle.

Antes de se passar ao projeto propriamente dito discute-se outra questão de suma importância para componentes mecânicos de satélites que é o torque de atrito gerado pelo mecanismo como um todo e, em particular, pelos mancais. Flutuações do torque geram distúrbios que perturbam o movimento do satélite e, por isso, é conveniente que se entenda um pouco dos mecanismos de geração do torque de atrito em mancais de rolamento. O próximo capítulo será dedicado a esse estudo em rolamentos de esferas de contato angular, como um complemento ao projeto do MAPS.

CAPÍTULO 3

ATRITO DE DESLIZAMENTO EM MANCAIS DE ROLAMENTO DE ESFERAS

Mancais são utilizados em muitos tipos de máquinas e dispositivos. O propósito de um mancal é permitir liberdade de movimento, associada a um posicionamento relativo, enquanto se transmite uma carga entre duas estruturas, geralmente um eixo e uma caixa.

Se uma determinada carga precisa ser transmitida entre duas superfícies deslizantes é conveniente que se interponha entre as partes elementos rolantes pois facilitam enormemente a transmissão. A resistência de atrito, associada ao deslizamento, é substituída por uma resistência de atrito menor associada ao rolamento. Esse é o conceito básico de um mancal de rolamento.

Mancais de rolamento são constituídos pelo agrupamento das seguintes partes: uma pista interna e outra externa contidas nos anéis interno e externo, respectivamente, um conjunto de esferas ou rolos e um separador ou gaiola. A gaiola serve para manter o mesmo espaçamento entre os elementos rolantes. Um mancal sem gaiola, onde todo o espaço entre as pistas é preenchido com os elementos rolantes, possui alta capacidade de carga mas baixos limites de velocidade quando comparados com mancais equipados com gaiolas.

Os torques de atrito gerados pelos mancais de rolamento são uma parcela significativa do torque de atrito total dos mecanismos de satélites, tais como sistemas de apontamento fino e de acionamento de painéis, e, portanto, o desempenho dos mecanismos está diretamente vinculado ao projeto adequado dos mancais.

É possível, numa primeira instância, visualizar duas componentes no torque total gerado pelos mancais, sendo uma componente constante e uma aleatória. A maioria das investigações está voltada

para a primeira componente. A presença da componente aleatória é devida principalmente a erros geométricos nas pistas, rolos ou esferas, propriedades não uniformes dos materiais, carregamento não uniforme, intrusões sólidas, etc.

Sob lubrificação seca, ou sob lubrificação líquida e baixas velocidades (regime limite de lubrificação), um mancal de precisão de esferas de contato angular, carregado axialmente, possui principalmente as seguintes fontes de torques de atrito seco (ou de Coulomb) (Todd e Stevens, 1980):

- a) histerese elástica,
- b) separador ou gaiola,
- c) microdeslizamentos nas regiões de contato ("spin" e rolamento).

A histerese elástica resulta em perdas energéticas no rolamento. A resistência ao rolamento devido a histerese elástica foi proposta por Tabor (1955) como sendo proporcional ao coeficiente de perda por histerese, α_h , que possui um valor entre 0,008 a 0,01 para o aço. Tem-se, então:

$$F_h = f_h \alpha_h b P / d,$$

onde:

$$f_h = 4/(3\pi) \text{ para um cilindro,}$$

$$= 3/8 \text{ para uma esfera,}$$

b - semi-eixo de contato na direção do movimento,

P - carga normal e

d - diâmetro da esfera.

O coeficiente α_h é um fator empírico que representa a relação entre a perda de energia por histerese e a energia de deformação elástica associada com a carga P . Todd e Stevens (1980) mostraram que o torque devido a histerese elástica está em torno dos 5% do torque de atrito total para mancais de rolamento de esferas de contato angular operando em baixas velocidades.

O efeito do atrito da gaiola é comparativamente menor que os outros dois efeitos. Uma fonte de referência para estudo do efeito do atrito da gaiola é, por exemplo, o trabalho de Walters (1971). Todd e Stevens (1980), simplesmente desconsideraram o efeito da presença da gaiola.

Os principais efeitos na componente constante do torque de atrito são devidos aos microdeslizamentos nas regiões de contato. Este capítulo trata do estudo minucioso dessa parcela do atrito e tem por objetivo a construção de um programa, instalado num computador Burroughs B6800, que calculará o torque de atrito devido aos microdeslizamentos nas regiões de contato a partir de um carregamento axial dado.

Para atingir o objetivo proposto, parte-se de uma exposição das principais características dos mancais de rolamento envolvendo tipos, características geométricas, tensões e deformações nos contatos, distribuição de carregamento, etc., itens indispensáveis para a compreensão do assunto que se propõe. O programa resultante pode ser adaptado, com algumas modificações, para calcular não só o torque como também fornecer dados para a análise do movimento das esferas em aplicações que requerem altas velocidades (relações entre velocidades, p. ex.). Em tais aplicações a compreensão da dinâmica dos elementos é fundamental.

Um programa como esse é de alto interesse não só para o desenvolvimento de projetos de mecanismos espaciais. No setor industrial, as informações geradas por sistemas semelhantes que auxiliam o projeto de máquinas e dispositivos podem colaborar para a redução de falhas, requisitos de manutenção, consumo de energia e materiais aumentando a produtividade e a longevidade de novos projetos. Sistemas para a assistência de projetos em Tribologia (ciência que estuda os problemas relativos ao atrito, desgaste e lubrificação entre superfícies em contato) estão sendo desenvolvidos em vários países do mundo. Pode-se citar, por exemplo, o trabalho de Sibley et alii (1986) que descreve as características principais de um sistema constituído por programas que consideram técnicas de projeto, banco de dados bibliográfico e de pesquisas em andamento, para vários tipos de mancais.

3.1 - TIPOS DE MANCAIS DE ROLAMENTO

Os vários tipos de mancais de elementos rolantes podem ser classificados em duas categorias: mancais de rolamento de esferas e de rolos. Os tipos mais comuns de mancais de esferas são os seguintes:

- 1) Rolamentos rígidos.
- 2) Rolamentos auto-compensadores.
- 3) Rolamentos de contato angular.
- 4) Rolamentos axiais.

Mancais de rolos possuem os seguintes tipos mais comuns:

- 1) Cilíndricos.
- 2) Rolos cônicos.
- 3) Auto-compensadores.
- 4) Agulhas.

Maiores informações a respeito dos tipos de mancais, tamanhos disponíveis, capacidade de carga, etc., podem ser encontradas em catálogos de fabricantes e publicações correlatas. É de interesse deste trabalho dar atenção exclusiva aos rolamentos de esferas e, em especial, aos de contato angular. Tais rolamentos são frequentemente encontrados em sistemas de apontamento espaciais (Todd et alii, 1980; Sheppard, 1982; Cabillic et alii, 1982).

Rolamentos de esferas de contato angular são mostrados na Figura 3.1. Eles possuem um dos anéis com dois ombros e o outro com apenas um. Isso faz com que suportem cargas axiais em apenas um sentido. Os rolamentos já vêm preparados para a montagem em pares. Podem ser montados em Tandem, em disposição em "O" ou em disposição em "X" (ver Figura 3.1(b), (c) e (d), respectivamente). Quando são montados em pares um dos rolamentos exerce uma precarga no outro e isso proporciona alta rigidez para o conjunto além de prevenir o escorregamento. Os rolamentos preparados a priori para uma determinada precarga possuem os anéis internos ligeiramente mais estreitos que os anéis externos. A diferença entre as larguras determina a precarga quando em operação. Se anéis espaçadores são usados eles devem ser faceados simultaneamente. Garante-se, desta forma, a igualdade das larguras dos espaçadores, não introduzindo mudanças na precarga previamente especificada. Por outro lado, se os mancais vêm da fábrica com os anéis da mesma largura pode-se fabricar os espaçadores com larguras diferentes no sentido de obter a precarga necessária. Para

suportar altas cargas em apenas um sentido a disposição em Tandem deve ser utilizada. As disposições em "O" e em "X" podem suportar cargas nos dois sentidos. A disposição em "O" oferece mais resistência aos momentos fletores além de ser mais rígida que a disposição em "X".

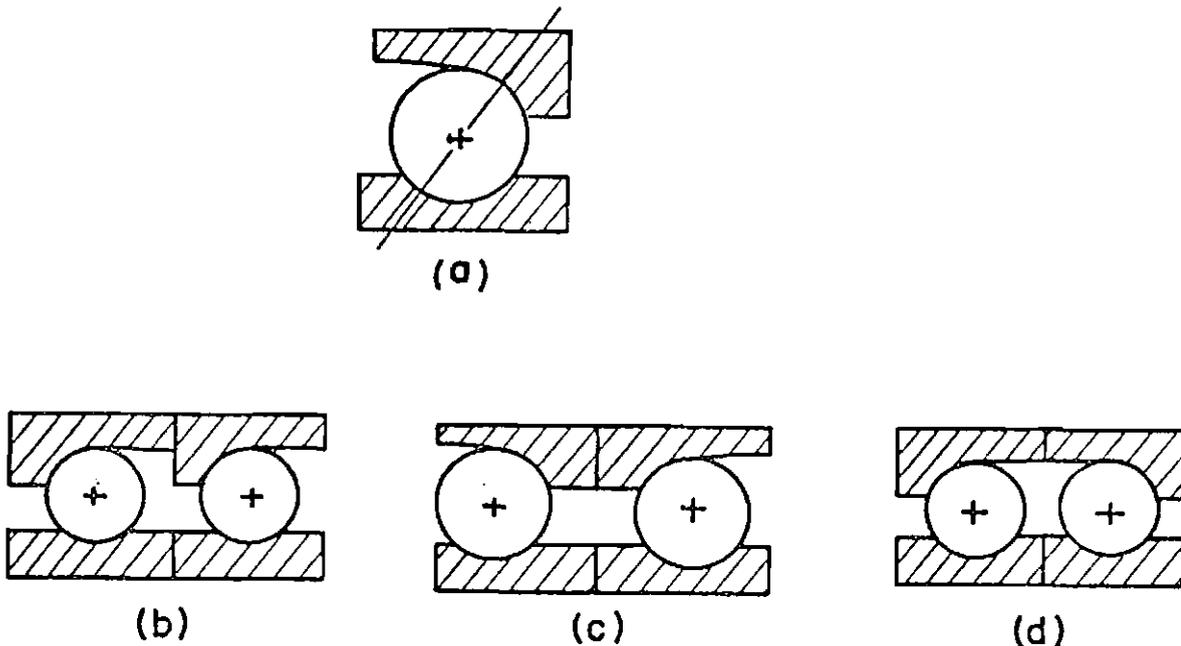


Fig. 3.1 - a) Rolamento de esferas de contato angular, b) Disposição em Tandem, c) Disposição em "O" ("back-to-back"), d) Disposição em "X" ("face-to-face").

3.2 - GEOMETRIA DOS MANCAIS DE ROLAMENTO DE ESFERAS

Nesta seção serão desenvolvidas as relações geométricas para um mancal de rolamento descarregado. A compreensão desta seção é de vital importância para o desenvolvimento das seções consecutivas.

3.2.1 - DIÂMETRO MÉDIO DE CONTATO E FOLGA DIAMETRAL

A figura 3.2 mostra o corte paralelo ao eixo de um rolamento radial de uma carreira de esferas destacando a folga diametral e os diâmetros mais importantes.

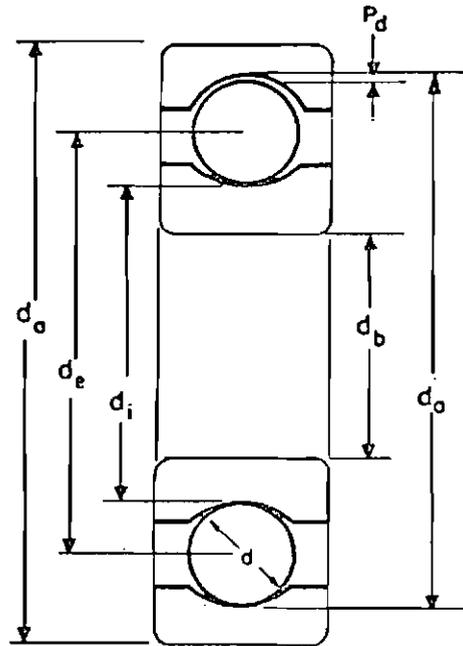


Fig. 3.2 - Corte paralelo ao eixo de um rolamento radial de uma carreira de esferas.

O diâmetro médio de contato, d_e , é a média dos diâmetros de contato das pistas interna e externa e define a circunferência sobre a qual se situam os centros das esferas sob carregamento axial irrisório. O diâmetro médio de contato não é função da folga diametral. Portanto, para um mancal com folga diametral nula (ângulo de contato nulo) pode-se escrever que:

$$d_e = d_i + 0,5 (d_o - d_i), \quad (3.1)$$

ou, ainda:

$$d_e = 0,5(d_i + d_o) \quad (3.2)$$

Também, pela Figura 3.2, a folga diametral, P pode ser escrita como:

$$P_d = d_o - d_i - 2d. \quad (3.3)$$

Portanto, a folga diametral é a máxima distância que uma pista pode se mover diametralmente com relação a outra, quando uma força radial não mensurável é aplicada, sem desvio angular ou axial entre as pistas. Apesar de ser geralmente associada a mancais de rolamento radiais de uma carreira de esferas a Equação 3.3 é também aplicável para rolamentos de esferas de contato angular.

3.2.2 - CONFORMIDADE DA PISTA

A Figura 3.3 apresenta um corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento destacando a conformidade da pista. A conformidade da pista é uma medida da conformidade geométrica entre a pista e a esfera num plano que contém o eixo do mancal. Ela pode ser expressa como:

$$f = r/d. \quad (3.4)$$

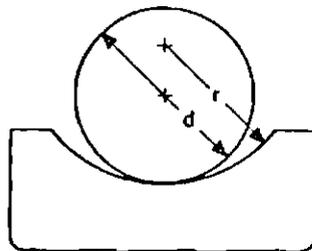


Fig. 3.3 - Corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento mostrando a conformidade da pista.

A conformidade perfeita é aquela na qual o raio da pista é igual ao raio da esfera ($f=0,5$). Para conformidades muito próximas à conformidade perfeita verifica-se o aumento da perda de calor por atrito no contato. Por outro lado, conformidades muito maiores que a conformidade perfeita reduzem o atrito mas, também, aumentam as tensões no contato reduzindo a vida do mancal.

Por estas razões, muitos dos mancais de rolamento construídos possuem as conformidades das pistas na faixa $0,51 \leq f \leq 0,54$, com $f=0,52$ sendo o valor mais comum. A conformidade da pista externa é, de um modo geral, construída ligeiramente maior que a conformidade da pista interna. Isso é feito para compensar o fechamento da conformidade da pista externa, no plano perpendicular ao eixo, em relação à conformidade da pista interna. Esta medida tende a equalizar as tensões nos contatos externo e interno. A diferença nas conformidades normalmente não excede 0,02 (Hamrock e Anderson, 1983).

3.2.3 - ÂNGULO DE CONTATO LIVRE

Mancais radiais possuem um jogo axial devido ao fato de serem construídos com folga diametral, como mostra a Figura 3.4. Isto implica em um ângulo de contato livre diferente de zero. A Figura 3.4(a) mostra o mancal na posição inicial e a Figura 3.4(b) mostra o contato obtido pelo deslocamento axial dos anéis externo e interno quando uma força não mensurável é aplicada.

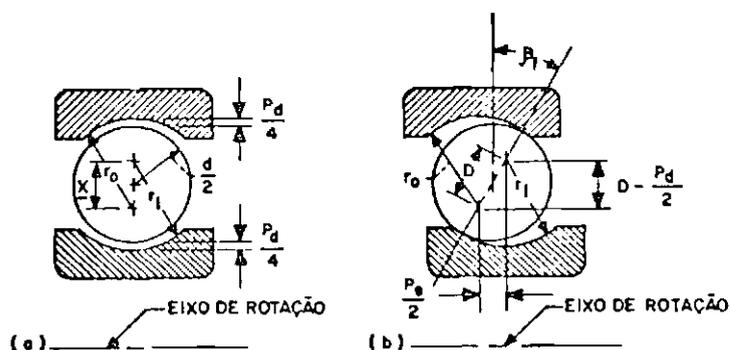


Fig. 3.4 - Corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento radial mostrando os contatos da esfera com as pistas devido ao deslocamento axial dos anéis. a) posição inicial, b) posição deslocada.

Antes de se discutir o ângulo de contato livre é importante definir a distância entre os centros de curvatura das duas pistas em linha com o centro da esfera em ambas as Figuras 3.4(a) e 3.4(b). A distância - denotada por \underline{x} na Figura 3.4(a) e por D na Figura 3.4(b) - depende dos raios das pistas e do diâmetro da esfera. Denotando, como na Figura 3.2, as quantidades referidas à pista interna e à externa pelos índices i e o , respectivamente, pode-se afirmar, pelas Figuras 3.4(a) e 3.4(b), que:

$$P_d/4 + d + P_d/4 = r_o - \underline{x} + r_i,$$

ou:

$$\underline{x} = r_o + r_i - d - P_d/2,$$

e:

$$d = r_o - D + r_i,$$

ou:

$$D = r_o + r_i - d. \tag{3.5}$$

Dessas equações pode-se escrever que:

$$\underline{x} = D - P_d/2.$$

A distância D , mostrada na Figura 3.4(b) será útil na definição do ângulo de contato livre. Utilizando a Equação 3.4 pode-se reescrever a Equação 3.5 como:

$$D = Bd, \tag{3.6}$$

onde:

$$B = f_o + f_i - 1 \tag{3.7}$$

e f_o e f_i são as conformidades das pistas externa e interna, respectivamente. A quantidade B na Equação 3.7 é conhecida como **conformidade total**.

O ângulo de contato livre, β_f , é definido como o ângulo entre a linha que passa pelos contatos da esfera com as pistas e um plano perpendicular ao eixo de rotação (eixo do mancal) quando uma força não mensurável é aplicada. Note que os centros de curvatura de ambas as pistas estão sobre a linha que define o ângulo de contato livre. A partir da Figura 3.4(b) a expressão para o ângulo de contato livre pode ser escrita como:

$$\cos\beta_f = (D - P_d/2)/D. \tag{3.8}$$

Utilizando as Equações 3.3 e 3.5 pode-se reescrever a Equação 3.8:

$$\beta_f = \cos^{-1} \left[\frac{r_o + r_i - \frac{1}{2} (d_o - d_i)}{r_o + r_i - d} \right]. \quad (3.9)$$

A Equação 3.9 mostra que se o diâmetro das esferas aumenta, e o restante continua o mesmo, o ângulo de contato livre diminui. Da mesma forma, se o diâmetro diminui o ângulo aumenta.

Da Equação 3.8 a folga diametral, P_d , pode ser escrita como:

$$P_d = 2D (1 - \cos\beta_f), \quad (3.10)$$

que é uma alternativa para a definição da folga diametral dada na Equação 3.3.

3.2.4 - FOLGA AXIAL

A folga axial é o máximo deslocamento axial permitido da pista interna em relação à pista externa quando ambas as pistas estão coaxialmente centradas e uma força não mensurável é aplicada. A folga axial depende da conformidade total e do ângulo de contato livre:

$$P_e = 2D \sin\beta_f. \quad (3.11)$$

3.2.5 - ALTURA DO OMBRO

A altura do ombro de mancais de rolamento de esferas é ilustrada na Figura 3.5. Altura do ombro, ou profundidade de pista, é a distância medida do ombro da pista ao fundo do canal e é denotada por s na Figura 3.5. Dessa figura, a equação definindo a altura do ombro pode ser escrita como:

$$s = r(1 - \cos\theta). \quad (3.12)$$

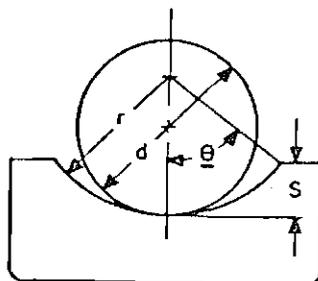


Fig. 3.5 - Altura do ombro ou profundidade de pista.

A máxima folga diametral possível para reter a esfera dentro do canal é:

$$P_{dm\acute{a}x} = 2Ds/r,$$

quando $\beta_f = \theta$.

3.2.6 - SOMA E DIFERENÇA DE CURVATURA

À geometria dos sólidos em contato em um mancal de rolamento de esferas pode ser representada por dois elipsóides. Os dois sólidos, com diferentes raios de curvatura no par de planos principais (x e y) que se cruzam na reta que passa pelos centros de curvatura, apenas se tocam em um ponto sob condição de carregamento nulo. Tal condição está mostrada na Figura 3.6 (Hamrock e Anderson, 1983).

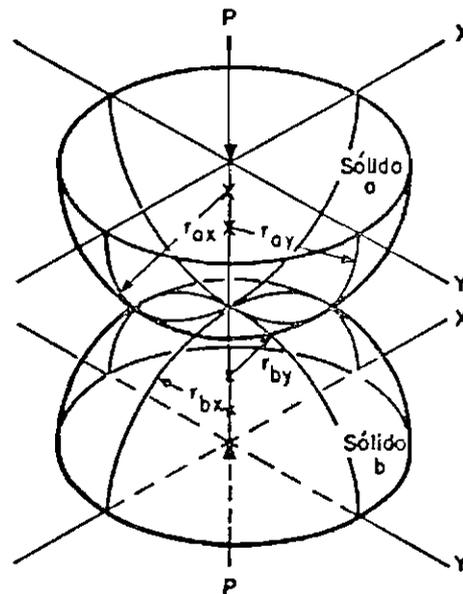


Fig. 3.6 - Geometria de sólidos elásticos em contato.

Admite-se que superfícies convexas, como as mostradas na Figura 3.6, possuem curvaturas positivas e superfícies côncavas possuem curvaturas negativas. Portanto, se o centro de curvatura está dentro do sólido o raio de curvatura é positivo, se o centro de curvatura está fora do sólido o raio de curvatura é negativo. É importante notar que se as coordenadas x e y são escolhidas de tal forma que:

$$1/r_{ax} + 1/r_{bx} < 1/r_{ay} + 1/r_{by}, \quad (3.13)$$

então, a coordenada y determina a direção do semi-eixo menor da área de contato, quando uma carga é aplicada, e a coordenada x determina a direção do semi-eixo maior. A direção do movimento é sempre considerada como sendo ao longo do eixo y .

A Figura 3.7 apresenta um corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento de esferas operando a baixas velocidades com um ângulo de contato β . Os raios de curvatura envolvidos nos contatos interno e externo, paralelos e perpendiculares a direção do movimento, podem ser calculados a partir dessa figura.

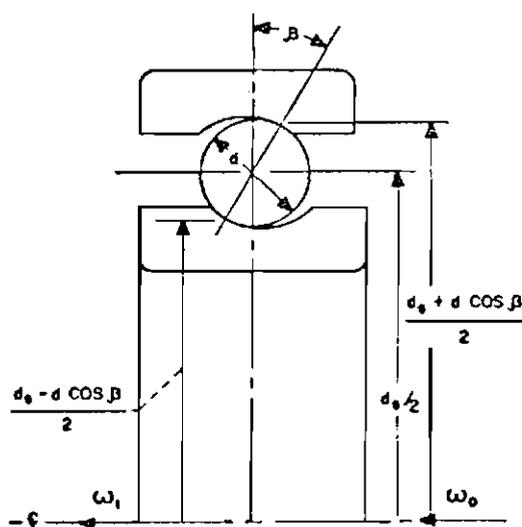


Fig. 3.7 - Corte paralelo ao eixo de um mancal de rolamento de esferas operando a baixas velocidades com ângulo de contato β .

Os raios de curvatura da esfera no contato com a pista interna são:

$$r_{ax} = r_{ay} = d/2, \quad (3.14)$$

enquanto que os raios de curvatura da pista são:

$$r_{by} = (d_e - d \cos \beta) / 2 \cos \beta \quad (3.15)$$

e

$$r_{bx} = - f_i d = - r_i. \quad (3.16)$$

Os raios de curvatura da esfera no contato com a pista externa são:

$$r_{ax} = r_{ay} = d/2, \quad (3.17)$$

enquanto que os raios de curvatura da pista são:

$$r_{by} = - (d_e + d \cos \beta) / 2 \cos \beta \quad (3.18)$$

e

$$r_{bx} = - f_o d = - r_o. \quad (3.19)$$

A soma e a diferença de curvatura, quantidades de suma importância na análise das tensões e deformações nos contatos, são dadas, respectivamente, por:

$$1/R_c = 1/R_x + 1/R_y \quad (3.20)$$

e

$$\Gamma = R_c (1/R_y - 1/R_x), \quad (3.21)$$

onde:

$$1/R_x = 1/r_{ax} + 1/r_{bx},$$

$$1/R_y = 1/r_{ay} + 1/r_{by}.$$

e

$$\alpha' = R_x / R_y.$$

As equações dos raios de curvatura R_x e R_y redefinem o problema de dois sólidos em contato em termos de um sólido elipsoidal equivalente em contato com um plano. Para o contato entre a esfera e a pista interna pode-se escrever:

$$R_y = d(d_e - d \cos \beta) / 2d_e \quad (3.22)$$

e

$$R_x = f_i d / (2f_i - 1). \quad (3.23)$$

Para o contato entre a esfera e a pista externa, tem-se:

$$R_y = d(d_e + d \cos \beta) / 2d_e \quad (3.24)$$

e

$$R_x = f_o d / (2f_o - 1). \quad (3.25)$$

3.3 - TENSÕES E DEFORMAÇÕES NOS CONTATOS

Quando dois sólidos elásticos são pressionados um contra o outro se desenvolve, entre eles, uma área de contato. A forma e o tamanho desta área depende da carga aplicada, das propriedades elásticas dos materiais e das curvaturas das superfícies. Quando os dois sólidos mostrados na Figura 3.6 têm uma carga normal aplicada entre eles, a forma da área de contato é elíptica com a sendo o semi-eixo maior na direção x (direção transversal) e b sendo o semi-eixo menor na direção y (direção do movimento). De acordo com a teoria de Hertz - ver, por exemplo, Bisson e Anderson (1964) - a distribuição das tensões no contato é um semi-elipsóide de revolução e em qualquer ponto (x,y) do elipsóide a pressão é dada por (Figura 3.8):

$$\sigma_{xy} = (3P / 2\pi ab) [1 - (x/a)^2 - (y/b)^2]^{1/2}. \quad (3.26)$$

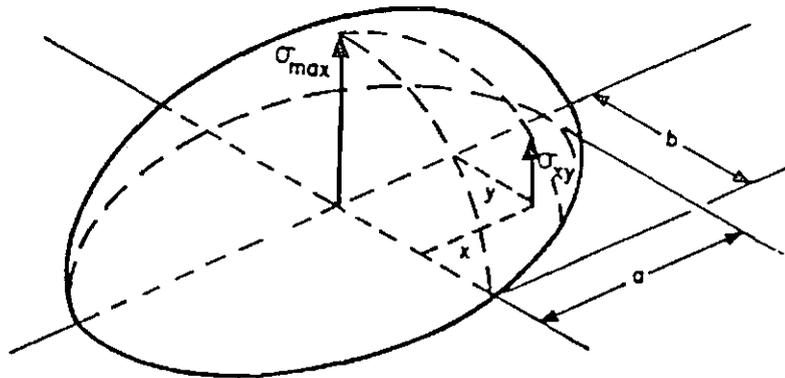


Fig. 3.8 - Semi-elipsóide de revolução.

Para o caso especial onde $r_{ax} = r_{ay}$ e $r_{bx} = r_{by}$, o contato resultante é um círculo. Quando r_{ax} e r_{bx} forem muito grandes, a linha de contato inicial tende para um retângulo quando a carga é aplicada.

As elipses de contato oriundas da aplicação estática de carga radial em um rolamento radial de uma carreira de esferas são mostradas na Figura 3.9. Sob carregamento combinado as elipses se deslocam, das posições indicadas na Figura 3.9, para a linha que define o carregamento ou o ângulo de contato. Visto que o tamanho e a forma destas áreas de contato são altamente significativas para o bom desempenho dos elementos rolantes em operação, é importante o entendimento de suas características.

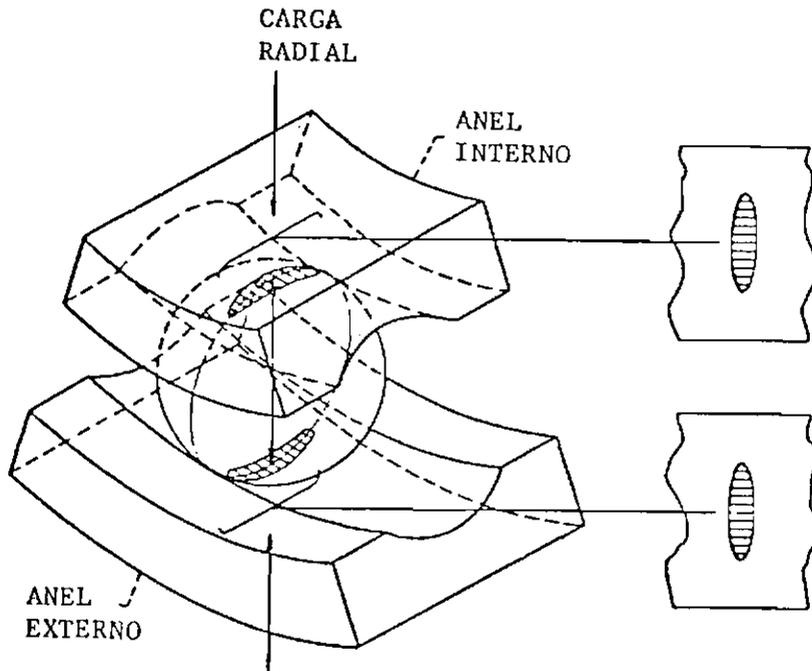


Fig. 3.9 - Áreas de contato em um mancal de rolamento radial de esferas sob carregamento radial.

O parâmetro da elipse k é aqui definido como a relação entre o semi-eixo da elipse de contato na direção transversal e o semi-eixo na direção do movimento ou $k=a/b$. Se a Equação 3.13 é satisfeita ($\alpha' \geq 1$), a elipse de contato se orienta de modo que o semi-eixo maior está transversal ao movimento e, conseqüentemente, $k \geq 1$. Caso contrário, o semi-eixo maior se orienta na direção do movimento com ambos $\alpha' \leq 1$ e $k \leq 1$.

3.3.1 - SOLUÇÃO SIMPLIFICADA PARA $\alpha' \geq 1$

A solução clássica, para a determinação das dimensões das elipses e das deformações nos contatos, proposta por Hertz requer o cálculo do parâmetro k e das integrais elípticas completas de primeira e segunda classes K e E . O parâmetro k pode ser escrito em termos da diferença de curvatura Γ e de K e E pela função recursiva $J(k)$ (Hamrock e Dowson, 1976):

$$J(k) = [2K - E(1+\Gamma)]^{1/2} / [E(1-\Gamma)]^{1/2}, \quad (3.27)$$

onde:

$$K = \int_0^{\pi/2} [1 - (1 - \frac{1}{k^2}) \sin^2 \phi]^{-1/2} d\phi \quad (3.28)$$

e

$$E = \int_0^{\pi/2} [1 - (1 - \frac{1}{k^2}) \sin^2 \phi]^{1/2} d\phi. \quad (3.29)$$

A relação k pode ser obtida iterativamente:

$$k_{j+1} = J(k_j). \quad (3.30)$$

Hamrock e Brewe (Hamrock e Anderson, 1983) propuseram um método simplificado para o cálculo de k , K e E quando $\alpha' \geq 1$. Valores de \bar{k} , \bar{K} e \bar{E} obtidos foram comparados com aqueles obtidos numericamente sendo que a maior defasagem não atingiu 4%. O método simplificado baseia-se nas seguintes relações:

$$\bar{k} = \alpha'^{2/\pi}, \quad (3.31)$$

$$\bar{E} = 1 + \underline{q}/\alpha' \quad (3.32)$$

e

$$\bar{K} = \pi/2 + \underline{q} \ln \alpha'. \quad (3.33)$$

onde:

$$\underline{q} = \pi/2 - 1.$$

A porcentagem de erro foi determinada da seguinte maneira:

$$\underline{e} = 100(\bar{z} - z) / z,$$

onde:

$$z = \{ k, K, E \}$$

e

$$\bar{z} = \{ \bar{k}, \bar{K}, \bar{E} \}.$$

Quando o parâmetro k é dado pela Equação 3.31, as integrais elípticas de primeira e segunda classes são dadas pelas Equações 3.32 e 3.33, a carga normal aplicada é P , a relação de Poisson é ν e os módulos de elasticidade dos materiais, E_a e E_b , dos sólidos em contato são conhecidos, pode-se escrever os semi-eixos maior e menor da elipse de contato e a máxima deformação no centro do contato por (Hamrock e Anderson, 1983):

$$a = (6\bar{E}k^2 PR_c / \pi E')^{1/3}, \quad (3.34)$$

$$b = (6\bar{E}PR_c / \pi \bar{k}E')^{1/3} \quad (3.35)$$

e

$$\delta = \bar{K}[(9 / 2\bar{E}R_c)(P/\pi \bar{k} E')^2]^{1/3}, \quad (3.36)$$

onde:

$$E' = 2/[(1 - \nu_a^2)/E_a + (1 - \nu_b^2)/E_b]. \quad (3.37)$$

Nessas Equações a e b são proporcionais a $P^{1/3}$ e δ é proporcional a $P^{2/3}$. A máxima tensão no centro do contato pode ser determinada usando as Equações 3.26, 3.34 e 3.35:

$$\sigma_{\text{máx}} = 3P/2\pi ab. \quad (3.38)$$

3.4 - CARREGAMENTO ESTÁTICO

Definida uma expressão analítica para a deformação em termos da carga, considerar-se-á como a carga se distribui pelas esferas do mancal. Para isso, obter-se-á a relação existente entre a carga e a deformação total nos dois contatos separados pela esfera e, em seguida, analisar-se-á a distribuição das cargas para o carregamento radial e para o carregamento axial. Tanto para um carregamento como para outro, considerar-se-á anéis, eixos e alojamentos como sendo rígidos.

O programa para o cálculo do atrito de deslizamento leva em conta apenas o carregamento axial. Contudo, é conveniente que se entenda como é que se dá a distribuição no carregamento radial porque, futuramente, pretende-se incorporá-lo para aperfeiçoamento dos programas.

Supondo o movimento das esferas em equilíbrio no estado estacionário, com uma pista (ou ambas) rodando, pode-se determinar - como será feito mais adiante - as forças e os momentos das forças atuantes em cada uma das esferas. Verifica-se a presença de forças centrífugas e momentos giroscópicos que são mensuráveis ou não dependendo das velocidades de rotação envolvidas. Em muitas aplicações, como é o caso de mancais de rolamento para mecanismos de apontamento, onde as velocidades de rotação são bem pequenas, pode-se desprezar o efeito das forças centrífugas e momentos giroscópicos. A análise da distribuição do carregamento nas esferas não levará em conta tais forças e momentos.

3.4.1 - RELAÇÃO CARGA-DEFORMAÇÃO

Para um contato elíptico a relação carga-deformação, dada na Equação 3.36, pode ser reescrita como:

$$P = K_{cd} \delta^{3/2}, \quad (3.39)$$

onde:

$$K_{cd} = \pi k E' (2ER_c / 9K^3)^{1/2}. \quad (3.40)$$

A aproximação total na direção normal entre as duas pistas, separadas por uma esfera, é a soma das deformações ocorridas nos dois contatos, ou seja:

$$\delta = \delta_o + \delta_i \quad (3.41)$$

onde:

$$\delta_o = (P/K_{cdo})^{2/3} \quad (3.42)$$

e

$$\delta_i = (P/K_{cdi})^{2/3}. \quad (3.43)$$

Substituindo as Equações 3.41 a 3.43 na Equação 3.39, tem-se:

$$K_{cd} = 1 / [(1/K_{cdo})^{2/3} + (1/K_{cdi})^{2/3}]^{3/2}, \quad (3.44)$$

onde os valores de K_{cdo} e K_{cdi} são definidos pela Equação 3.40.

3.4.2 - CARREGAMENTO RADIAL

Mancais de rolamento sob carregamento radial são muito suscetíveis a deformações elásticas de anéis, eixos e alojamentos. No momento não está se considerando esta hipótese que, futuramente, poderá ser explorada de uma forma mais consistente. O trabalho de Jones (1960) trata do problema para um sistema com um número qualquer de mancais de esferas e de rolos, onde eixo e estrutura são considerados não rígidos, sob um carregamento radial qualquer.

Um mancal de rolamento com folga diametral P_d carregado radialmente é mostrado na Figura 3.10. Na posição concêntrica, mostrada na Figura 3.10(a), pode-se ver uma folga radial uniforme de $P_d/2$. A aplicação de uma pequena carga ao eixo desloca o anel interno em relação ao externo até que as duas pistas encostem na esfera localizada na linha da carga. O deslocamento até então é $P_d/2$.

Se a folga P_d é pequena, quando comparada com os raios das pistas, a folga radial c a um ângulo ψ da linha de carga pode ser expressa por:

$$c = (1 - \cos\psi) P_d / 2.$$

O aumento da intensidade da carga radial causará deformação elástica das esferas e a eliminação da folga no arco $2\psi_1$. Se a compressão elástica na linha de carga é δ_{\max} , a compressão elástica correspondente δ_ψ será:

$$\delta_\psi = \delta_{\max} \cos\psi - c = (\delta_{\max} + P_d/2)\cos\psi - P_d/2.$$

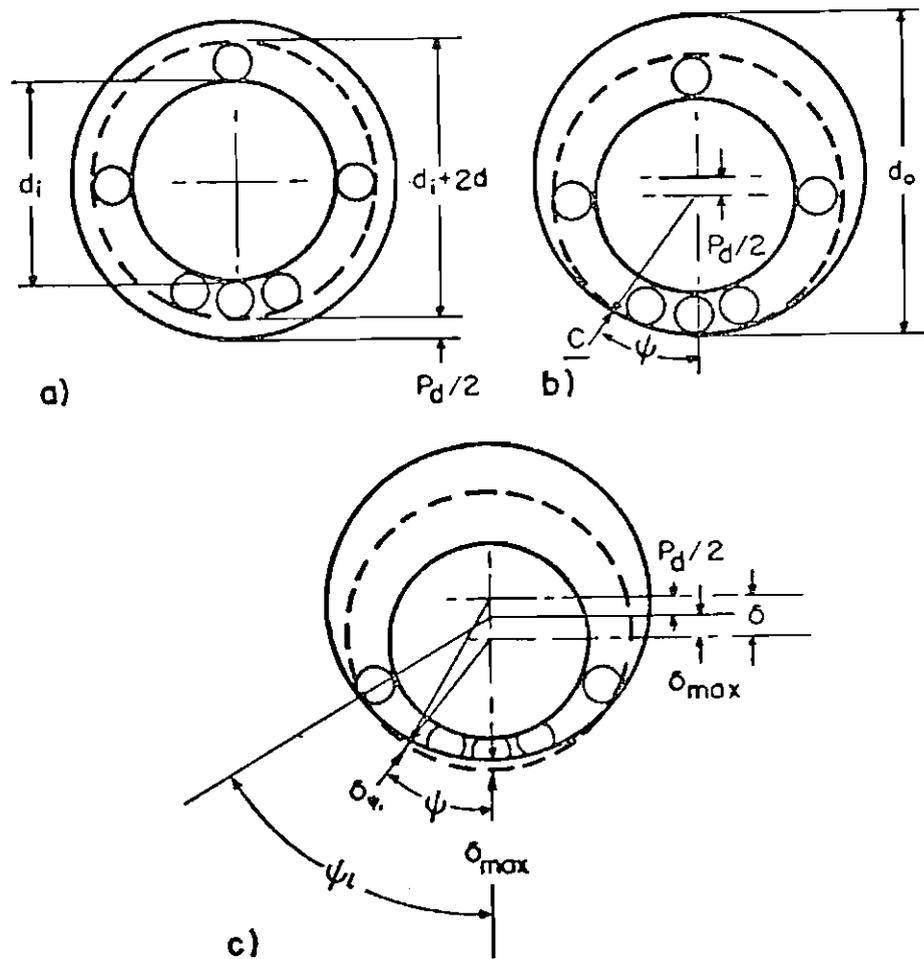


Fig. 3.10 - Mancal de rolamento carregado radialmente. a) posição concêntrica, b) contato inicial, c) interferência.

Pela Figura 3.10(c) verifica-se que $(\delta_{\text{máx}} + P_d/2)$ representa o deslocamento radial total relativo entre as pistas interna e externa. Então:

$$\delta_{\psi} = \delta \cos \psi - P_d/2. \quad (3.45)$$

A relação entre a carga radial e a compressão elástica no ângulo ψ é dada pela Equação 3.39:

$$P_{\psi} = K_{cd} \delta_{\psi}^{3/2}. \quad (3.46)$$

Substituindo a Equação 3.45 na Equação 3.46, tem-se:

$$P_{\psi} = K_{cd} (\delta \cos \psi - P_d/2)^{3/2}. \quad (3.47)$$

No equilíbrio estático, a carga aplicada deve ser igual a somatória das componentes, atuantes nas esferas, paralelas à direção da carga aplicada:

$$P_r = \sum P_{\psi} \cos \psi,$$

onde o somatório é válido para a região carregada, ou, ainda:

$$P_r = K_{cd} \sum (\delta \cos \psi - P_d/2)^{3/2} \cos \psi. \quad (3.48)$$

O ângulo de carregamento $2\psi_1$ é obtido igualando a expressão entre os parênteses da Equação 3.48 a zero:

$$\psi_1 = \arccos(P_d / 2\delta).$$

A Equação 3.48 pode ser reescrita:

$$P_r = (n/\pi) K_{cd} \int_0^{\psi_1} (\cos \psi - P_d/2\delta)^{3/2} \cos \psi \, d\psi, \quad (3.49)$$

onde n é o número de esferas do mancal.

A integral na Equação 3.49 pode ser aproximada pela seguinte relação (Hamrock e Anderson, 1983):

$$\int_0^{\psi_1} \left(\cos\psi - \frac{P_d}{2\delta} \right)^{3/2} \cos\psi d\psi = 2,491 \frac{\left\{ \left[1 + \frac{(P_d/2\delta - 1)^2}{1,23^2} \right]^{1/2} - 1 \right\}}{1,23^2}. \quad (3.50)$$

Para determinar a carga na esfera mais sobrecarregada substitui-se $\psi = 0^0$ na Equação 3.48 eliminando-se o símbolo do somatório:

$$P_{\text{m}\ddot{a}\text{x}} = K_{\text{cd}}^{3/2} \left(1 - P_d / 2\delta \right)^{3/2}. \quad (3.51)$$

Dividindo a Equação 3.51 pela Equação 3.49 com a integral dada pela Equação 3.50, tem-se:

$$P_r = n P_{\text{m}\ddot{a}\text{x}} / Z, \quad (3.52)$$

onde:

$$Z = \frac{\pi (1 - P_d / 2\delta)^{3/2}}{2,491 \frac{\left\{ \left[1 + \frac{(P_d/2\delta - 1)^2}{1,23^2} \right]^{1/2} - 1 \right\}}{1,23^2}}.$$

Quando a folga diametral P_d é zero o valor de Z , na Equação 3.52, torna-se 4,37, valor este atribuído por Stribeck (Hamrock e Anderson, 1983) para mancais de esfera com folga diametral nula. Para levar em conta os erros de forma das esferas e a folga diametral existente em aplicações corriqueiras foi adotado um valor conservativo para Z igual a 5. Tem-se, então:

$$P_r = n P_{\text{m}\ddot{a}\text{x}} / 5.$$

3.4.3 - CARREGAMENTO AXIAL

A capacidade de carga axial estática para um mancal de rolamento é definida como sendo o menor valor entre a máxima carga axial que o mancal suporta, sem que a elipse de contato atinja o ombro da pista, e a carga na qual a tensão média de compressão admissível é atingida.

A elipse de contato em uma pista do mancal sob carga é mostrada na Figura 3.11. Cada esfera está sujeita a uma componente axial P_t/n , onde P_t é a carga axial total. O ângulo de contato livre é β_f . Sob carregamento a carga normal a esfera, P , atua no ângulo de contato β e pode ser escrita como:

$$P = P_t / n \sin \beta. \quad (3.53)$$

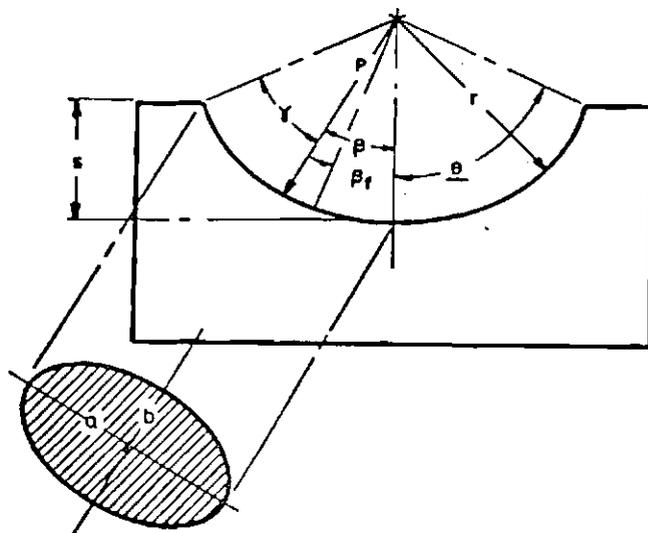


Fig. 3.11 - Elipse de contato na pista do mancal.

A figura 3.12 mostra um corte paralelo ao eixo de um mancal de esferas de contato angular sob carregamento axial P . Dessa figura, o ângulo de contato após a aplicação da carga axial pode ser escrito como:

$$\beta = \arccos\left[\frac{D - P_d/2}{D + \delta}\right]. \quad (3.54)$$

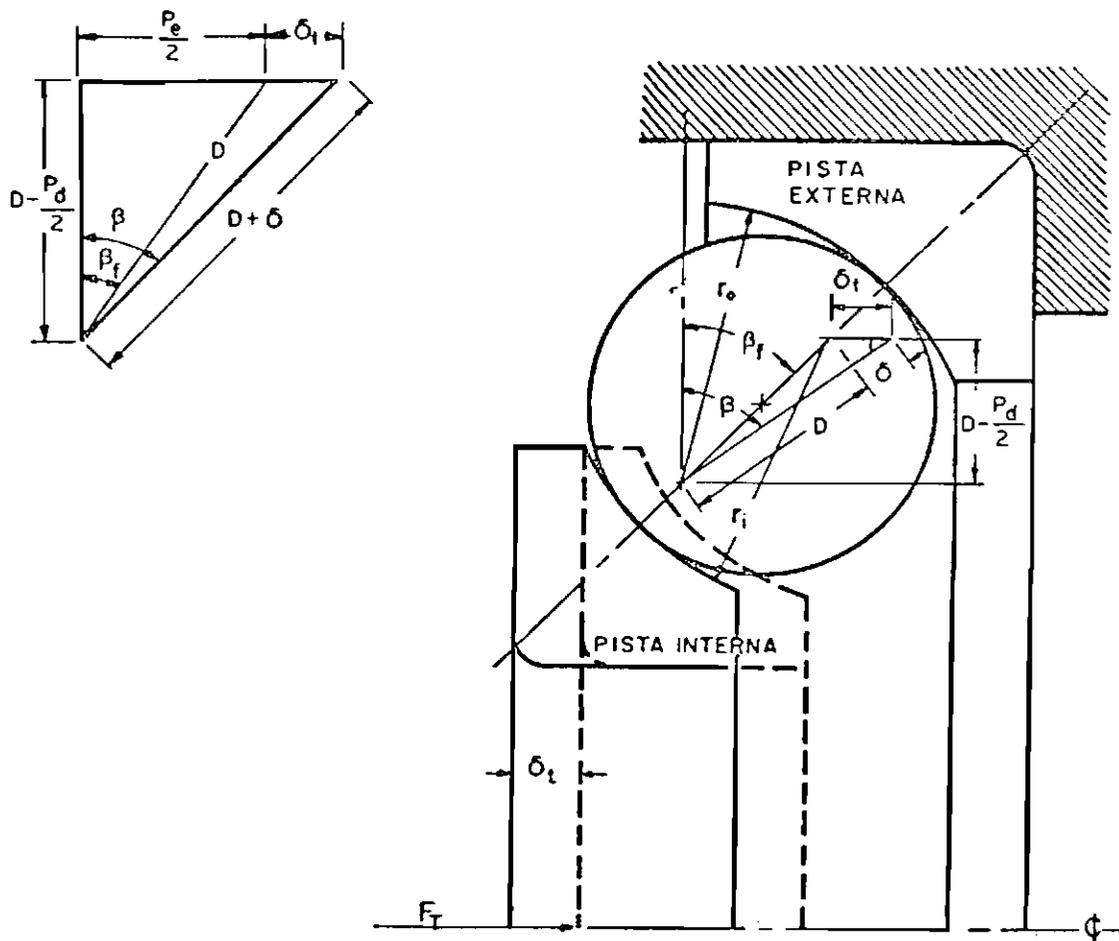


Fig. 3.12 - Mancal de rolamento de contato angular sob carregamento axial.

O ângulo de contato livre foi dado na Equação 3.8. Usando aquela equação e rearranjando os termos da Equação 3.54, tem-se:

$$\delta = D(\cos\beta_f/\cos\beta - 1). \quad (3.55)$$

Substituindo a Equação 3.55 na Equação 3.39, tem-se:

$$P = K_{cd} D^{3/2} (\cos\beta_f/\cos\beta - 1)^{3/2}. \quad (3.56)$$

Das Equações 3.53 e 3.56 pode-se escrever que:

$$P_t / nK_{cd} D^{3/2} = \sin\beta(\cos\beta_f/\cos\beta - 1)^{3/2}. \quad (3.57)$$

Esta equação pode ser resolvida numericamente, para β , pelo método de Newton-Raphson. A equação iterativa a ser satisfeita é:

$$\beta_{j+1} - \beta_j = \frac{\frac{P_t}{nK_{cd} D^{3/2}} - \sin\beta_j \left(\frac{\cos\beta_f}{\cos\beta_j} - 1\right)^{3/2}}{\frac{\cos\beta_j \left(\frac{\cos\beta_f}{\cos\beta_j} - 1\right)^{3/2}}{\cos\beta_j} + \frac{3}{2} \cos\beta_f \frac{\text{tg}\beta_j}{\cos\beta_j} \left(\frac{\cos\beta_f}{\cos\beta_j} - 1\right)^{1/2}}, \quad (3.58)$$

a convergência é obtida quando $\beta_{j+1} - \beta_j$ tende para zero.

Para que a elipse de contato não alcance o ombro da pista é necessário que:

$$\underline{\theta} > \beta + \text{arc sin}(a / fd). \quad (3.59)$$

Da Equação 3.12, o ângulo que define a altura do ombro pode ser escrito como:

$$\underline{\theta} = \text{arc cos}(1 - s / fd).$$

Da Figura 3.12 a deflexão axial δ_t correspondendo a carga axial pode ser escrita como:

$$\delta_t = (D + \delta) \sin \beta - D \sin \beta_f. \quad (3.60)$$

Substituindo a Equação 3.55 na Equação 3.60, tem-se:

$$\delta_t = D \sin(\beta - \beta_f) / \cos \beta. \quad (3.61)$$

Determinado β a partir da Equação 3.58 e β_f a partir da Equação 3.8 tem-se o valor de δ_t a partir da Equação 3.61.

3.5 - MOVIMENTO DA ESFERA E ATRITO DE DESLIZAMENTO

Nos mancais de rolamento de esferas que operam em altas velocidades as áreas de pressão, resultantes das deformações elásticas nos contatos, possuem uma razoável curvatura e ocorrem deslizamentos interfaciais em muitos pontos dentro das áreas de contato. Estes escorregamentos relativos entre as pistas e esferas dão origem a forças de atrito que atuam nas esferas. As forças de atrito juntamente com as forças de inércia, devidas ao movimento das esferas, e as forças normais nos contatos se equilibram em regime estacionário. As forças e os momentos que atuam na esfera são mostrados nas Figuras 3.13 e 3.14 (Jones, 1959).

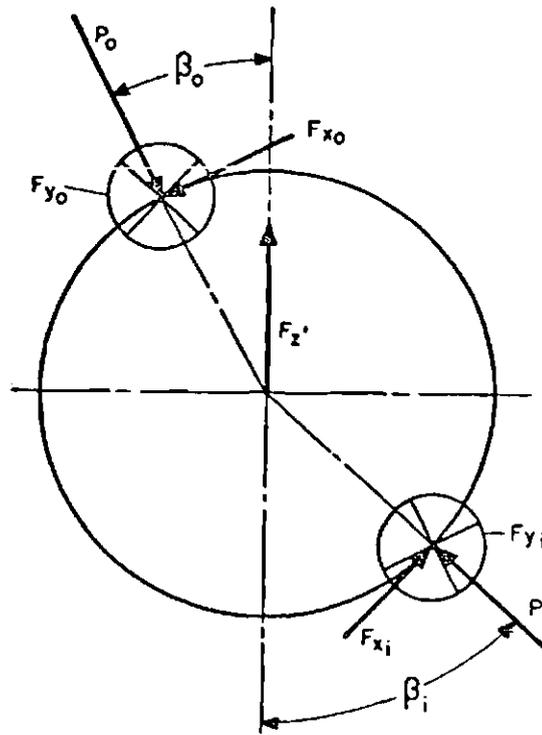


Fig. 3.13 - Forças atuantes na esfera.

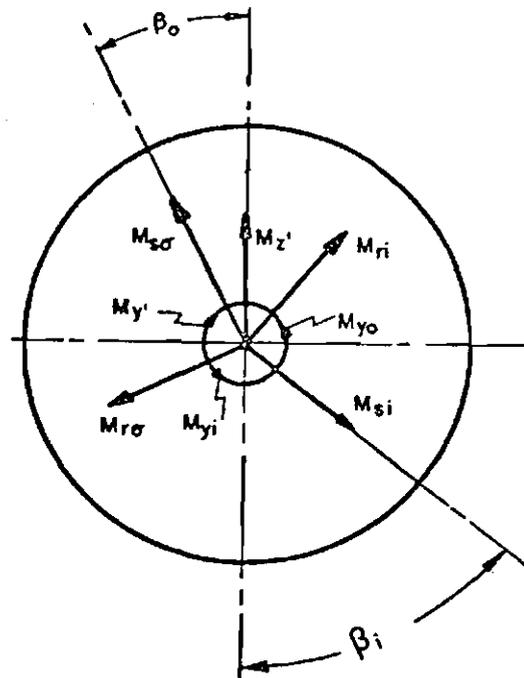


Fig. 3.14 - Momentos atuantes na esfera.

Nas Figuras 3.13 e 3.14 F_z , M_y , e M_z , representam força e momentos de forças de inércia; F_x e F_y representam as forças de atrito geradas a partir do escorregamento das pistas em relação a esfera nas direções x e y da elipse de contato; P representa a força normal no contato; β representa o ângulo de contato e M_s , M_r e M_y representam os momentos exercidos pelas pistas sobre a esfera.

As Figuras 3.15 e 3.16 mostram os contatos da esfera com as pistas externa e interna. A superfície de contato é uma elipse de semi-eixos a e b . O raio de curvatura da superfície deformada no plano do papel é R . O raio de curvatura da superfície deformada no plano perpendicular ao plano do papel pode ser tomado como infinito, com pequeno erro, dado o baixo valor da relação b/a . Considera-se o centro da esfera fixo no plano do papel, as pistas girando com velocidade angular ω , ω_x , e ω_z , as componentes da velocidade angular de rotação da esfera no plano do papel e, ainda, r' o raio efetivo de rolamento que define o ponto sobre a superfície deformada onde as velocidades tangenciais da esfera e da pista são as mesmas.

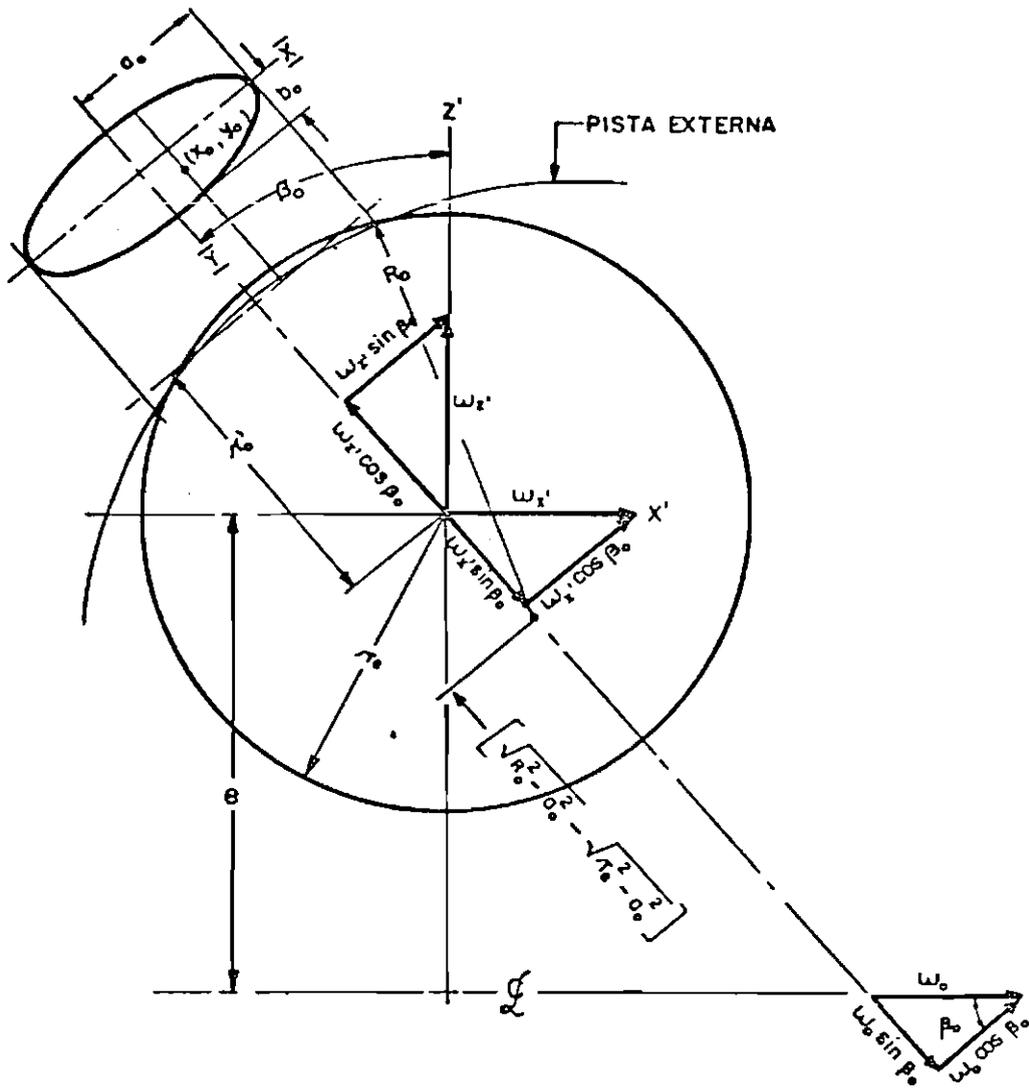


Fig. 3.15 - Contato da esfera com a pista externa.

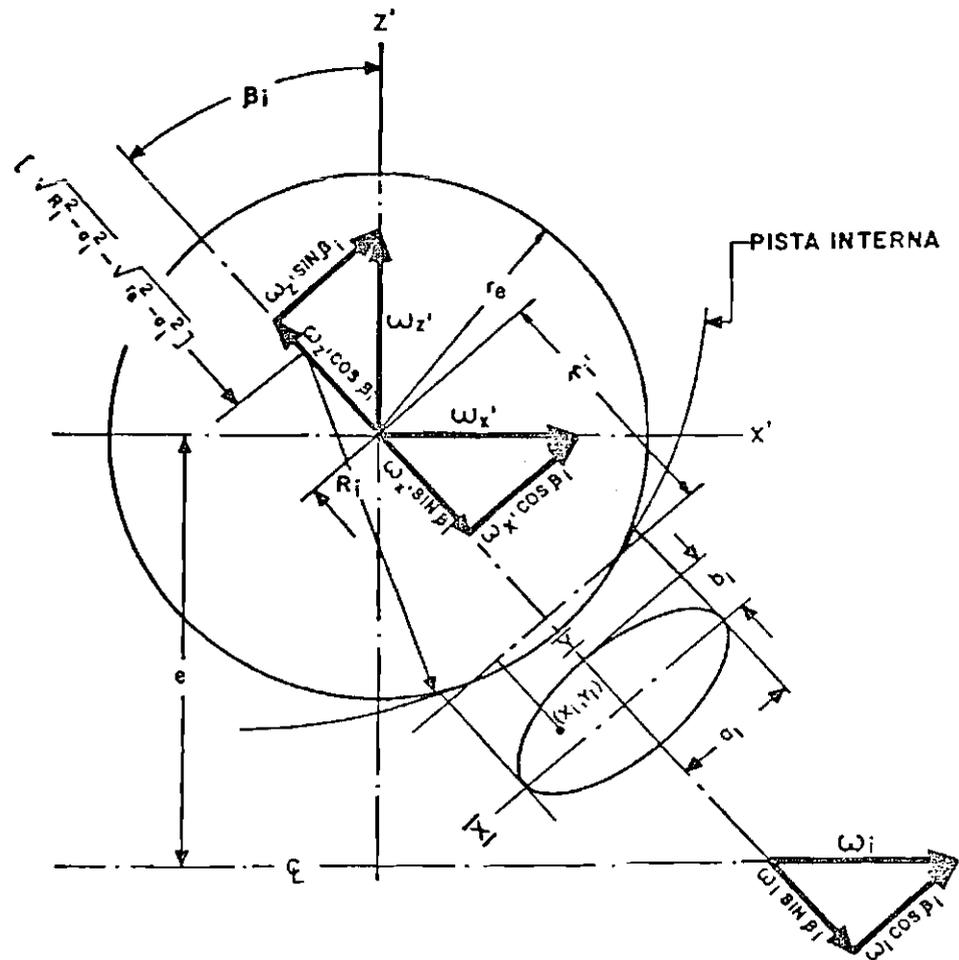


Fig. 3.16 - Contato da esfera com a pista interna.

As componentes das velocidades nos eixos de contato implicam na existência de velocidades relativas de "spin" entre as pistas e esfera:

$$\omega_{so} = -\omega_o \sin \beta_o + \omega_{x'} \sin \beta_o - \omega_{z'} \cos \beta_o \quad (3.62)$$

e

$$\omega_{si} = \omega_i \sin \beta_i - \omega_{x'} \sin \beta_i + \omega_{z'} \cos \beta_i. \quad (3.63)$$

Se o vetor velocidade angular da esfera não possui a componente em \$y'\$ e \$\omega_s\$ é zero em um dos contatos, a esfera simplesmente "rola" relativamente àquela pista. Seguramente, no outro contato haverá rolamento com "spin".

Poritsky et alli (1947) integrando a força de atrito sobre a elipse de contato chegaram a uma expressão para o máximo momento de "spin" a ser imposto ao contato antes de haver deslizamento:

$$\bar{M}_S = (3/8)P\mu aE, \quad (3.64)$$

onde E é a integral elíptica completa de segunda classe com o módulo dado por:

$$\epsilon = [1 - (b/a)^2]^{1/2}. \quad (3.65)$$

O rolamento sem "spin" dar-se-á no contato onde \bar{M}_S é maior, devido a maior ação de engripamento, e, para o mesmo P, \bar{M}_S será maior para a elipse de maior excentricidade ϵ . Diz-se que o movimento da esfera é "controlado" pela pista onde ocorre rolamento sem "spin". Se o mancal é construído com conformidades iguais e opera a velocidades onde as forças centrífugas podem ser desprezadas ($P_o = P_i = P, \beta_o = \beta_i = \beta$), o movimento sem "spin" irá ocorrer na pista interna pois a elipse de contato da pista interna tem maior excentricidade que a elipse de contato da pista externa.

Se um dos contatos possui velocidade relativa de "spin" ω_s e velocidades lineares de escorregamento V_y e V_x pode-se obter as equações das forças F_y e F_x e dos momentos M_s , M_y e M_r a exemplo do que foi feito em Jones (1959). Em aplicações de baixa velocidade os efeitos giroscópicos são desprezíveis e algumas simplificações permitem escrever as equações para F_y , M_s e M_r . A força F_x e o momento M_y deixam de existir dadas as aproximações:

$$F_y = \frac{3P\mu}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{\sqrt{1 + m'^2 (1-q^2)}}{1 + m'^2 (1-q^2)} [K - E] dq, \quad (3.66)$$

$$M_s = \frac{P\mu a}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{\sqrt{1 + m'^2 (1-q^2)} [(3m'q - 2k)(K - E) + k m'^2 (1-q^2) E]}{m'^3} dq, \quad (3.67)$$

$$M_r = \frac{3P\mu R}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{\sqrt{1 - q^2} \left(\frac{a}{R}\right)^2 \sqrt{1 + m'^2 (1-q^2)}}{m'^2} \times [K - E] dq - R \left[\sqrt{1 - \left(\frac{a}{R}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{r_e}{R}\right)^2 - \left(\frac{a}{R}\right)^2} \right] F_y. \quad (3.68)$$

Nessas equações K e E são integrais elípticas completas de primeira e segunda classes, respectivamente, e são funções do módulo ϵ :

$$\epsilon = m' (1 - q^2)^{1/2} / [1 + m'^2 (1 - q^2)]^{1/2}, \quad (3.69)$$

com m' dado por:

$$m' = k' / (q + v_y / a\omega_s), \quad (3.70)$$

onde k' é a relação b/a .

A condição necessária e suficiente para que o contato externo não possua velocidade relativa de "spin" em aplicações de baixa velocidade, ou seja, ω_{so} seja zero, pode ser extraída a partir da Figura 3.15:

$$\tan\alpha = e \sin\beta_0 / (e \cos\beta_0 + r_0'), \quad (3.71)$$

onde α representa o ângulo entre a velocidade angular da esfera ω_e e o eixo x' para $\omega_y' = 0$.

Da mesma forma, se o contato for o interno, tem-se:

$$\tan\alpha = e \sin\beta_i / (e \cos\beta_i - r_i'). \quad (3.72)$$

Se a esfera apenas "rola", os pontos na superfície deformada que definem o rolamento puro estão sobre duas retas paralelas equidistantes do eixo Y da elipse ($x = -ca$ e $x = +ca$).

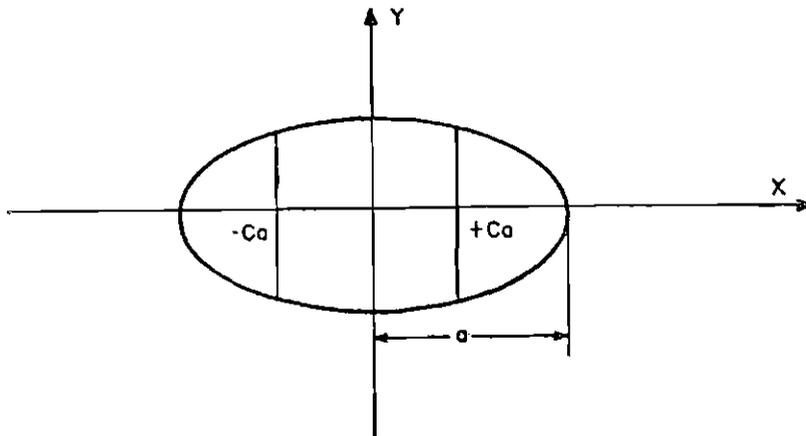


Fig. 3.17 - Rolamento sem "spin".

Entre as linhas $+ca$ e $-ca$, a velocidade de deslizamento V_y está num sentido e fora do intervalo a velocidade está no sentido oposto.

A força F_y e o momento M_r podem ser determinados pelas Equações 3.73 e 3.74 (Bissson e Anderson, 1964):

$$F_y = \pm P\mu(3c - c^3 - 1) \quad (3.73)$$

e

$$M_r = \pm \frac{3P\mu R}{4\sin\lambda_1} \left[2\sin\lambda_2 \cos\lambda_2 - \sin\lambda_1 \cos\lambda_1 - \frac{(\sin 4\lambda_1 - 2\sin 4\lambda_2)}{16\sin^2\lambda_1} \right] + (\lambda_1 - 2\lambda_2) \left(\frac{1}{4\sin^2\lambda_1} - 1 \right) \pm R \left[\sqrt{1 - \left(\frac{a}{R}\right)^2} - \sqrt{\left(\frac{r_e}{R}\right)^2 - \left(\frac{a}{R}\right)^2} \right] F_y, \quad (3.74)$$

onde o valor de F_y é dado pela Equação 3.73 e:

$$\sin\lambda_1 = a/R \quad (3.75)$$

e

$$\sin\lambda_2 = ca/R. \quad (3.76)$$

Os sinais superiores nas Equações 3.73 e 3.74 são aplicáveis quando o valor de V_y para $X=0$ é positivo.

3.6 - MÉTODO DE CÁLCULO DO TORQUE DE ATRITO

O método delineado a seguir é baseado nas hipóteses de controle do movimento exercido pela pista interna, pista externa fixa e momentos giroscópicos desprezíveis. Considerar-se-á apenas o carregamento axial. O interesse em mecanismos espaciais é por esse tipo de problema. O programa, mediante pequenas modificações, possibilita o controle pela pista externa. O método se baseia na teoria de Jones (1959) discutida no ítem 3.5.

O primeiro passo é a determinação do ângulo de contato β , da força de contato P e das dimensões das elipses de contato para uma determinada precarga axial. O método de cálculo desses parâmetros já foi explicado anteriormente. Deve-se ter em mente que o cálculo como foi apresentado é válido somente para baixas velocidades de movimento onde as forças centrífugas podem ser desprezadas.

De posse das dimensões das elipses calcula-se \bar{M}_{si} e \bar{M}_{so} :

$$\bar{M}_{si} = (3/8)P\mu a_i E_i \quad (3.77)$$

e

$$\bar{M}_{so} = (3/8)P\mu a_o E_o \quad (3.78)$$

onde as integrais elípticas de segunda classe, E_i e E_o , são aquelas obtidas pelo método aproximado do ítem 3.3.1. Outro método de obtenção das integrais elípticas K e E pode ser, por exemplo, através da transformação de Landen (ver Anexo A). É um método numérico iterativo válido para $0 \leq \epsilon < 1$ e converge rapidamente (Jones, 1959). O programa utiliza esse método no cálculo das integrais 3.66 a 3.68.

O critério para a escolha do controle é obtido da seguinte forma (Harris, 1971):

$$\bar{M}_{si} > \bar{M}_{so} \cos(\beta_i - \beta_o). \quad (3.79)$$

Se a Inequação 3.79 é satisfeita então supõe-se que o controle do movimento é exercido pela pista interna. Caso contrário, o controle é exercido pela pista externa.

Adota-se um valor para c_o e calcula-se o raio efetivo de rolamento r_o' através da seguinte equação:

$$r_o' = R_o \{ [1 - (c_o a_o / R_o)^2]^{1/2} - [1 - (a_o / R_o)^2]^{1/2} + [(r_e / R_o)^2 - (a_o / R_o)^2]^{1/2} \}. \quad (3.80)$$

Calcula-se o valor de F_{yo} , M_{so} e M_{ro} a partir das Equações 3.66 a 3.68 utilizando, para isso:

$$\epsilon_o = m_o' (1 - q_o^2)^{1/2} / [1 + m_o'^2 (1 - q_o^2)]^{1/2}, \quad (3.81)$$

onde:

$$m_o' = k_o' / (q_o + v_{yo} / a_o \omega_{so}). \quad (3.82)$$

A parcela $v_{yo} / a_o \omega_{so}$ é obtida a partir das seguintes equações modificadas (Jones, 1959):

$$\omega_o = \frac{-\Omega_i}{\left[\frac{r_i' (e+r_o' \cos\beta_o)}{r_o' (e-r_i' \cos\beta_i)} \frac{(\cos\alpha\cos\beta_i+\sin\alpha\sin\beta_i)}{(\cos\alpha\cos\beta_o+\sin\alpha\sin\beta_o)} \right]}, \quad (3.83)$$

$$\frac{\omega_e}{\omega_o} = \frac{e + r_o' \cos\beta_o}{r_o' (\cos\alpha\cos\beta_o + \sin\alpha\sin\beta_o)}, \quad (3.84)$$

$$\omega_{so} = \left[\frac{\omega_e}{\omega_o} \cos\alpha\sin\beta_o - \frac{\omega_e}{\omega_o} \sin\alpha\cos\beta_o - \sin\beta_o \right] \omega_o \quad (3.85)$$

e

$$V_{yo} = -e\omega_o + \left[\sqrt{R_o^2 - (a_o q_o)^2} - \sqrt{R_o^2 - a_o^2} + \sqrt{r_e^2 - a_o^2} \right] \times \quad (3.86)$$

$$\times \left(\frac{\omega_e}{\omega_o} \cos\alpha\cos\beta_o + \frac{\omega_e}{\omega_o} \sin\alpha\sin\beta_o - \cos\beta_o \right) \omega_o.$$

Na Equação 3.83 Ω_i é a velocidade angular absoluta da pista interna em rd/s. Nas Equações 3.83 a 3.86 α é obtido a partir da Equação 3.72 com $r_i' = r_e$ para a primeira iteração.

Utilizando o valor de F_{yo} obtém-se o valor de F_{yi} a partir da condição de equilíbrio:

$$F_{yi} + F_{yo} = 0. \quad (3.87)$$

O valor de c_i , que determina o raio efetivo de rolamento para a pista interna, é obtido a partir da Equação 3.73:

$$F_{yi} = \pm P\mu(3c_i - c_i^3 - 1), \quad (3.88)$$

e, então:

$$r_i' = R_i \{ [1 - (c_i a_i / R_i)^2]^{1/2} - [1 - (a_i / R_i)^2]^{1/2} + [(r_e / R_i)^2 - (a_i / R_i)^2]^{1/2} \}. \quad (3.89)$$

O sinal superior na Equação 3.88 se aplica quando o valor de V_{yi} , calculado através das Equações 3.90 a 3.92, é positivo.

$$\omega_i = \frac{\Omega_i}{\left[\frac{1 + \frac{r_o'}{e - r_i' \cos \beta_i}}{r_i' (e + r_o' \cos \beta_o)} \frac{(\cos \alpha \cos \beta_o + \sin \alpha \sin \beta_o)}{(\cos \alpha \cos \beta_i + \sin \alpha \sin \beta_i)} \right]}, \quad (3.90)$$

$$\frac{\omega_e}{\omega_i} = \frac{-(e - r_i' \cos \beta_i)}{r_i' (\cos \alpha \cos \beta_i + \sin \alpha \sin \beta_i)}, \quad (3.91)$$

$$V_{yi} = -e \omega_i + [R_i - \sqrt{R_i^2 - a_i^2} + \sqrt{r_e^2 - a_i^2}] \times \left(-\frac{\omega_e}{\omega_i} \cos \alpha \cos \beta_i - \frac{\omega_e}{\omega_i} \sin \alpha \sin \beta_i + \cos \beta_i \right) \omega_i, \quad (3.92)$$

onde α é calculado a partir da Equação 3.72.

O valor de M_{ri} pode ser calculado pela Equação 3.74.

O valor de M_{si} que aparece como a reação dos momentos gerados na pista externa é obtido a partir da equação:

$$M_{si} = M_{so} \cos(\beta_i - \beta_o) + M_{ro} \sin(\beta_i - \beta_o). \quad (3.93)$$

O valor do lado esquerdo da equação:

$$\begin{aligned} & (1/r_o') M_{r_o} (e+r_o' \cos\beta_o) + (1/r_i') M_{r_i} (e-r_i' \cos\beta_i) + \\ & + M_{s_o} \sin\beta_o - M_{s_i} \sin\beta_i = 0 \end{aligned} \tag{3.94}$$

é obtido e, se diferente de zero, o processo deve ser repetido, a partir de um novo valor para c_o , até a Equação 3.94 estar satisfeita.

Uma verificação final para saber se o controle de pista foi bem escolhido deve ser feita a partir da comparação de M_{s_i} obtido pela Equação 3.93 com o valor de \bar{M}_{s_i} obtido pela Equação 3.77. Se M_{s_i} for menor que \bar{M}_{s_i} o controle foi bem escolhido. Caso contrário, uma mensagem é impressa indicando a escolha errada.

A Figura 3.18 mostra o diagrama de blocos do método de cálculo descrito.

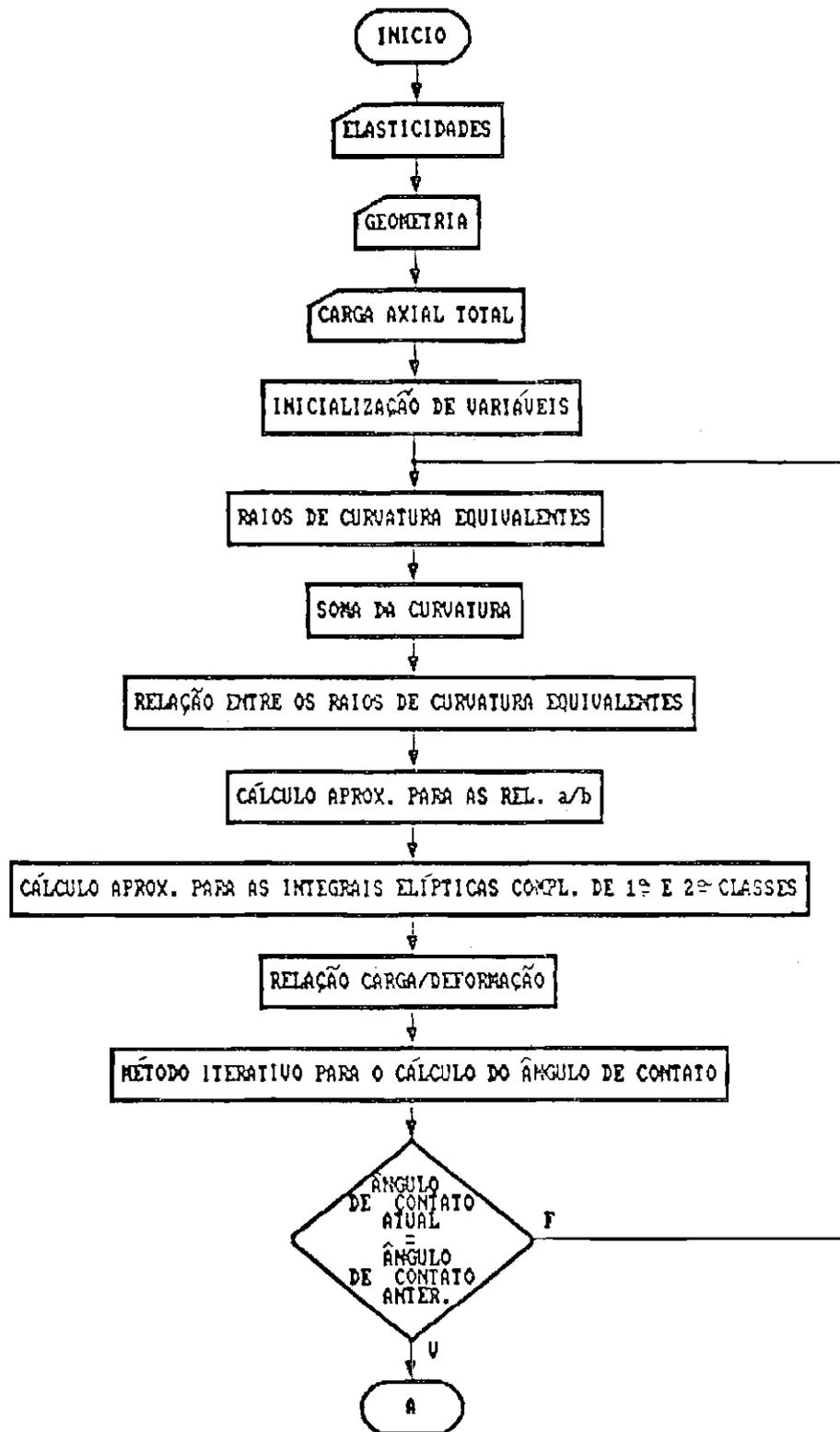


Fig. 3.18 - Diagrama de blocos para o cálculo do torque de atrito.

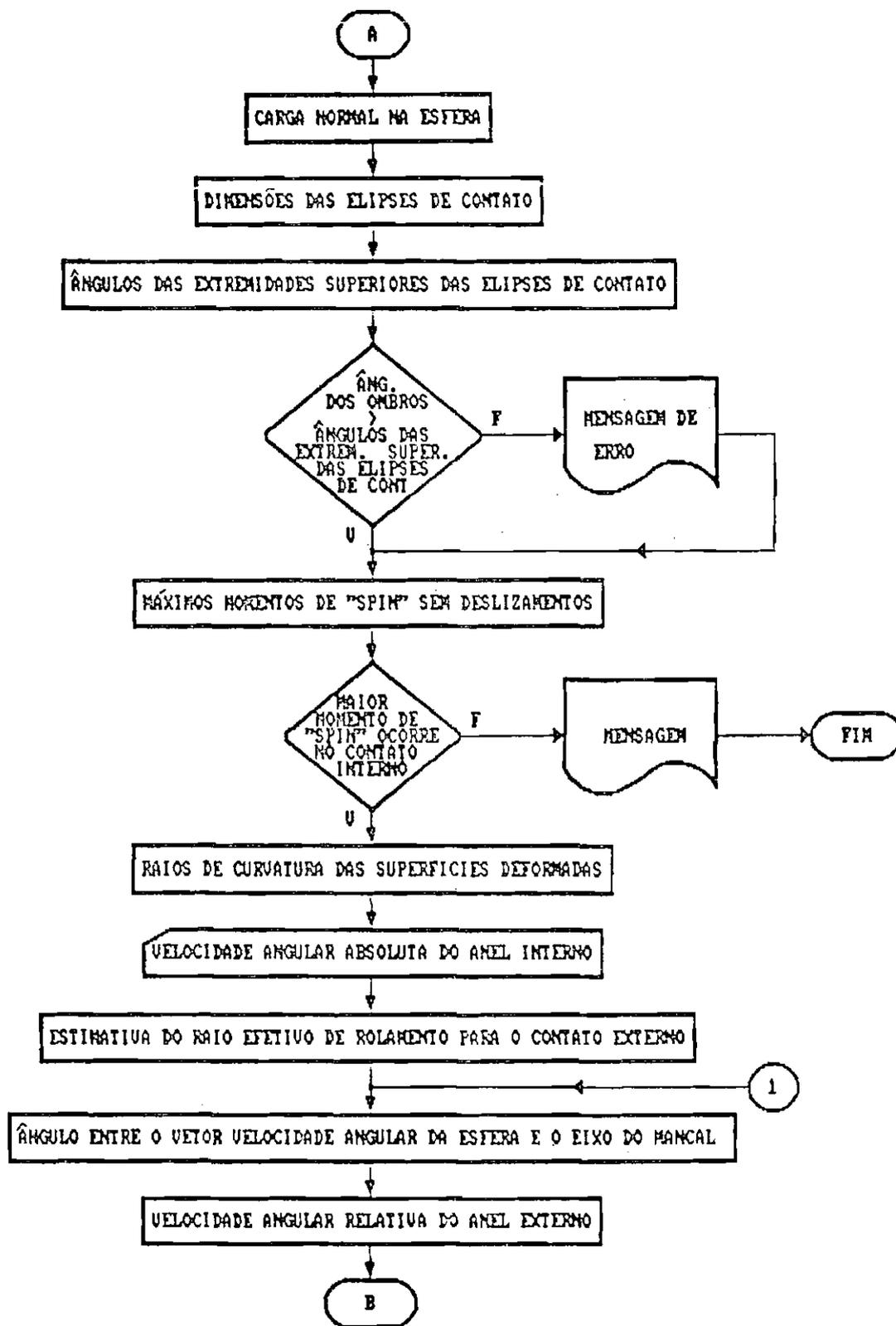


Fig. 3.18 - Continuação

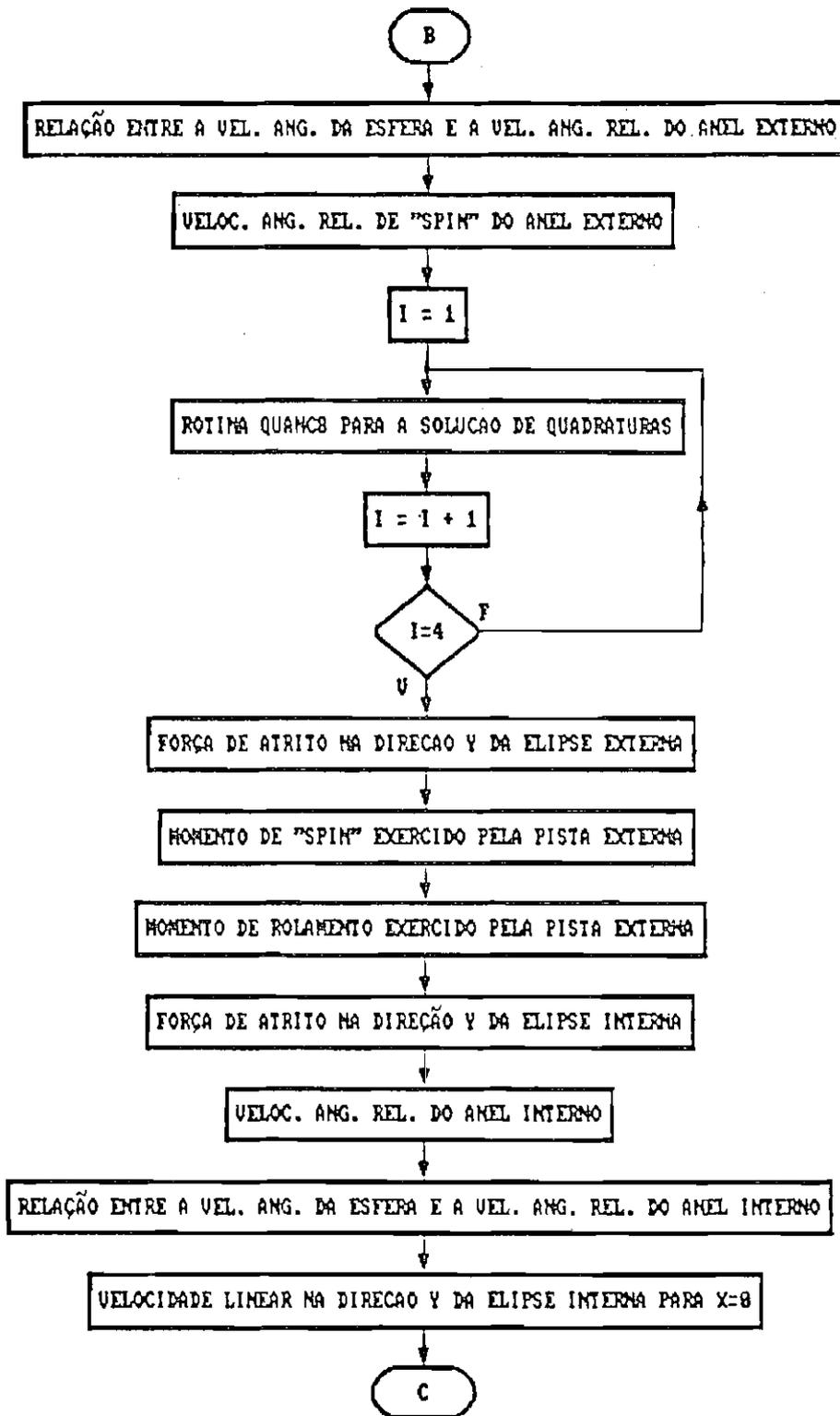


Fig. 3.18 - Continuação

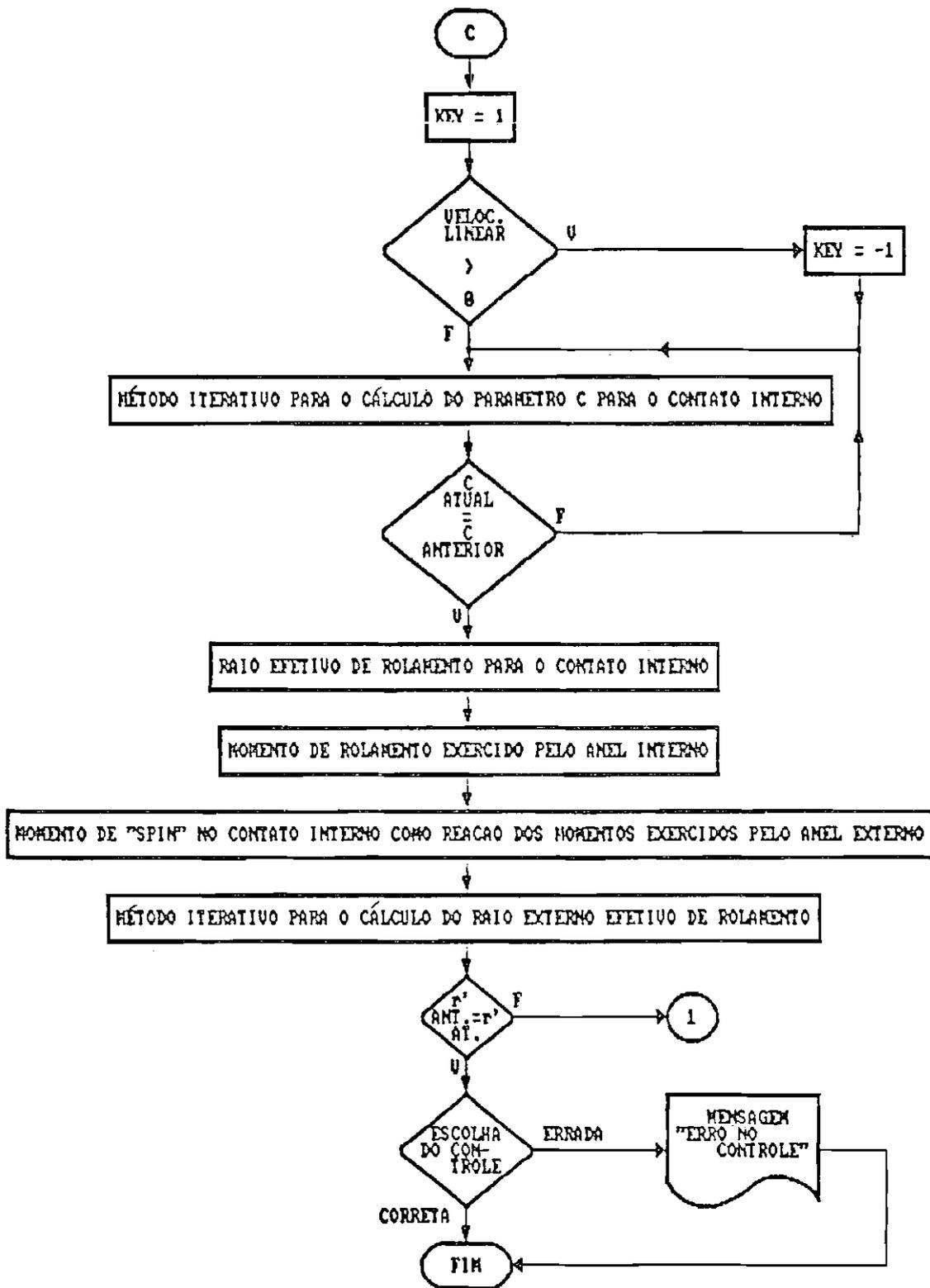


Fig. 3.18 - Conclusão

CAPÍTULO 4

ATUADOR E CONTROLE DO MECANISMO DE ACIONAMENTO DE PAINEL SOLAR (MAPS)

O MAPS será acionado por um motor síncrono de indução (motor de passo híbrido) utilizando uma técnica de subdivisão eletrônica de passo denominada "mini-passo". No Capítulo 5 discute-se a concepção adotada para o sistema acionador. Este capítulo é dedicado a explicar as características físicas e operacionais do motor síncrono de indução assim como o controle que será exercido no mesmo.

4.1 - MOTOR SÍNCRONO DE INDUÇÃO

Num motor síncrono de indução o torque é gerado a partir da interação de um campo magnético alternante, proveniente da excitação de bobinas estacionárias, e de um fluxo magnético unidirecional proporcionado por um ímã permanente. O presente capítulo trata dos aspectos construtivos e operacionais de um motor bifásico com o ímã permanente localizado no rotor (Snowdon e Madsen, 1962).

Esse motor é especialmente interessante em aplicações onde se deseje baixa velocidade associada a torques ligeiramente superiores a 1,0 Nm. Alimentado em 60 Hz opera a uma baixa velocidade síncrona devido à ação diferencial inerente (apesar de o campo elétrico girar a 1800 RPM o motor move-se a, somente, 72 RPM). A ação diferencial é devida a características construtivas do estator e do rotor (Morgan, 1962). Eles possuem uma grande quantidade de projeções dentadas e a variação na relutância do entreferro, causada pela interação desses dentes, induz o sincronismo.

Se o estator possui um dente a menos que o rotor para cada quatro polos salientes do estator, então o rotor avançará um "pitch" (ângulo entre dois dentes consecutivos) para cada ciclo completo da frequência aplicada. A velocidade do rotor é dada pela seguinte equação:

$$V_R = 60f_f / n_R \quad (4.1)$$

onde:

V_R = Velocidade do rotor em RPM;

f_f = Frequência da fonte em Hz;

n_R = Número de dentes do rotor.

4.1.1 - CONSTRUÇÃO

A Figura 4.1 apresenta um corte esquemático paralelo ao eixo de um desses motores.

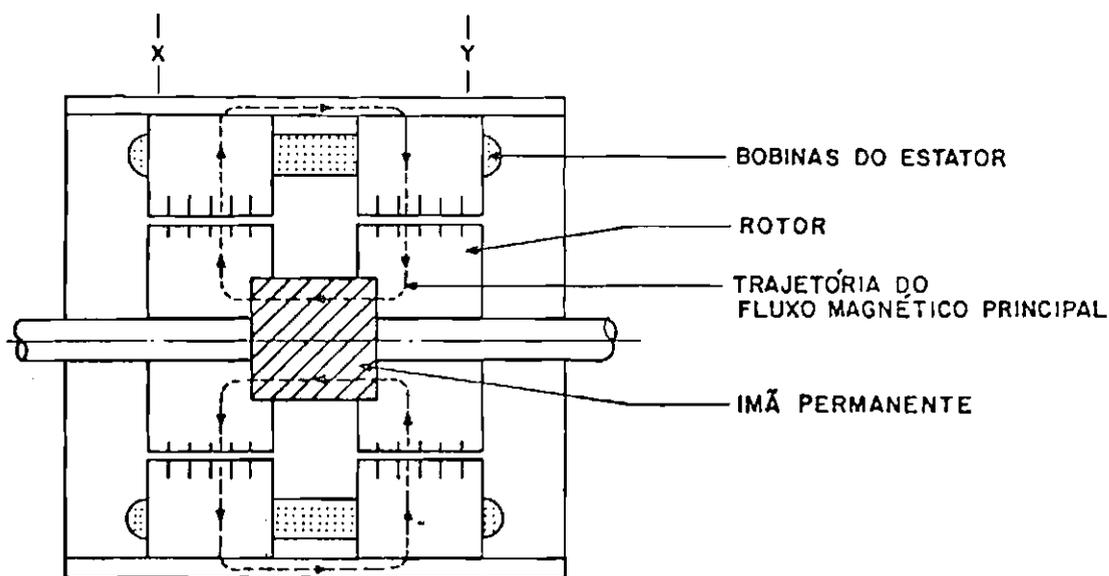


Fig. 4.1 - Corte paralelo ao eixo de um motor síncrono de indução.

O rotor possui dois discos, com o mesmo número de dentes simetricamente distribuídos, separados por um ímã permanente cilíndrico magnetizado axialmente. Dessa forma, uma seção do rotor será o polo sul enquanto a outra será o polo norte. Os dentes de uma seção estão defasados de 0,5 "pitches" em relação aos dentes da outra seção. Isso permite um conjunto estator-bobinas comum para as duas seções.

A Figura 4.1 também mostra a trajetória do fluxo magnético principal. Ele inicia no polo norte do ímã e passa para uma das seções do rotor, atravessa o entreferro radialmente de dentro para fora, caminha pelo estator e região exterior e retorna ao polo sul do ímã pela outra metade da estrutura.

Na Figura 4.2 vê-se um corte transversal de uma das seções do motor onde está indicada a trajetória do fluxo alternante ou secundário. O estator possui oito polos salientes e cada polo possui cinco dentes perfazendo um total de 40 dentes. O estator deveria possuir 48 dentes. Contudo, um dente por polo deve ser omitido para permitir o enrolamento das bobinas.

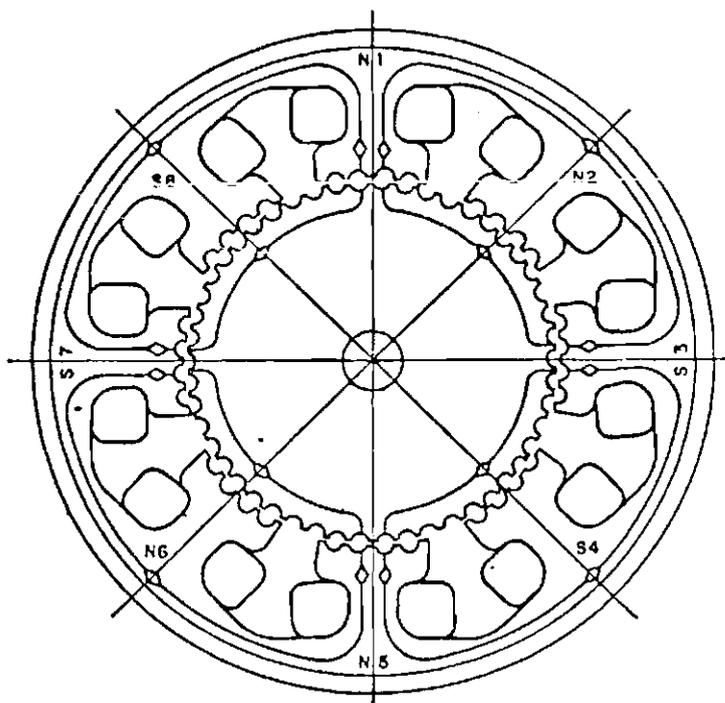


Fig. 4.2 - Corte perpendicular ao eixo de um motor síncrono de indução.

O rotor possui 50 dentes e, portanto, os "pitches" do rotor e do estator são respectivamente, $7,2^\circ$ e $7,5^\circ$. Observando a Figura 4.2 verifica-se que as defasagens dos dentes centrais dos polos salientes N1, N2, S3 e S4 em relação aos dentes do rotor são crescentes e valem, respectivamente, 0, 0,25, 0,5 e 0,75 do "pitch" do rotor. Se a excitação é tal que o fluxo máximo passa por N1, então a posição estável, sem carga no rotor, é a mostrada na Figura 4.2.

Um quarto de ciclo depois, o fluxo será máximo em N2 e o rotor deslocar-se-á de 0,25 "pitches", de tal modo que o dente do rotor tenderá a se alinhar com o dente central de N2. A sucessivos quartos de ciclo, os dentes do rotor alinhar-se-ão com dentes centrais de S3, S4 e, então, N1, novamente. Portanto, para um ciclo da frequência aplicada o rotor move-se de 1 "pitch" do rotor ou $7,2^\circ$.

4.1.2 - PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

A Figura 4.3 apresenta dois cortes nas regiões distintas para um motor com oito polos, dois dentes por polo, dezesseis dentes no estator e dezoito no rotor.

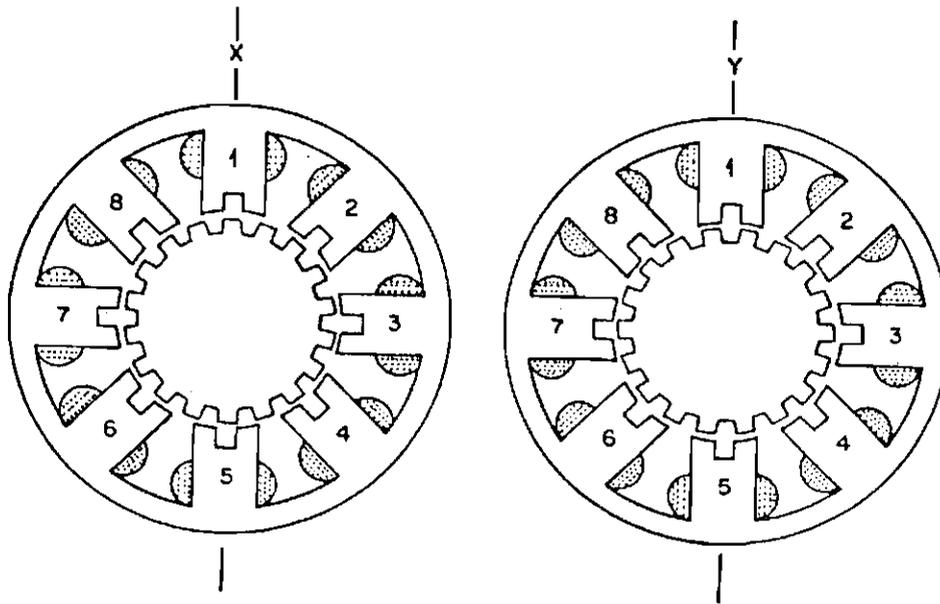


Fig. 4.3 - Cortes perpendiculares ao eixo nas regiões distintas de um motor síncrono de indução.

O princípio de funcionamento é o mesmo. As bobinas, que quando energizadas produzem o campo magnético secundário, são enroladas nos polos de maneira a crescer ou decrescer o fluxo magnético principal que flui pelos polos. Dessa forma, pode-se atingir a posição requerida.

Em se tratando de um motor de duas fases cada uma delas ocupa quatro polos. A fase A ocupa os polos 1, 3, 5 e 7 e a fase B os polos 2, 4, 6 e 8. Os polos sucessivos de cada fase são enrolados de maneira oposta, isto é, se a fase A é excitada por corrente positiva o campo magnético secundário direciona-se radialmente de dentro para fora nos polos 3 e 7 e de fora para dentro nos polos 1 e 5. Um esquema similar é utilizado na fase B e a situação para a máquina como um todo pode ser descrita pela Tabela 4.1.

TABELA 4.1

SENTIDO DO CAMPO MAGNÉTICO SECUNDÁRIO EM
FUNÇÃO DO SENTIDO DA CORRENTE DE FASE

FASE	SENTIDO DA CORRENTE	DIREÇÃO/SENTIDO DO CAMPO MAGNÉTICO SECUNDÁRIO NO POLO	
		RADIALMENTE DE DENTRO PARA FORA	RADIALMENTE DE FORA PARA DENTRO
A	+	3,7	1,5
A	-	1,5	3,7
B	+	4,8	2,6
B	-	2,6	4,8

FONTE: Acarnley. P. P. (1984).

Considerando o exemplo de excitação da fase A com corrente positiva tem-se uma melhor compreensão do que ocorre com o fluxo magnético. Para essa excitação verifica-se, na seção X, um acréscimo do fluxo magnético principal, que flui radialmente de dentro para fora, nos polos 3 e 7. Entretanto, na seção Y a situação não é a mesma pois o acréscimo do fluxo principal, que agora flui de fora para dentro, ocorre nos polos 1 e 5.

Se o fluxo magnético está concentrado em certos polos, devido à excitação das fases, o rotor tende a se alinhar com os polos na tentativa de minimizar a relutância do entreferro. Portanto, no exemplo analisado acima, os dentes do rotor alinhar-se-ão aos dentes dos polos 3 e 7, na seção X, e aos dentes dos polos 1 e 5, na seção Y, como ilustrado na Figura 4.3.

Consegue-se rotação contínua excitando sequencialmente as bobinas. Se a excitação é removida de A e B é excitada com corrente positiva, então o alinhamento ocorrerá nos polos 4 e 8, na seção X, e nos polos 2 e 6, na seção Y. O rotor move-se no sentido de atingir a nova posição de equilíbrio. A rotação no sentido horário pode ser conseguida pela excitação das fases A e, então, B com correntes negativas. A sequência pode ser representada por: A+, B+, A-, B-, A+, B+, ... De outra forma, a rotação no sentido anti-horário resulta da sequência de excitações: A+, B-, A-, B+, A+ , B-, A-, ... (Tabela 4.2).

TABELA 4.2

SEQUÊNCIA DE EXCITAÇÃO MONOFÁSICA

HORÁRIO	ANTI-HORÁRIO
A+	B+
B+	A+
A-	B-
B-	A-
A+	B+

4.1.3 - MODOS DE OPERAÇÃO

O motor síncrono de indução pode ser operado como um motor síncrono ou como um motor de passo. Operando como motor síncrono ele pode ser conectado a uma fonte monofásica ou a uma fonte bifásica.

4.1.3.1 - SERVOMOTOR SÍNCRONO

O motor síncrono de indução é normalmente operado a partir de uma fonte monofásica. A Figura 4.4 mostra a conexão empregada de modo a fazer o motor funcionar como um servomotor síncrono com excitação monofásica.

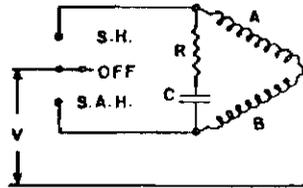


Fig. 4.4 - Conexão de operação - Fonte monofásica.

Nesse caso torna-se necessário um circuito defasador. Esse circuito consiste em um resistor e um capacitor em série ligados às fases A e B do motor, como mostra a Figura 4.4. A função do circuito é gerar uma onda de tensão defasada da original de $\pi/2$ radianos elétricos (Figura 4.5).

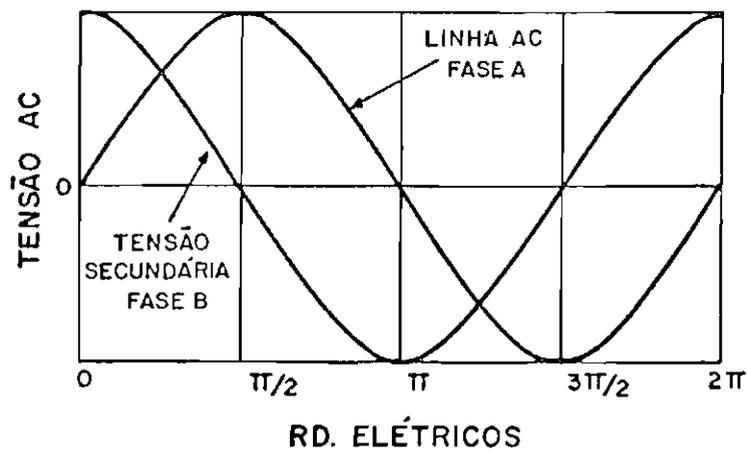


Fig. 4.5 - O circuito defasador desloca a tensão aplicada de $\pi/2$ radianos elétricos.

Para garantir o sentido correto de partida e uma operação silenciosa, as correntes de fase devem ser mantidas iguais em módulo e em quadratura (Ricci, 1986). Para um determinado circuito defasador R-C, as variações na frequência aplicada desviam as correntes das fases da quadratura e as tornam desiguais em módulo introduzindo ruídos e torques inconvenientes. Quando se deseja abranger um largo espectro de frequências, a solução é substituir os elementos do circuito defasador no intuito de manter a quadratura das correntes.

Com a utilização de fontes bifásicas não é necessário o circuito defasador R-C. A Figura 4.6 mostra a conexão necessária quando se utiliza uma fonte bifásica. O motor, operando a partir de uma fonte ajustável, torna-se um dispositivo de velocidade variável e síncrona com a frequência aplicada.

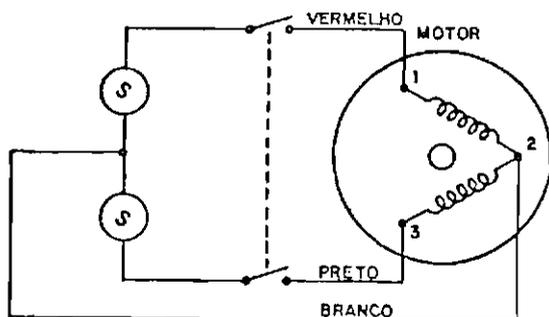


Fig. 4.6 Conexão de operação - Fonte bifásica.

4.1.3.2 - MOTOR DE PASSO

Das explanações anteriores concernentes à alimentação alternada no modo síncrono deduz-se que o motor pode ser operado como um motor de passo se a excitação alternada for substituída pela excitação contínua chaveada numa sequência de 4 passos (Figura 4.7).

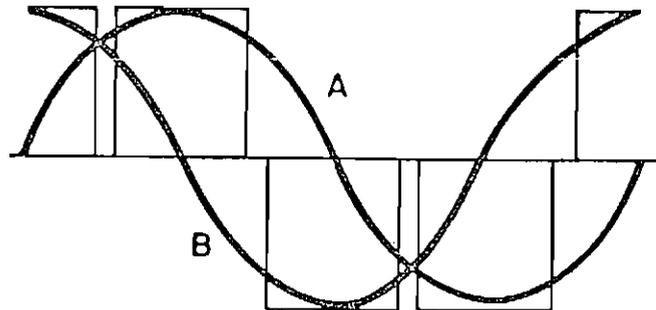


Fig. 4.7 - Tensão contínua substituindo a tensão alternada.

A Figura 4.8a mostra a conexão de operação simplificada, com a utilização de somente uma fonte, para a alimentação das bobinas quando o motor é operado como um motor de passo. Para usar apenas uma fonte torna-se necessário a divisão das bobinas em duas partes iguais (enrolamento bifilar). Isto pode ser feito como está mostrado na Figura 4.8a. Ao invés de se inverter a corrente na bobina mantém-se a mesma polaridade e montam-se as bobinas em direções opostas. A Figura 4.8b mostra a sequência requerida para o motor se deslocar no sentido horário e anti-horário no modo passo-total. Observa-se que sempre são excitadas duas fases simultaneamente. Isso permite melhor desempenho com decréscimo de ruídos. Quando se excitam duas fases simultaneamente a posição de equilíbrio fica deslocada de metade do ângulo de passo total ou $0,9^{\circ}$. No modo passo-total cada passo corresponde a $1,8^{\circ}$, perfazendo 200 passos por revolução.

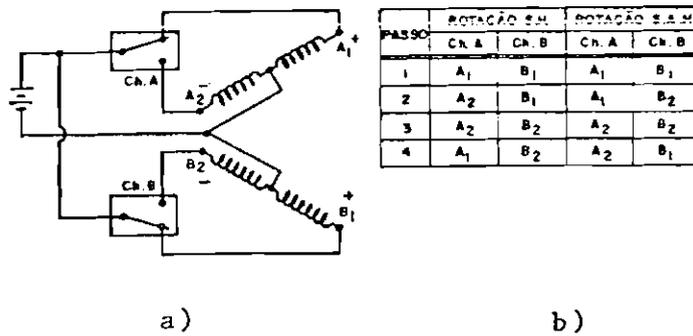


Fig. 4.8 - Conexão de operação como motor de passo. a) enrolamento bifilar, b) sequência de excitação modo passo-total.

4.2 - CONTROLE DO MOTOR - TÉCNICA "MINI-PASSO"

Os motores de passo são especialmente atrativos quando se deseja um movimento rotacional lento ou intermitente. Em sistemas convencionais a velocidade e a direção de rotação são determinadas pela frequência e pela fase dos pulsos aplicados às bobinas do estator. Tais motores são, então, compatíveis com sistemas de controle que utilizam circuitos lógicos integrados e amplificadores de potência.

Comercialmente, os motores de passo estão disponíveis em vários ângulos de passo total. Aqueles que dispõem de 1,8 graus/passos são facilmente encontráveis em diversos tamanhos. Infelizmente, esse ângulo de passo causa vibrações torsionais nas inércias acopladas, o que limita as aplicações do motor (Layer, 1976).

Por outro lado, um sistema acionador de painel flexível pode conter um atuador intermitente desde que os impulsos de torque aplicados ao painel sejam suficientemente pequenos. Caso contrário, o movimento intermitente pode excitar os modos de vibração do painel resultando distúrbios inaceitáveis sendo aplicados no corpo do satélite com a conseqüente degradação da capacidade de apontamento.

Com a redução do tempo de aplicação do torque reduzem-se os impulsos e o movimento torna-se mais suave. O período de tempo de aplicação do torque, para uma determinada velocidade de saída, é uma função do ângulo de passo do motor. Portanto, se o motor possui pequenos ângulos o impulso de torque por passo será reduzido significativamente.

Pequenos ângulos podem ser obtidos, por exemplo, através do acoplamento de um sistema mecânico de redução por engrenagens ao eixo do motor. Em contra partida, tem-se um decréscimo na velocidade de saída o que, em alguns casos, não é desejável. No entanto, é uma maneira válida de conter as vibrações torcionais. A utilização de redutores compactos possibilita, ainda, um acréscimo no torque de saída o que permite uma notável economia de massa no sistema acionador com a adoção de motores menores e mais leves.

Outra forma de limitar as vibrações torcionais consiste em adotar um amortecedor viscoso. Nesse caso, o tempo de resposta é aumentado substancialmente.

O limite na redução do tempo de aplicação do torque leva ao acionamento síncrono onde a velocidade é constante e não pulsada. Um movimento extremamente suave pode ser obtido se o motor passa a ser operado como um motor síncrono alimentado por um oscilador eletrônico analógico ou por um gerador mecânico. A versatilidade, entretanto, é perdida. Primeiro, porque os osciladores analógicos senoidais possuem uma frequência mínima de funcionamento; segundo, necessitam "hardware" de conversão específicos para cada frequência de operação.

Uma solução, na tentativa de evitar os problemas ligados ao tamanho do passo mantendo a versatilidade dos sistemas convencionais, é a técnica mini-passo onde o passo natural do motor é sub-dividido eletronicamente em passos menores na tentativa de se aproximar ao acionamento síncrono. Esta solução não apresenta os inconvenientes abordados no parágrafo anterior.

O diagrama de blocos da Figura 4.9 mostra o princípio de operação do gerador de sinais. Estabelecido o sentido de giro, os pulsos de "clock" incrementam ou decrementam o contador que endereça a memória EPROM onde estão armazenados o seno e o cosseno. Os módulos do seno e do cosseno são convertidos em oito "bits" e o sexto e sétimo "bits" do endereço controlam os ganhos de +1 ou -1 que sinalizam as saídas dos conversores D/A.

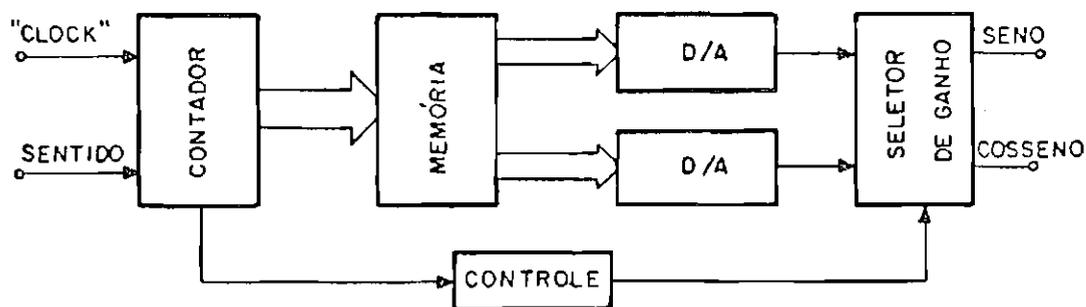


Fig. 4.9 - Diagrama de blocos do gerador de sinais.

Os sinais seno e cosseno são imediatamente submetidos a interface de potência apresentada na Figura 4.10 na sua forma de diagrama de blocos. O isolador faz a ligação entre o gerador de sinais e a interface de potência. O filtro é utilizado para rejeitar as altas frequências e os "drivers" para fornecer potência suficiente a cada fase do motor.

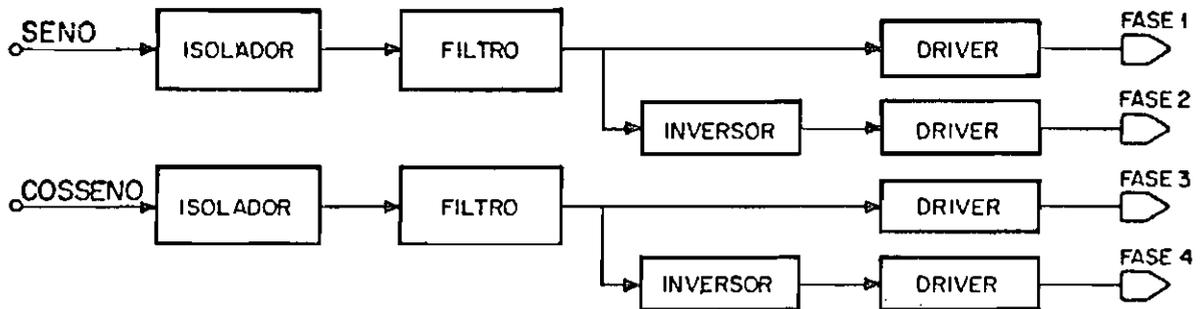


Fig. 4.10 - Diagrama de blocos da interface de potência.

Maiores detalhes quanto ao acionamento e controle do motor serão fornecidos no próximo capítulo que trata do projeto eletro-mecânico do MAPS. Além da concepção do sistema acionador será abordada a seleção do motor e o diagrama completo do controlador.

CAPÍTULO 5

PROJETO ELETRO-MECÂNICO

Neste capítulo descreve-se o projeto eletro-mecânico do protótipo de laboratório do MAPS. Discute-se a concepção adotada para o sistema acionador a partir de análises que devem ser realizadas para se chegar futuramente a um modelo de vôo. São apresentados a seleção do motor e o diagrama completo do controlador. Faz-se uma estimativa das forças e torques que agem nos mancais na pior condição de carregamento que é o lançamento. Estima-se, também, a precarga necessária nesta mesma fase. Descreve-se como deve ser feita a seleção de materiais para a Unidade Suporte dos Mancais e os tratamentos superficiais são indicados, sempre tendo em mente um modelo de vôo. A solução adotada para os materiais é apresentada. Especificam-se os ajustes entre o anel externo e alojamento e entre o anel interno e o eixo da Unidade Suporte dos Mancais. Discute-se o projeto da lubrificação dos mancais e das engrenagens e apresenta-se a solução adotada. A distribuição de tensões nos dentes das engrenagens é estimada. Finalmente, apresenta-se o "lay-out" do MAPS.

5.1 - CONCEPÇÃO DO SISTEMA ACIONADOR

A escolha da concepção do sistema acionador deve ser consolidada através de análises das relações entre o movimento do mecanismo acionador e dos distúrbios gerados no veículo. Estas relações podem ser obtidas usando simulações, em computador, do sistema acionador, dos painéis solares, do corpo do satélite (que pode conter ou não outros apêndices flexíveis) e da malha de controle do eixo de arfagem ("pitch-axis").

A escolha da melhor concepção, baseada na avaliação do comportamento dos sistemas acionadores, deve se pautar na adequação dos requisitos de movimento às especificações de confiabilidade, custo e massa.

Escolhida a concepção que melhor se adapta às especificações exigidas passa-se, então, à outra fase que é o projeto propriamente dito.

As concepções a serem consideradas, geralmente, se enquadram em duas grandes categorias:

- 1) Sistemas síncronos ou intermitentes que operam em malha aberta ou
- 2) Sistemas a corrente contínua que operam em malha fechada.

A velocidade nominal de rotação de um sistema acionador de um satélite geostacionário é muito baixa (uma rotação por dia) e as flutuações na velocidade, expressas em percentagem da velocidade nominal, são muito pequenas e, portanto, difíceis de serem detectadas e controladas no sistema em malha fechada. Os sistemas síncronos e intermitentes em malha aberta se enquadram melhor a tal aplicação. Um diagrama de blocos que mostra a concepção de um sistema intermitente, com redução de engrenagens, operando em malha aberta é mostrado na Figura 5.1 (Jones e Roger, 1985). É bom salientar que a operação em malha aberta se dá no motor e não no sistema como um todo que necessita da posição do Sol.

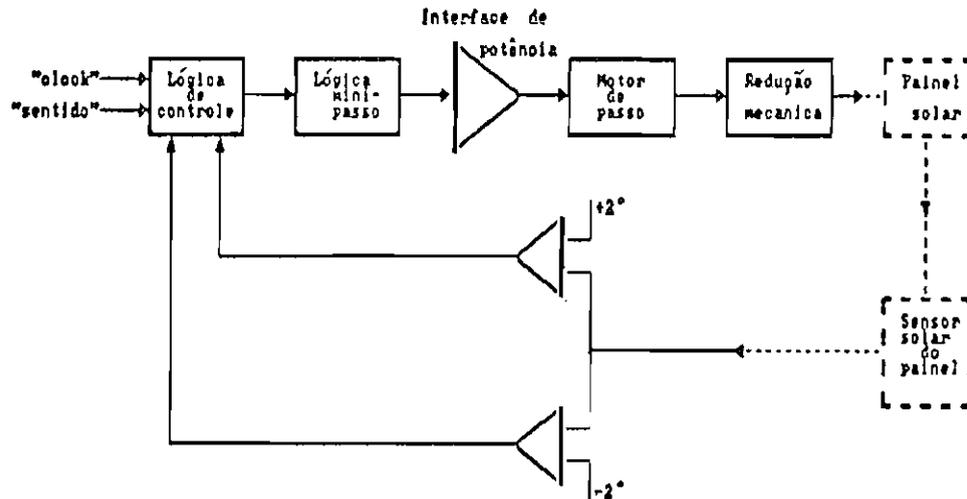


Fig. 5.1 - Sistema intermitente operando em malha aberta (no motor).

As órbitas de satélites geostacionários são paralelas ao plano equatorial com os eixos dos painéis perpendiculares ao plano das órbitas. Dessa forma, só é necessária a liberdade rotacional para garantir o apontamento dos painéis para o Sol enquanto o corpo do satélite gira com a Terra. Como a frequência de acionamento ("clock") do sistema não é exatamente aquela que faria o painel girar 360° em um dia, torna-se necessário a realimentação apresentada na Figura 5.1. Cada vez que a normal aos painéis estiver desalinhada em mais de 2 (dois) graus, no plano da órbita, em relação ao vetor Satélite-Sol, um sinal é enviado à lógica de controle para que sejam tomadas as devidas providências.

A redução mecânica através de engrenagens é utilizada pelas seguintes características:

- 1) Reduz o ângulo de passo natural do motor e, conseqüentemente, os problemas de vibração torcional.

- 2) Utilização de redutores leves e compactos com grande taxa de redução amplifica o torque do motor e reduz o tamanho e a massa dos sistemas acionadores.

- 3) Diminui o efeito denominado "backdriving" que é a "reação" das inércias atuando no eixo de saída provocando o movimento contrário no eixo de entrada e rotor.

Grandes satélites de comunicação dotados de grandes painéis e apêndices flexíveis possuem as frequências dos primeiros modos de vibração na ordem de décimos e centésimos de Hertz (Jones e Roger, 1985). Nesse caso, deve-se adotar todas as formas possíveis de diminuir o ângulo de passo na tentativa de elevar ao máximo a frequência de acionamento do sistema. Dessa forma, minimizam-se as interações com o painel e o sistema de controle de atitude. A concepção utilizada por Jones e Roger utiliza um motor de passo convencional de $1,8^{\circ}$ com uma lógica de mini-passo de 64 níveis e um sistema de redução de engrenagens possuindo um par de engrenagens retas (5,88:1) e um trem epicicloidal (49:1). O ângulo resultante na saída é aproximadamente $0,0001^{\circ}$ e a frequência de acionamento, para conseguir 1 (uma) rotação por dia, é de 42 Hz.

Para o caso de pequenos satélites, onde os primeiros modos estão na faixa de dezenas de Hertz, deve-se agir no sentido oposto, ou seja, buscar uma frequência de acionamento que esteja abaixo dos primeiros modos.

O projeto do MAPS está voltado para pequenos satélites rígidos onde as primeiras frequências estão ao redor de 10 Hz - a Missão Espacial Completa Brasileira (MECB) pretende construir e lançar 4 pequenos satélites. A concepção adotada é mostrada na Figura 5.2. O motor de passo escolhido tem $1,8^\circ$. A lógica de mini-passo empregada reduz em 32 vezes o tamanho do passo natural. Uma redução através de 1 (um) par de engrenagens retas possibilita uma redução de 8:1. O ângulo de saída teórico é aproximadamente $0,007^\circ$ e a frequência de acionamento é de 0,59 Hertz. Verifica-se que esta frequência está bem abaixo do primeiro modo de vibração que é suposta 10 Hz.

5.2 - SELEÇÃO DO MOTOR

Para a seleção do motor a ser aplicado no sistema acionador considere-se a seguinte concepção do mecanismo:

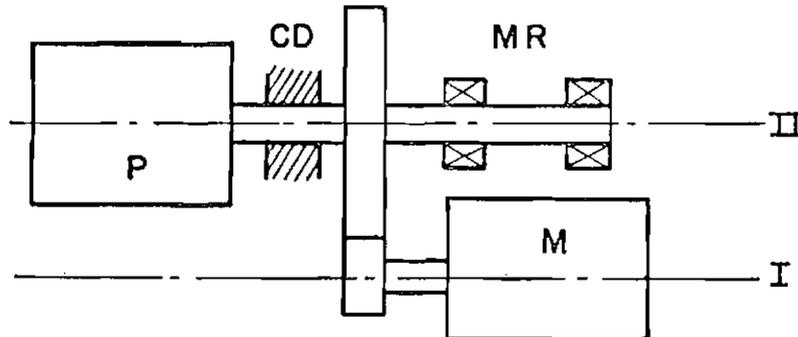


Fig. 5.2 - Concepção do sistema acionador: M - motor, MR - mancais de rolamento, CD - contatos deslizantes, P - painel.

O motor deve ser capaz de:

- 1) **sobrepor** todos os torques de atrito do sistema e
- 2) **partir e parar** todas as inércias inclusive sua própria.

O cálculo do momento de regime, que é o torque necessário para manter as inércias em movimento com velocidade constante, é obtido através da Equação 5.1:

$$M_v = (M_{ar} + M_{ac}) / (in), \quad (5.1)$$

onde:

M_v \equiv Momento de regime,

M_{ar} \equiv Momento de atrito nos rolamentos do eixo II,

M_{ac} \equiv Momento de atrito nos contatos deslizantes,

i \equiv Relação de transmissão do par de engrenagens retas e

η \equiv Rendimento do par de engrenagens retas e dos mancais de rolamento do motor.

Dados retirados da bibliografia (p.e., TELDIX, s. d.) indicam que o torque de atrito nos contatos deslizantes é, de um modo geral, maior que o torque de atrito nos rolamentos. Contudo, um estudo pormenorizado ainda não foi realizado, pelo autor, por questões de prioridade. Sem dúvida, isto terá que ser feito num futuro próximo.

Poucos mecanismos espaciais, relativamente falando, utilizam contatos deslizantes em comparação com unidades suporte de mancais. Daí, a necessidade de se desenvolver, prioritariamente, programas para cálculo de atrito em mancais de rolamento, como ferramenta de projetos para o Depto. de Controle e Guiagem do INPE, em detrimento de um estudo mais detalhado do torque gerado pelos contatos deslizantes. Além do mais, há casos, para mecanismos de acionamento de painel, em que a potência e sinais são transmitidos sem contatos mecânicos através de transformadores rotativos. Nesses casos, a única fonte de atrito, para questões de dimensionamento, são os mancais de rolamento.

O projeto que está sendo desenvolvido para o protótipo não contará, inicialmente, com uma unidade de transferência de potência e sinais. Mesmo assim, no dimensionamento do motor, levar-se-á em conta a parcela do torque de atrito devido aos anéis deslizantes por uma questão de disponibilidade. Dessa forma, os torques de atrito esperados para os contatos deslizantes estão na faixa de 0,5 a 1,0 Nm. Adotar-se-á o maior valor:

$$M_{ac} = 1,0 \text{ Nm.}$$

O atrito nos rolamentos, longamente investigado no Capítulo 3, depende do nível de precarga, da lubrificação, das conformidades das pistas e rugosidade superficial das esferas e pistas. Para fins de projeto adotar-se-á um valor conservador para o torque de atrito, obtido com a ajuda do programa descrito no Capítulo 3, que leva em conta as variações na precarga provenientes dos gradientes térmicos que ocorrem durante a operação.

O programa, que considera apenas carregamento axial, pode ser utilizado para estimar o torque de atrito desde que se despreze o carregamento radial nos rolamentos, devido ao engrenamento (Figura 5.3). De fato, quando em operação, a carga radial devido ao engrenamento no mancal mais sobrecarregado é algo em torno de 5,3 N. A

força normal na esfera mais sobrecarregada desse mancal, considerando um ângulo de contato de 25° e 12 esferas, está em torno de 2,4 N. Essa carga será desprezada nesse trabalho pois, além de agir somente em uma esfera (nas outras, o carregamento é menor), é menos de 10% dos 26 N da força normal atuante em cada uma das esferas proveniente dos 132 N de carga axial nominal, estimada no ítem 5.5.3.

Ignorando o carregamento radial, o valor do torque de atrito, calculado pelo programa, é fruto da soma das contribuições dos dois mancais considerando um gradiente térmico de 20°C entre o anel interno e o restante do mancal. Depois de calculada a geometria para a temperatura ambiente obteve-se a deflexão axial sob a precarga nominal de 132 N - ver ítem 5.5.3 - mais a deflexão axial devido ao gradiente de temperatura. Sobre a deflexão axial é acrescentada a deformação radial devido ao gradiente de temperatura. A partir dos dados os novos ângulos de contato livre e em operação foram calculados e a carga normal ao contato P foi obtida. O torque resultante foi:

$$M_{ar} = 0,05 \text{ Nm.}$$

O rendimento de um par de engrenagens cilíndricas retas pode ser estimado em 0,97 e o rendimento de um mancal de rolamento pode ser adotado como sendo igual a 0,985.

Considera-se a relação de transmissão igual a 8 e o momento de regime pode ser, então, obtido. Substituindo os valores na Equação 5.1, tem-se que:

$$M_v = 1,05 / (8 \times 0,97 \times 0,985^2) = 0,14 \text{ Nm.}$$

O momento de partida do motor deve ser igual a soma entre o momento de regime e o momento necessário para acelerar as inércias:

$$M_p = M_v + I_e d\omega_I/dt, \quad (5.2)$$

onde:

M_p \equiv Momento de partida,

I_e \equiv Momento de inércia equivalente do sistema dado por:

$$I_e = I_{II} / (i^2 \eta) + I_I,$$

ω_I \equiv Velocidade angular do eixo I,

I_I \equiv Momento de inércia do eixo I que é dado por:

$$I_I = I_{rotor} + I_{pinhão},$$

I_{II} \equiv Momento de inércia do eixo II que é dado por:

$$I_{II} = I_{painel} + I_{engrenagem} + I_{eixo}.$$

O painel considerado nesse trabalho é retangular e apresenta uma estrutura tipo "sandwich honeycomb" de 1/2' de espessura onde têm-se favos ladeados por chapas de alumínio de 0,45 mm. O comprimento do painel é 2,6 m e a largura 0,45 m. Os favos possuem uma densidade de 36,84 kg m⁻³. Maiores detalhes quanto ao painel podem ser encontrados em Fleury (s.d.). Os valores esperados para as inércias do painel, eixo e engrenagem são apresentados abaixo:

$$I_{painel} = 0,06 \text{ kg m}^2,$$

$$I_{engrenagem} = 0,01 \text{ kg m}^2 \text{ e}$$

$$I_{eixo} = 0,05 \times 10^{-3} \text{ kg m}^2.$$

A inércia do eixo II é igual a:

$$I_{II} = 0,07 \text{ kg m}^2.$$

O momento de inércia do rotor é aproximadamente igual a:

$$I_{\text{rotor}} = 8,06 \times 10^{-4} \text{ kg m}^2.$$

O momento de inércia do pinhão é aproximadamente igual a:

$$I_{\text{pinhão}} = 0,001 \text{ kg m}^2.$$

Tem-se, então, o valor do momento de inércia I_I :

$$I_I = 0,0018 \text{ kg m}^2.$$

Pode-se, então, obter o valor do momento de inércia equivalente I_e :

$$I_e = 0,07 / (8^2 \times 0,97 \times 0,985^2) + 0,0018$$

ou, ainda:

$$I_{e} = 0,003 \text{ kg m}^2.$$

A aceleração angular é uma função da mudança da velocidade e do tempo requerido para ocorrer a mudança. Se o motor parte do repouso, pode-se escrever que:

$$d \omega_I / dt = \omega_I / t,$$

onde ω_I é a velocidade em rd/s e t é o tempo em s.

A velocidade e aceleração angulares também podem ser expressas em passos/s e passos/s², respectivamente. Pode-se escrever que:

$$\omega_I/t = (\omega'/t) \times (\pi\theta/180).$$

onde:

ω' \equiv velocidade em passos/s,

θ \equiv ângulo de passo.

É desejável que o acionador seja capaz de acelerar as inércias de 0 a 1000 passos/s no período de 0,5 s. Dessa maneira, a Equação 5.2 pode ser reescrita:

$$M_p = f_s [0,14 + (3/0,5) \times (\pi \times 0,06/180)], \quad (5.3)$$

onde 0,06 é o ângulo do mini-passo e f_s é o fator de segurança devido a operação em malha aberta. Adota-se $f_s = 2$ (Superior Electric Co., 1979). Tem-se, finalmente, o valor de M_p :

$$M_p = 0,3 \text{ Nm.}$$

Será adotado, no primeiro protótipo, por questão de disponibilidade, o motor M111-FD da Superior Electric que possui torque nominal de 1,06 Nm. Mesmo que o ângulo de passo escolhido para o acionamento seja o ângulo natural do motor (1,8°), ao invés de 0,06° referente ao acionamento mini-passo, o torque de partida necessário seria algo em torno de 0,65 Nm. Esse valor é ainda menor que os 1,06 Nm gerados pelo motor escolhido.

5.3 - CARREGAMENTO RADIAL DEVIDO AO ENGRENAMENTO

Em operação, considerando a velocidade constante, o momento torçor no eixo do pinhão é o momento de regime. A força radial atuando na engrenagem devido a esse momento, F_r , é dada por:

$$F_r = 2 M_v \operatorname{tg} \tilde{\alpha} / d_1,$$

onde o diâmetro primitivo do pinhão, d_1 , e o ângulo de contato, $\tilde{\alpha}$, são dados pela Tabela 5.2. Tem-se, então, $F_r = 4,25$ N. Pela Figura 5.3 pode-se calcular o valor de F_{r1} e F_{r2} . Eles são, respectivamente, 5,36 N e 1,11 N.

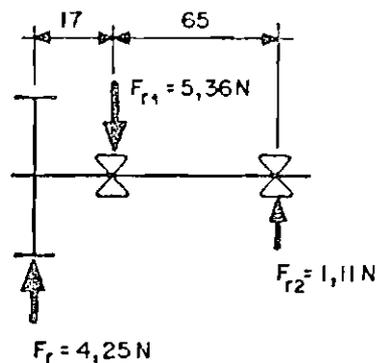


Fig. 5.3 - Forças radiais devido ao engrenamento.

5.4 - CONTROLADOR DO MOTOR DE INDUÇÃO SÍNCRONO

A concepção inicial do gerador de sinais e da interface de potência é apresentado na Figura 5.4 (Trivelato e Ricci, s.d.). Um período das funções seno e cosseno, $| 255 \sin[(360/128)N] |$ e $| 255 \cos[(360/128)N] |$, estão gravados em duas EPROMs 2716. N é a posição da memória em decimal. As memórias são endereçadas pelo contador 74191. O "bit" mais significativo dos endereços das EPROMs inverte o sinal do seno através de CI3C. Os dois "bits" mais

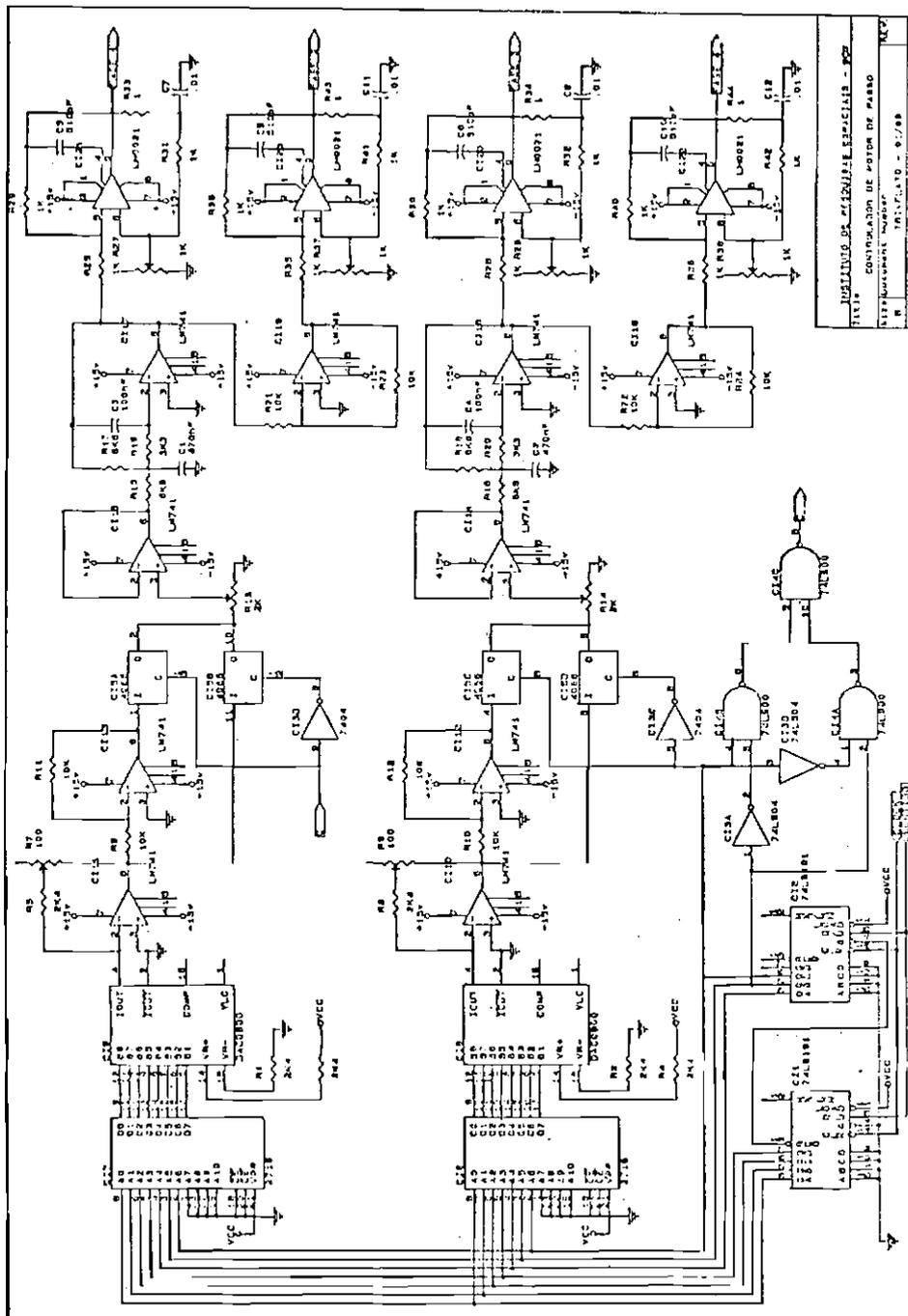


Fig. 5.4 - Controlador.

significativos chaveiam o sinal do cosseno através de CI3D. Um ciclo do seno ou cosseno movimentam o motor de quatro passos naturais ou $7,2^\circ$. O ângulo de mini-passo é, portanto, $1/32$ do ângulo natural. A interface de potência conta com uma etapa de isolamento seguida por um filtro passa-baixa. Os amplificadores de potência são realimentados positiva e negativamente. Isso determina o melhor desempenho (Layer, 1976). O valor da resistência entre o pino 6 e o terra do AO determina a relação entre a realimentação positiva e negativa. A resistência deve ser ajustada em operação.

Quando bem ajustado o controlador elimina as ressonâncias e propicia um movimento livre de vibrações. Para operações de baixo torque aconselha-se diminuir a tensão nominal de alimentação das bobinas. No caso em questão a tensão nominal é $8,75\text{ V}$ e a corrente nominal por fase é $1,25\text{ A}$. Tensões menores não prejudicam a suavidade do movimento mas diminuem a temperatura de operação.

De acordo com Layer (1976) a precisão de posicionamento no motor de passo híbrido controlado pela técnica de mini-passo continua praticamente a mesma daquela quando o motor era acionado pelos controladores convencionais. A precisão padrão é de 5% para o motor de $1,8^\circ$ ($5,5'$). Os motores também podem ser construídos com precisão de 3%. A repetibilidade do mini-passo, contudo, melhora sensivelmente ($0,5'$).

5.5 - ESTIMATIVA DAS FORÇAS, TORQUES E PRÉ-CARGA

Optou-se por construir o suporte dos mancais levando-se em conta as piores cargas que são oriundas da etapa de lançamento. Foram adotados dois rolamentos de esferas de contato angular de precisão P4 que serão montados na disposição "O" ("back-to-back"). O seu material é o aço SAE 52100 e o ângulo de contato é 15° . Os dados a serem considerados no projeto são os seguintes:

- 1) Aceleração máxima no lançamento 20 g.
- 2) Massa efetiva (em balanço) de um painel com $1,2 \text{ m}^2$ de área e $3,0 \text{ kg m}^{-2}$. No lançamento o painel vai preso com garras especiais ao corpo do satélite. Considerar-se-á a massa em balanço como sendo 50% da massa do painel mais a massa do eixo de saída do mecanismo 2 kg.
- 3) Força máxima atuando nos mancais em qualquer direção (massa em balanço sob aceleração de 20 g na direção axial), F_m 392 N.
- 4) Torque de flexão máximo (força máxima na direção radial a 0,15 m do centro dos mancais) 60 Nm.

5.5.1 - CAPACIDADE DE CARGA ESTÁTICA

Devido à baixa velocidade operacional, os rolamentos não devem ser dimensionados pela fadiga do material e sim pela capacidade de suportar cargas de impacto provenientes das etapas de lançamento e desdobramento. Nos casos onde atuam intensas cargas de choque o fator de segurança estático s_e a ser escolhido deve estar em torno de 2 (SKF, 1982). Pode-se calcular, então, a capacidade de carga estática C_e :

$$C_e = s_e F_m,$$

ou seja:

$$C_e = 2 \times 392 = 784 \text{ N.}$$

5.5.2 - ESCOLHA DOS MANCAIS DE ROLAMENTO

O diâmetro dos rolamentos deve ser o menor possível. O limite de tamanho deve ser imposto pela possibilidade de retirada dos cabos dos anéis deslizantes sem, contudo, precisar remover os conectores para isso (a Figura 2.10 dá uma idéia da dimensão dos conectores em relação ao furo do eixo). Portanto, adotou-se o rolamento 7006C da SKF de 30 mm de diâmetro interno. O rolamento possui capacidade de carga estática de 8650 N, muito além da capacidade necessária. Com a utilização de conectores menores pode-se, futuramente, escolher rolamentos de até 20 mm de diâmetro interno.

Para satélites maiores, que exigirão maiores capacidades de carga estática, uma maneira de aumentar a capacidade dos mancais mantendo o tamanho dos mesmos é preenchê-los totalmente de esferas com a conseqüente remoção da gaiola. Esta atitude é satisfatória para mancais em movimento oscilante ou lento não excedendo 500 RPM.

5.5.3 - PRÉ-CARREGAMENTO

O nível de precarga pode ser calculado, de uma maneira aproximada, como 1/3 da força que alivia totalmente um dos mancais do par (SKF/ADR, s.d.). A força de alívio de um dos mancais é a máxima força axial esperada, ou seja, 392 N. Uma força maior do que esta, atuando no conjunto, deixa um dos mancais completamente desprotegido contra os efeitos vibracionais que podem danificar as esferas e as pistas. A força de precarga não deve ser menor que 132 N para o caso em questão. Satélites maiores exigirão níveis de precargas maiores. Um cálculo mais apurado para a força de precarga é baseado na curva de deflexão para o mancal que foi delineado no Capítulo 3.

5.6 - SELEÇÃO DOS MATERIAIS - UNIDADE SUPORTE DOS MANCAIS

Os principais requisitos operacionais a serem considerados na escolha dos materiais para uma Unidade Suporte dos Mancais são os seguintes:

- 1) intensidade e distribuição do carregamento,
- 2) intervalo de temperatura de operação,
- 3) ambiente operacional,
- 4) requisitos de confiabilidade e
- 5) vida esperada.

A taxa de deterioração em serviço é um fator altamente significativa na vida das partes e deve receber atenção especial. Os modos de deterioração principais são:

- 1) corrosão ("pitting", "fretting", galvânica, exfoliação, oxidação, etc.),
- 2) fragilidade (térmica e do hidrogênio),
- 3) desgaste e fungos,
- 4) fadiga e trincas geradas.

As principais prevenções a serem consideradas incluem:

- 1) limitações dos níveis de tensão,
- 2) tratamentos térmicos que reduzem a susceptibilidade à corrosão.
- 3) recobrimentos de proteção e acabamentos.

Dados de projeto e propriedades de materiais podem ser conseguidos, por exemplo, da norma MIL-HDBK-5. Os materiais metálicos normalmente utilizados são aços liga, aços resistentes a corrosão (CRES), ligas de alumínio, ligas de titânio, ligas a base de cobre e ligas a base de níquel e cobalto (superligas). Tratamentos térmicos, quando necessários, são prescritos pelas seguintes normas: aços liga (MIL-H-6875); ligas de alumínio (MIL-H-6088); ligas de titânio (MIL-H-81200).

Nos casos em que a escolha dos materiais está condicionada às diferenças nos coeficientes de dilatação térmica dos materiais é preferível selecionar-se materiais com características de dilatação semelhantes, para mancais, eixo e alojamento, a se adotar métodos complicados de retenção. Os materiais, para mancais, eixos e alojamentos, podem ser divididos em duas grandes classes de acordo com suas características de dilatação como mostra a Tabela 5.1. Em geral, materiais de mesma classe podem ser usados conjuntamente, independente dos valores exatos dos coeficientes de dilatação, se os diâmetros são pequenos, se as temperaturas de operação não são extremas e se a folga radial não é crítica (ou seja, muito próxima a zero). O material dos elementos rolantes deve ser o mesmo que aqueles das pistas ou escolhido convenientemente tendo em conta as mudanças na folga radial com o aumento ou decréscimo da temperatura.

TABELA 5.1

CLASSES DE DILATAÇÃO DOS MATERIAIS

MATERIAIS DO MANCAL	MATERIAIS DO EIXO	MATERIAIS DA CAIXA
CLASSE DE BAIXA DILATAÇÃO - $(8,1 \times 10^{-6}$ a $11,2 \times 10^{-6}) \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$		
Aços inoxidáveis Aços ferramenta Aços inox - série 400 Aços de baixa liga MoS ₂ -metal compacto ligas de titânio	Aços inoxidáveis Aços ferramenta Aços inox - série 400 ligas de titânio	Aços inoxidáveis Aços inox - série 400 ligas de titânio
CLASSE DE ALTA DILATAÇÃO - $(11,2 \times 10^{-6}$ a $27 \times 10^{-6}) \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$		
A-286 Rene 41 Stellites, 3, 19 & 25 M-252 Waspaloy Inconels outras super-ligas Alumínio Magnésio	A-286 Rene 41 outras super-ligas Inconels	A-286 Rene 41 Inconels Alumínio Magnésio
LIGAS A BASE DE COBRE (somente p/ mancais)		
cobre-berílio	$17,1 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	
alumínio-bronze	$17,1 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	
alumínio-níquel-bronze	$16,2 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	
alumínio-silício-bronze	$18,0 \times 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$	

FONTE: MIL-STD-1599

5.7 - PROTEÇÃO CONTRA A CORROSÃO

Mancais lubrificados com graxa e com óleo fabricados de aço inox 440C não necessitam de proteção contra a corrosão. As pistas e os elementos rolantes de mancais de aço de baixa liga também não necessitam de proteção quando lubrificados com óleo e graxa. Os mancais com lubrificação seca não requerem proteção nas superfícies em atrito se estas superfícies são de aço inox 440C, cobre-berílio ou alumínio-bronze.

A instalação dos mancais no alojamento requer alguns cuidados no que tange à proteção contra a corrosão. A interface do rolamento com o alojamento pode envolver diferentes metais e combinações de recobrimentos e todos devem ser convenientemente tratados para prevenir a corrosão das partes. Cuidados devem ser tomados no sentido de evitar a dissimilaridade entre os metais em contato. A norma MIL-STD-1599 prescreve o tratamento adequado para várias combinações de metais além dos tratamentos básicos ("primer") a serem executados nas peças antes da instalação. Os cuidados na instalação dos eixos nos furos dos rolamentos também são prescritos.

5.8 - SOLUÇÃO ADOTADA PARA O PROTÓTIPO

Como se trata de um protótipo de laboratório e não de um modelo de voo adotou-se, para a Unidade Suporte dos Mancais, um aço de baixa liga (4340) para todas as partes da unidade (exceto para a engrenagem onde se preferiu o 8640 que é comumente usado para fabricação de engrenagens). Desde que protegido convenientemente este material tem demonstrado desempenho satisfatório. A norma MIL-STD-1599 recomenda, para este caso, que todas as partes em contato sejam tratadas com uma base de epoxy (MIL-P-23377) antes da instalação dos mancais. Tanto a superfície do alojamento como a do mancal devem receber um tratamento para evitar a corrosão galvânica. Uma camada de níquel deve ser eletrodepositada, nas duas superfícies, como especificado pela norma QQ-N-290.

5.9 - AJUSTES NO EIXO E ALOJAMENTO

Os mancais de rolamento de esferas devem ser instalados usualmente com folga no anel interno. O anel externo deve ser ajustado com interferência (com exceção dos mancais que possuem anéis delgados tipo "torque tube" ou "thin-section" onde, para prevenir uma precarga excessiva, um ajuste tendendo a folga pode ser utilizado). O ajuste adotado para o eixo do protótipo onde os rolamentos vão assentados foi $+0/-0,006$ (Figura 5.5). Para a caixa o ajuste escolhido foi $+0,013/+0$ mm (Figura 5.6).

As tolerâncias de forma e posição para o eixo e caixa são bastante restritas para mancais de precisão devido ao fato dos rolamentos possuírem anéis relativamente delgados que adotam a forma dos assentos. As tolerâncias adotadas para a concentricidade, circularidade e inclinação dos assentos e batida axial dos encostos são aquelas fornecidas pelo manual SKF (1978) para rolamentos de precisão (Figuras 5.5 e 5.6).

5.10 - LUBRIFICAÇÃO DOS MANCAIS E ENGRENAGENS

É vantajoso empregar lubrificantes sólidos em mecanismos de baixa velocidade de satélites artificiais, como já foi descrito no Capítulo 2, por razões de simplicidade no projeto. No caso de mancais de rolamento, seja o lubrificante transferido da gaiola, fabricada com materiais lubrificantes sólidos, para as pistas ou sejam aplicados mecanicamente através de um processo qualquer de deposição, é necessário que se obtenha uma camada

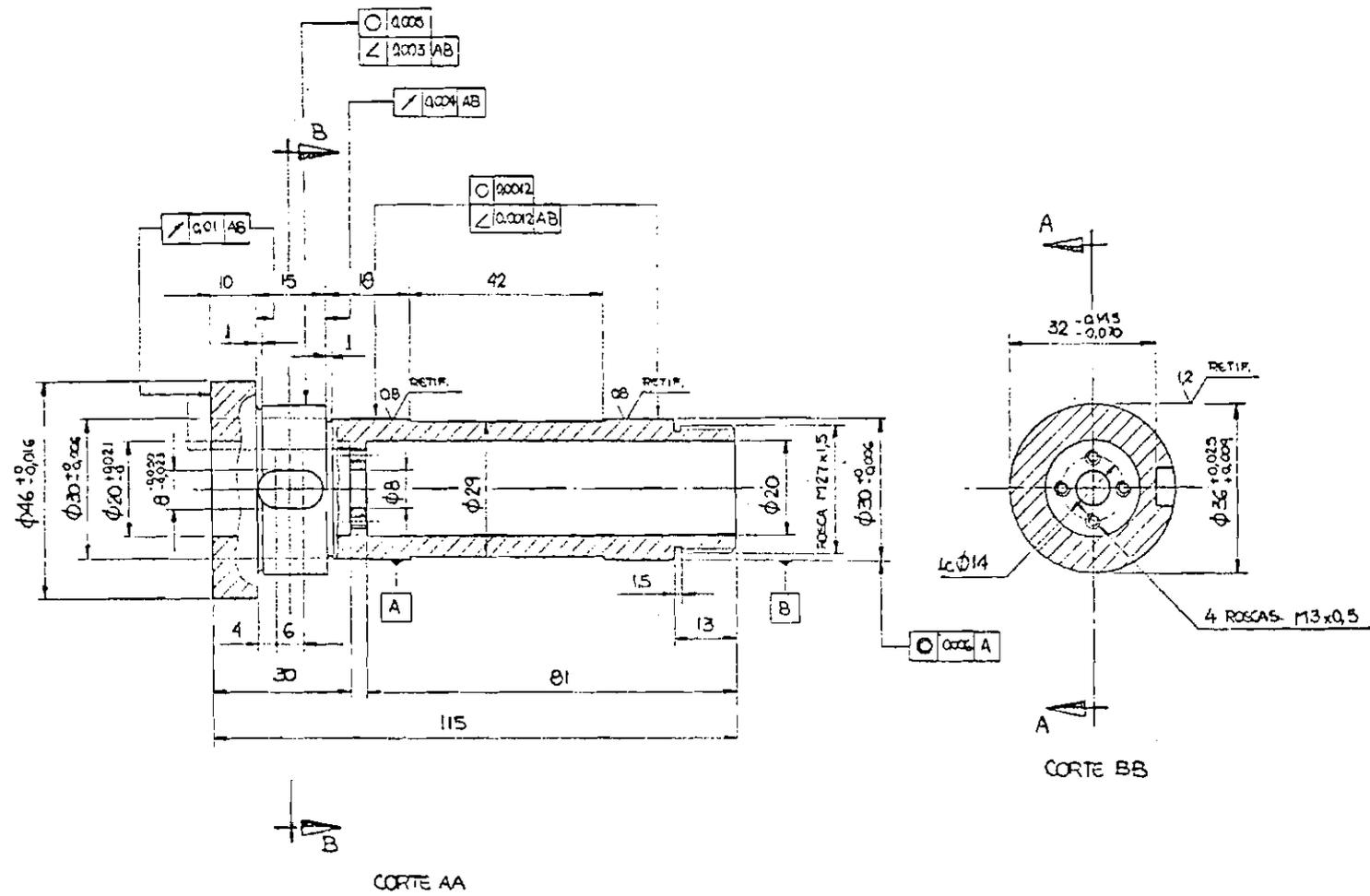


Fig. 5.5 - Eixo dos mancais.

consistente e uniforme. A mesma ressalva se aplica para o caso das engrenagens.

Optou-se por utilizar, nos mancais e engrenagens do protótipo do MAPS, um lubrificante sólido para que as características funcionais do dispositivo se aproximassem mais de um modelo qualificado. Contudo, deparou-se com alguns contratempos. É difícil, senão impossível, obter no mercado nacional um rolamento, mesmo de classe P4, que se enquadre dentro de uma especificação mais cuidadosa e elaborada. Por exemplo, não se consegue rolamentos com gaiola tipo DUROID ou rolamentos abertos onde é possível depositar uma camada de lubrificante sólido utilizando qualquer processo desde "sputtering" até a deposição a vácuo. A solução encontrada para sanar parcialmente estes inconvenientes foi adotar uma lubrificação por "spray" de um verniz deslizando, após um cuidadoso processo de limpeza e secagem dos mancais e engrenagens, contendo lubrificantes sólidos, inibidores contra a corrosão e fixador orgânico dispersos num meio solvente. Os lubrificantes aerossóis MOLYKOTE 321-R e 3402-C são os mais cotados para esta aplicação. O 321-R é protetor contra o desgaste e o 3402-C é protetor contra o desgaste e contra a corrosão.

5.11 - PRESSÃO SUPERFICIAL NO ENGRENAME

O protótipo do MAPS conta, ainda, com um par de engrenagens retas e é necessário ter uma idéia das tensões envolvidas nos contatos. A Tabela 5.2 mostra os principais dados de projeto para o par de engrenagens.

TABELA 5.2

DADOS DE PROJETO PARA O PAR DE ENGRENAGENS

módulo do par	$m = 1$
diâmetro primitivo do pinhão	$d_1 = 0,024 \text{ m}$
número de dentes do pinhão	$z_1 = 24$
diâmetro primitivo da engrenagem	$d_2 = 0,192 \text{ m}$
número de dentes da engrenagem	$z_2 = 192$
ângulo de contato	$\bar{\alpha} = 20^\circ$
largura dos dentes	$b = 0,010 \text{ m}$
módulo de elasticidade efetivo ..	$E' = 2,198 \times 10^{11} \text{ N m}^{-2}$
momento torçor no eixo do pinhão	$M_{t1} = 1,06 \text{ Nm}$

O esforço normal aos flancos desenvolvido entre dois dentes em contato num par de engrenagens retas é dado pela seguinte equação:

$$F_n = (2M_{t1}) / (d_1 \cos \bar{\alpha}). \quad (5.1)$$

Os dentes em contato assemelham-se a dois cilindros em compressão cujos eixos são paralelos. A pressão máxima ocorre na linha do carregamento e é dada por (Albuquerque, 1980):

$$\sigma_{\text{máx}} = 0,4 [(F_n/b) (E'/\rho)]^{1/2}, \quad (5.2)$$

onde:

$$\rho = (\rho_1 \rho_2) / (\rho_1 + \rho_2) \equiv \text{raio efetivo de curvatura no contato,}$$

$$\rho_j = (d_j/2) \text{sen} \bar{\alpha} \equiv \text{raio de curvatura no contato no dente da engrenagem } j \text{ (} j=1,2 \text{)}.$$

Pode-se calcular o valor de F_N pela Equação 5.1:

$$F_N = (2 \times 1,06) / (0,024 \times \cos 20^\circ) = 94 \text{ N.}$$

Os raios de curvatura ρ_1 e ρ_2 podem ser calculados:

$$\rho_1 = (d_1/2) \operatorname{sen} \bar{\alpha} = (0,024/2) \operatorname{sen} 20^\circ = 4,1 \times 10^{-3} \text{ m e}$$

$$\rho_2 = (d_2/2) \operatorname{sen} \bar{\alpha} = (0,192/2) \operatorname{sen} 20^\circ = 32,8 \times 10^{-3} \text{ m.}$$

O raio de curvatura efetivo é dado por:

$$\begin{aligned} \rho &= (\rho_1 \rho_2) / (\rho_1 + \rho_2) = 4,1 \times 32,8 \times 10^{-3} / (4,1 + 32,8) \\ &= 3,64 \times 10^{-3} \text{ m.} \end{aligned}$$

Logo, a pressão máxima no contato pode ser calculada utilizando a Equação 5.2:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{máx.}} &= 0,4 [(94/0,01) \times (2,198 \times 10^{11} / 3,64 \times 10^{-3})]^{1/2} \\ &= 3,01 \times 10^8 \text{ N m}^{-2}. \end{aligned}$$

Pelo nível de pressão no contato é realmente necessário utilizar o aço como material para as engrenagens. Resta conhecer a tensão de contato admissível tendo em conta o material escolhido. O aço adotado é o 8640 que possui a tensão de ruptura $\sigma_r = 180 \text{ kg. mm}^{-2}$. Pela Tabela 1.4.1 de Albuquerque (1980) a dureza brinell equivalente a esta tensão de ruptura é $\text{HB} = 505$.

A tensão de contato admissível é dada por:

$$\sigma_{\text{cadm}} = 0,5 \text{HB} / (V/10^6)^{1/6},$$

onde V é a vida de operação desejada, em ciclos. Um mecanismo de acionamento de painéis que gira no máximo 10 a 15 vezes por dia não necessita mais de 10^4 ciclos de vida. Tem-se, finalmente, que:

$$\sigma_{\text{cadm}} = 5,4 \times 10^9 \text{ N/m}^2 .$$

A tensão de contato admissível é, dessa maneira, pelo menos uma ordem de grandeza maior que a tensão máxima no contato.

5.12 - "LAY-OUT" DO MAPS

A Figura 5.7 mostra o "lay-out" do mecanismo onde aparece a Unidade Suporte dos Mancais e a Unidade de Acionamento.

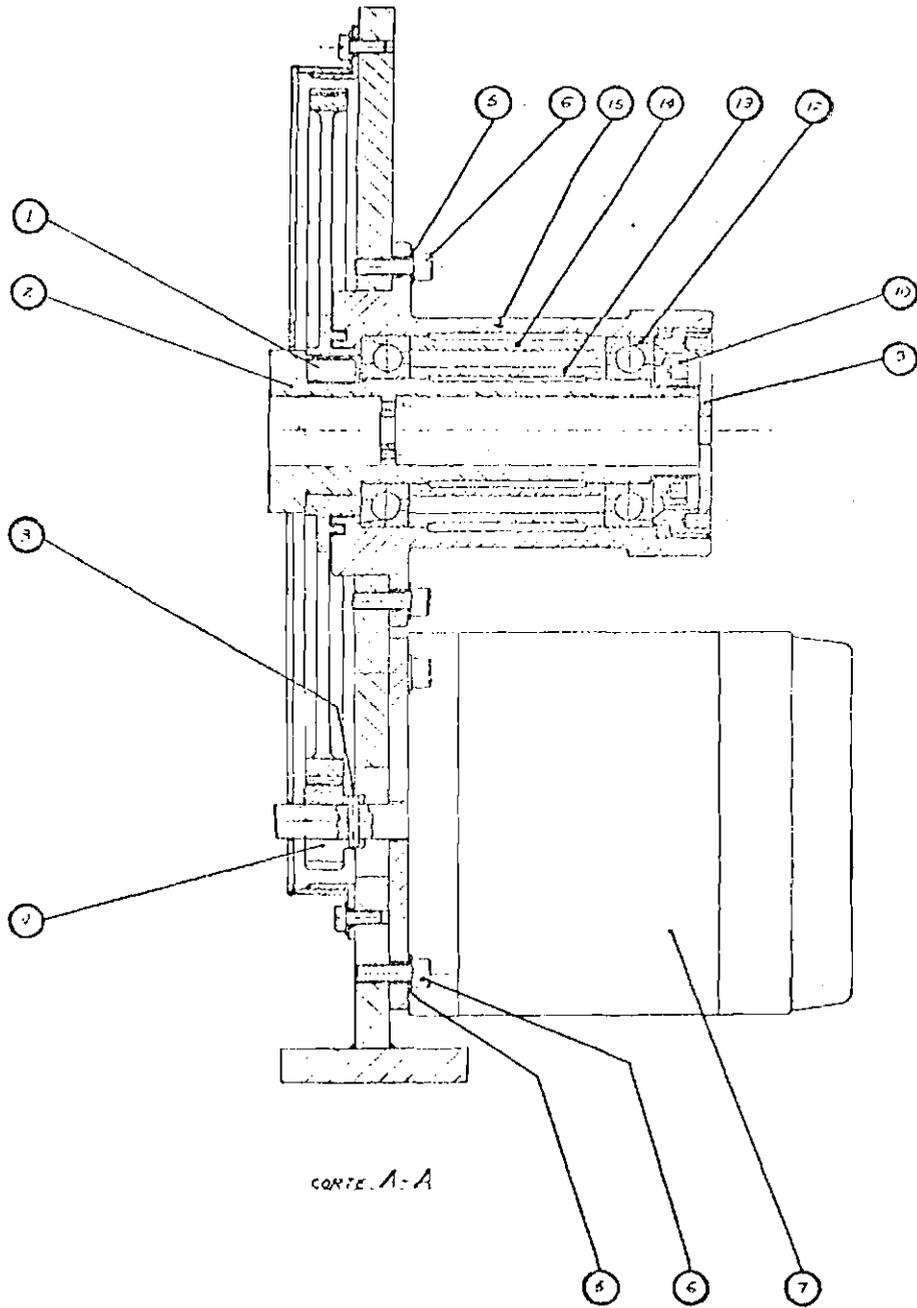


Fig. 5.7 - "LAY-OUT" do mecanismo.

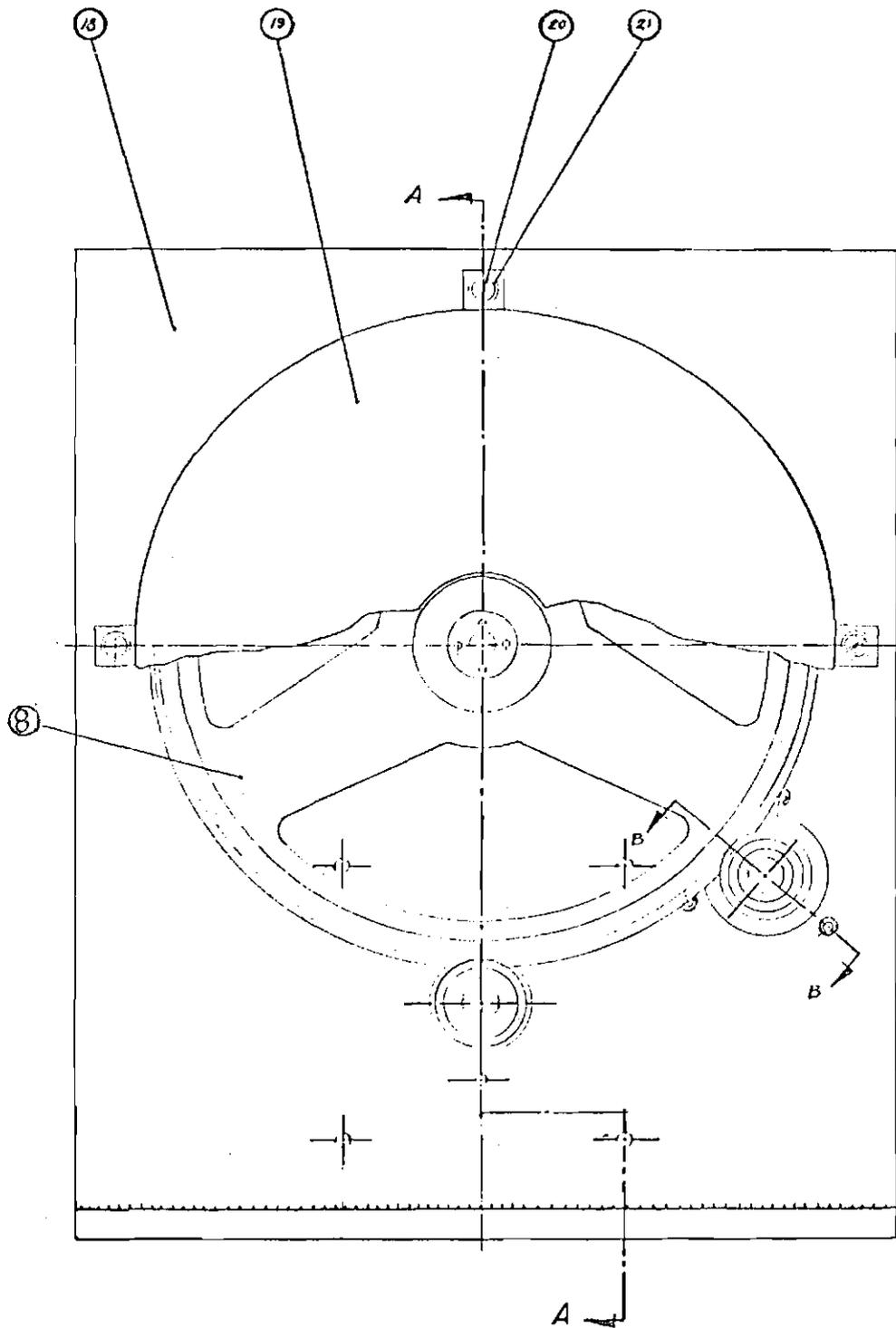
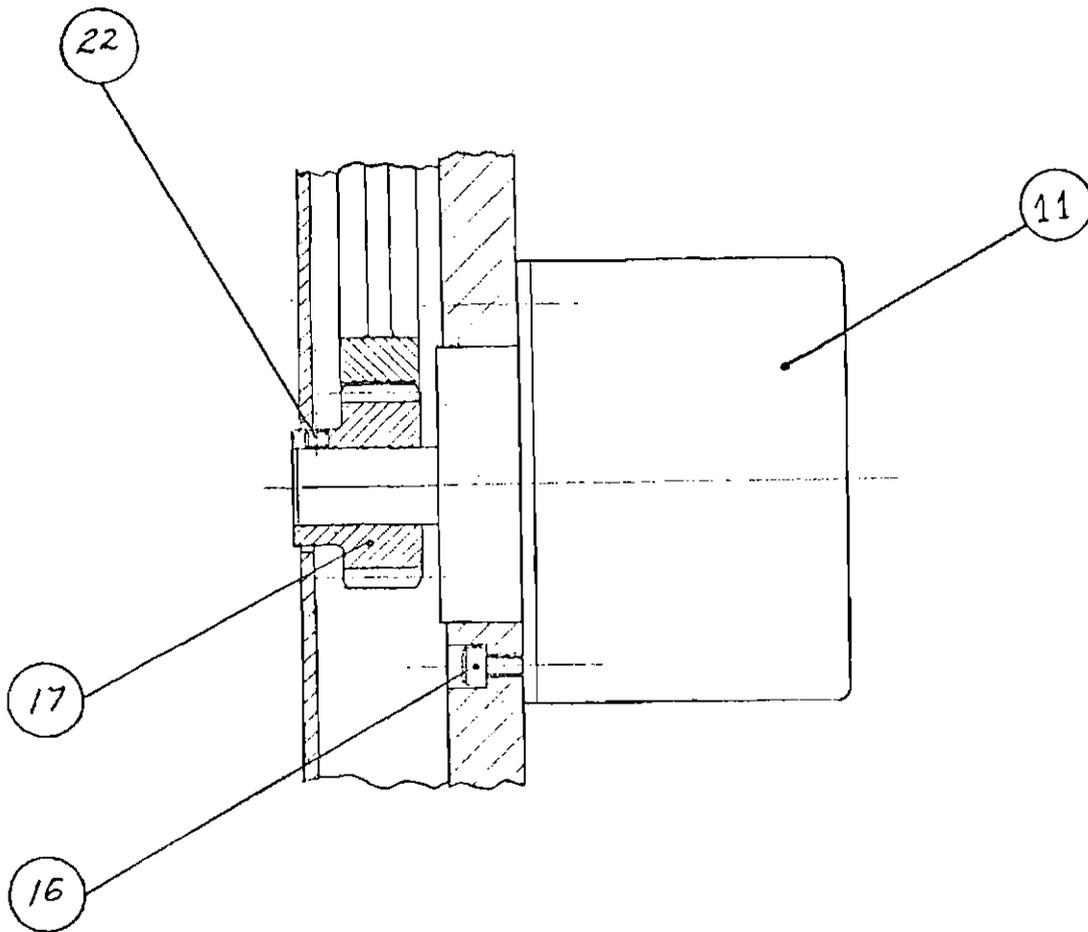


Fig. 5.7 - Continuação



CORTE B - B

Fig. 5.7 - Continuação

22	1	PARAF. S/ CAB. C/ SENT. INT.	ACO	M3 X 0,6 X 3	
21	4	ARRUELA LISA	"	Ø 4 NOM.	
20	4	PARAF. CAB. CIL. FEVDA	"	M4 X 0,7	
19	1	TAMPA DE PROTEÇÃO	CH. ALUM.	51.317.013	
18	1	BASE	"	51.317.018	
17	1	PINHÃO DO CODIFICADOR	ACO	51.317.017	
16	3	PARAF. CAB. CIL. C/ SENT. INT.	"	M3 X 0,5 X 10	
15	1	CAIXA DOS MANCAIS	"	51.317.015	
14	1	ESPAÇADOR EXTERNO	"	51.317.014	
13	1	ESPAÇADOR INTERNO	"	51.317.013	
12	2	ROLAMENTO DE CONTATO ANGULAR	"	SKF 7006 C / PA	
11	1	CODIFICADOR	FORNECIDO		
10	1	PERCA INTERNA	ACO	51.317.010	
9	1	PERCA EXTERNA	"	51.317.009	
8	1	ENGRENAGEM	"	51.317.008	
7	1	MOTOR		SURBERRIE MINI-ED-40X	
6	10	PARAF. CAB. CIL. C/ SENT. INT.	MED	15 X 0,8 X 15	
5	10	ARRUELA LISA	"	Ø 5 NOM.	
4	1	PINHÃO DO MOTOR	"	51.317.004	
3	1	PINO ELÁSTICO	"	Ø 3 X 15	
2	1	CAIXA DOS MANCAIS	"	51.317.002	
1	1	CHAVE TA	"	51.317.001	
POS.	QT.	DESIGNAÇÃO	MATERIAL	BORNA / DIMENSÕES / DS J. NHO	P/R
 INSTITUTO DE PESQUISAS ESPACIAIS			P/N	TRAT.	QTD
			NR. ARQUIVO DO PROJETO	ACAB.	ES.
					292/88
TÍTULO			MATERIAL / DIMENSÕES		TOLEIRANÇAS
MECANISMO DE ACIONAM. DO PAINEL SOLAR (MAPS)					LINEAR
					ANGULAR
PROJ.	11	REV.	11	ESCALA	FOLHA
DES.	Wancio	16/61°	APROV.	1:1	DE
			KICCI		51.317.000
			7/8/88		

Fig. 5.7 - Conclusão

CAPÍTULO 6

RESULTADOS DE SIMULAÇÕES

Nesse capítulo serão utilizados resultados publicados por Todd et alii (1980) relativos a testes realizados com mancais de rolamento de contato angular para aplicações de baixa velocidade em satélites. Os resultados serão utilizados na tentativa de validar o programa desenvolvido com base na teoria de Jones (1959).

Todd et alii (1980) realizaram vários testes para a medição do torque de atrito em rolamentos de contato angular submetidos a carregamento axial. A Tabela 6.1 mostra as principais características geométricas de um dos mancais testados.

TABELA 6.1

GEOMETRIA DO MANCAL

diâmetro externo	-	55 mm
diâmetro do furo	-	30 mm
diâmetro da esfera	-	7,94 mm
ângulo de contato	-	15° (nominal)
ABEC Nº	-	7
conformidade	-	0,525

Na maioria dos ensaios realizados o anel externo rodava vagarosamente (0,5 a 2 RPM) e o torque transmitido para o anel interno foi sentido por um transdutor do tipo indutivo que proporciona mínimo contato com o mancal. O sinal de saída do transdutor foi amplificado e um gravador do tipo galvanométrico de resposta rápida foi utilizado. Todos os testes foram realizados em sala limpa a temperatura ambiente. Os mancais sob teste foram primeiro desengraxados e, depois,

lubrificados adequadamente. A Figura 6.1 apresenta o aparelho utilizado para a medição do torque de atrito.

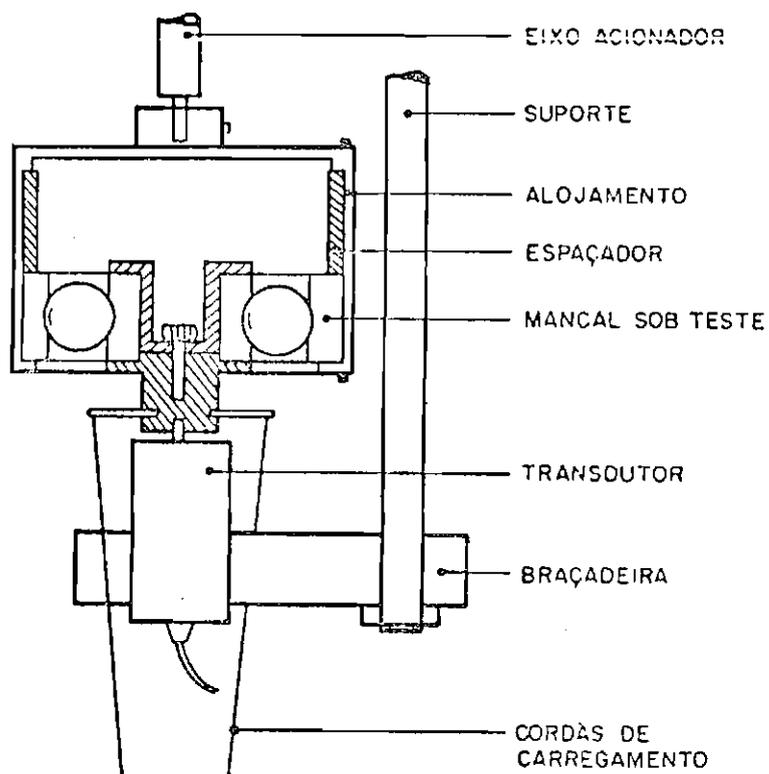


Fig. 6.1 - Aparelho para medição do torque de atrito.

Três tipos de lubrificantes foram utilizados por Todd et alii (1980):

- filme de óleo (éster BP 135) cedido por gaiola fenólica impregnada,
- filme de chumbo de aprox. $0,5 \mu\text{m}$ com gaiola de chumbo e bronze e
- filme cedido por gaiola de PTFE (DUROID). Teste executado para uma única carga axial.

Testes com mancais lubrificados com óleo mostraram não haver diferenças no torque para velocidades de 1/90 RPM e 1/2 RPM indicando que os mancais estavam operando no regime limite de lubrificação. Daí a velocidade de 0,5 RPM ter sido escolhida para a maioria dos testes. A influência da velocidade sobre o torque só é significativa acima de 2 RPM.

Os coeficientes de atrito de uma esfera rolando sobre uma placa foram medidos para todos os três tipos de lubrificantes. Os valores obtidos estão apresentados na Tabela 6.2. Foi utilizada uma esfera de 7,94 mm deslizando sobre uma placa de aço com velocidade de 0,5 mm/s.

TABELA 6.2

COEFICIENTES DE ATRITO MEDIDOS

lubrificante	carga (N)					
	1	5	10	20	50	100
filme de chumbo	0,14	0,09	0,10	0,10	0,10	0,08
	+/- 0,015					
PTFE	0,38	0,23	0,19	0,15	0,15	0,14
	+/- 0,03					
óleo	0,17 +/- 0,03					

FONTE: Todd et alii, 1980.

De acordo com Todd et alii (1980) a faixa das tensões nos contatos nos mancais utilizados nas medições dos torques corresponde a faixa de cargas, para a esfera deslizando sobre a placa, de 10 N até cerca de 50 N. Portanto, adotar-se-ão os seguintes valores, da Tabela 6.2, para os coeficientes de atrito a serem utilizados no cálculo dos torques (Tabela 6.3).

TABELA 6.3

COEFICIENTES DE ATRITO

lubrificante	coef. de atrito
filme de chumbo	0,1 +/- 0,015
PTFE	0,15 +/- 0,03
óleo	0,17 +/- 0,03

A maioria dos testes realizados por Todd et alii (1980) foi com mancais de três esferas, espaçadas a 120° uma das outras, e sem gaiola. Não se tem resultados experimentais, para os três tipos de lubrificantes, para mancais completos de esferas com ou sem gaiola. Para o presente caso de três esferas um efeito adicional colabora decisivamente para o aumento do ângulo de contato e não foi considerado no Capítulo 3. Este efeito é a flexão radial dos anéis. A teoria de flexão de vigas, que considera os anéis flexíveis e não rígidos, pode ser utilizada para o cálculo desta parcela do ângulo de contato (Harris, 1966). No ponto em que a esfera carrega o anel ocorre uma deflexão radial da pista. Uma análise semelhante aquela mostrada na Figura 3.12 evidencia um aumento no ângulo de contato. Dessa forma, utilizou-se no cálculo dos torques, o ângulo de contato obtido por Todd et alii. Uma redução de 1/3 a 1/2 no ângulo de contato pode ser esperada se não se inclui esta parcela nos cálculos. A medida que se aumenta o número de esferas no mancal esta parcela decresce em detrimento da parcela proveniente da deformação elástica.

A teoria desenvolvida por Todd et alii (1980), doravante denominada modelo de Todd, mostra-se totalmente direcionada para mancais de baixa velocidade e não possui a riqueza de detalhes da teoria de Jones (1959), doravante denominada modelo completo de Jones. Por exemplo, o modelo de Todd não leva em conta os efeitos das velocidades no torque de atrito pois, como foi verificado pelos autores, esses efeitos não têm influência no torque a menos de 2 RPM.

Neste caso de análise simplificada admite-se que um dos contatos somente pivota ("spin") enquanto que o outro contato apenas rola. Dessa forma, os resultados teóricos são facilmente reproduzíveis a partir da simplificação do modelo completo de Jones, desenvolvido no Capítulo 3, de maior complexidade, e válido, também, para aplicações de altas velocidades onde o modelo de Todd não se aplica.

A reprodução dos resultados de Todd, a partir do modelo simplificado de Jones, é um fator que tem um peso decisivo na validação do modelo completo de Jones para aplicações de baixa velocidade, implementado no computador. Ou seja, se o modelo reproduz com fidelidade os resultados teóricos de Todd, depois de modificado na direção das simplificações sugeridas pelo mesmo, isso o torna sem dúvida confiável. Essa reprodução foi possível, com resultados excelentes, como poderá ser observado mais adiante. Por enquanto, interessa mostrar o desempenho do modelo completo de Jones frente ao modelo de Todd.

As Figuras 6.2, 6.3 e 6.4 comparam, para os três tipos de lubrificantes, os valores de torque experimentais e teóricos de Todd e os valores numéricos obtidos através do modelo completo de Jones. Os resultados dos modelos de Todd e de Jones são apresentados para dois valores (máximo e mínimo) dos coeficientes de atrito, definidos pela Tabela 6.3, exceto para a Figura 6.4 onde o valor médio do coeficiente de atrito foi utilizado no modelo de Todd (observar a legenda no rodapé de cada uma das figuras). O modelo de Jones está indicado pelas linhas tracejadas. A linha de tracejado longo mostra os valores de torque quando se utiliza o menor dos coeficientes de atrito

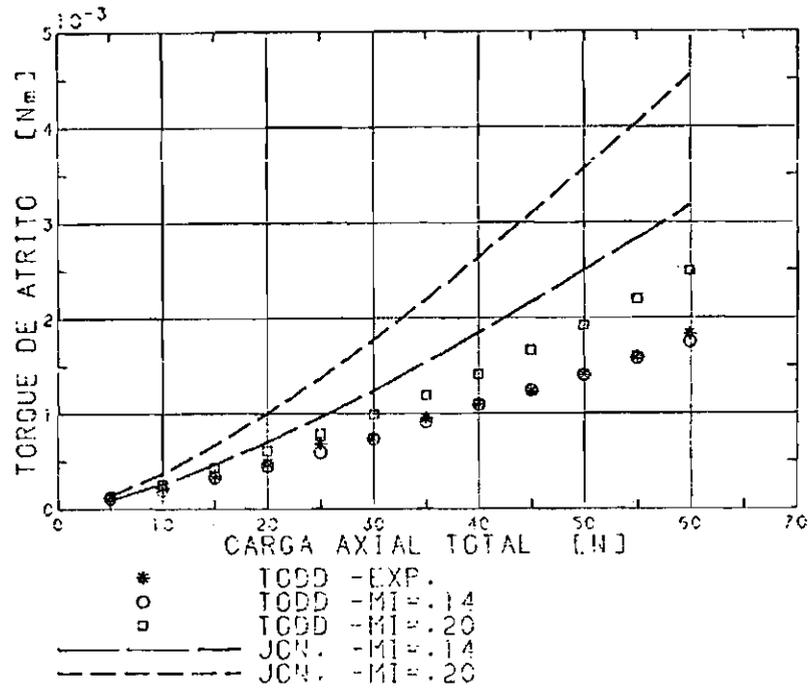


Fig. 6.2 - Torque x Carga Axial para um mancal lubrificado com 50 mg de óleo BP 135, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo completo de Jones.

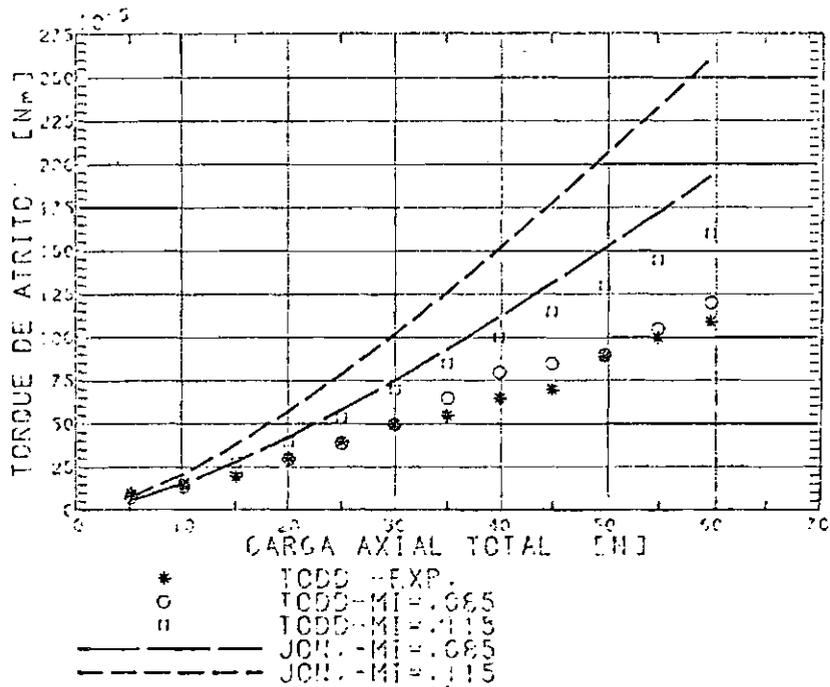


Fig. 6.3 - Torque x Carga Axial para um mancal lubrificado com filme de chumbo, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo completo de Jones.

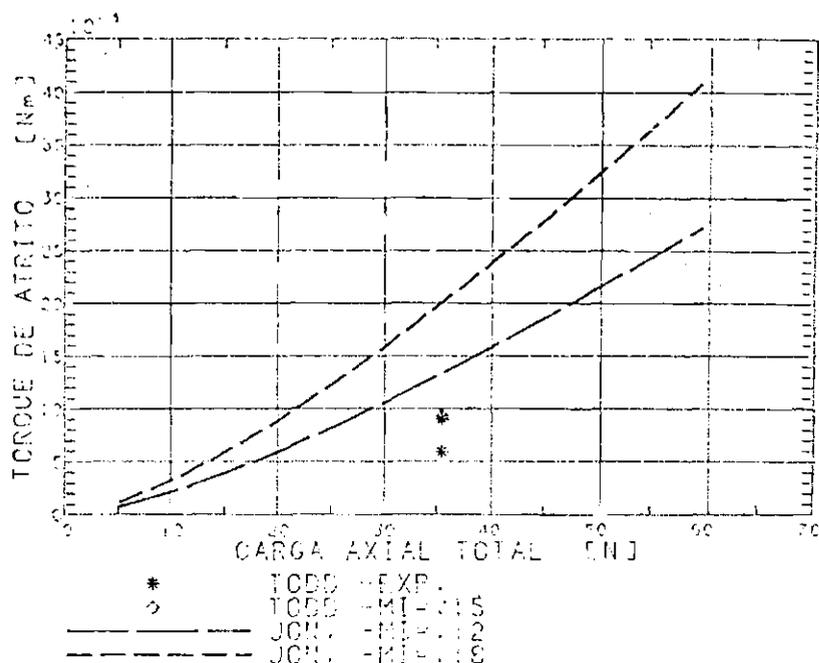


Fig. 6.4 - Torque x Carga Axial para um mancal lubrificado por transferência de PTFE (Duroid), 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo completo de Jones.

e a linha de tracejado curto mostra os valores quando se utiliza o maior dos coeficientes. O modelo de Todd, cujos valores foram extraídos de gráficos, está representado, nas Figuras 6.2 e 6.3, pelos círculos e pelos quadrados e, na Figura 6.4, pelo losango. Os círculos mostram os valores de torque para o menor coeficiente de atrito e os quadrados mostram para o maior. O losango refere-se ao valor médio do coeficiente de atrito (0,15). Os asteriscos representam os valores experimentais de Todd.

Assim como o modelo de Todd se mostrou conservador na previsão dos resultados, o modelo completo de Jones também se mostra conservador só que em maior grau e com o aparente agravante de não levar em conta o torque de histerese presente na outra teoria. Isso ilusoriamente leva a crer que os resultados pelo método de Jones

superdimensionam ainda mais os valores de torque, além daqueles obtidos nas Figuras 6.2 a 6.4. Essa contradição pode ser explicada. Pelo modelo de Jones a soma dos torques na pista externa e interna deve ser nula. Esta condição de balanceamento de torques é necessária para a obtenção do equilíbrio no regime estacionário. O modelo de Todd, na sua abordagem estática do problema, não respeita esta condição. Ele simplesmente soma os efeitos devidos ao deslizamento e histerese. Pelo modelo de Jones a inclusão de mais uma fonte de atrito (histerese) deve passar pelo crivo daquela relação e isso não significa que o torque total atuando em qualquer das pistas vá aumentar. Pelo contrário, alguns testes foram realizados e verificou-se que o torque total, atuando na pista, diminuiu um pouco com o acréscimo da parcela de histerese. A inclusão de outros efeitos, entretanto, ainda não está sedimentada e isso será feito num futuro próximo.

O que se pode concluir dos resultados obtidos nas Figuras 6.2 a 6.4 é que a previsão teórica pelo método de Jones, assim como a teoria de Todd, são inerentemente conservadoras. Além disso, observa-se claramente que o modelo completo de Jones é mais conservador que o modelo de Todd. Parte dessa superestimação, nos dois modelos, deve-se, provavelmente, ao fato de que a teoria, por simplicidade, negligencia a presença de regiões de travamento ("locked regions") devidas às acomodações das tensões no contato. São regiões onde não ocorre deslizamento superficial e, portanto, não contribuem para o torque de atrito como um todo. Halling (1966-67) mostrou que altos coeficientes de atrito, dentre outros efeitos, contribuem para uma considerável divergência entre os valores calculados e medidos. Conclusão: a superestimação dos modelos é um fato e parece não ser possível eliminá-la inteiramente.

Porque, então, os valores de Jones são maiores que aqueles de Todd? Essa questão parece estar relacionada com as próprias concepções dos modelos. Pode-se provar que a força de atrito na direção do semi-eixo menor da elipse de contato é bem menor para o

rolamento puro que para o rolamento com pivotamento. Por outro lado, o torque de pivotamento, que conjuntamente com as forças de atrito citadas colaboram marcadamente para o torque de atrito, parece não sofrer grandes alterações nos casos de pivotamento puro e rolamento com pivotamento. Conclue-se que as forças de atrito são as grandes responsáveis pelo aumento ou decréscimo do torque de atrito conforme se adote rolamento com pivotamento ou rolamento puro. No modelo completo de Jones os dois movimentos, pivotamento e rolamento, são acoplados em um dos contatos; no caso em questão o acoplamento se dá na pista externa. O modelo de Todd, devido às baixas velocidades envolvidas, desacopla os movimentos e considera o pivotamento na pista externa e o rolamento na interna. Devido ao acoplamento na teoria de Jones as forças de atrito geradas são maiores, o que implica em torques de atrito maiores.

O que se propõe na tentativa de reproduzir os resultados teóricos de Todd, e assim validar o programa implementado no computador Burroughs para aplicações de baixa velocidade, é basicamente o desacoplamento do movimento no contato externo, isto é, passa-se a considerar que os movimentos de rolamento e pivotamento estão ocorrendo separadamente no contato, mantendo, entretanto, toda a lógica do método descrito no Capítulo 3. O desacoplamento, obviamente, diminui em muito o esforço computacional pois elimina as integrações numéricas descritas pelas Equações 3.66 a 3.68 substituindo-as pelas Equações 3.64, 3.73 e 3.74.

As Figuras 6.5 a 6.7 mostram os resultados comparativos a partir do modelo simplificado de Jones. Verifica-se, claramente, que o modelo simplificado de Jones se adequa perfeitamente aos resultados experimentais de Todd. Testes com a inclusão da parcela de histerese

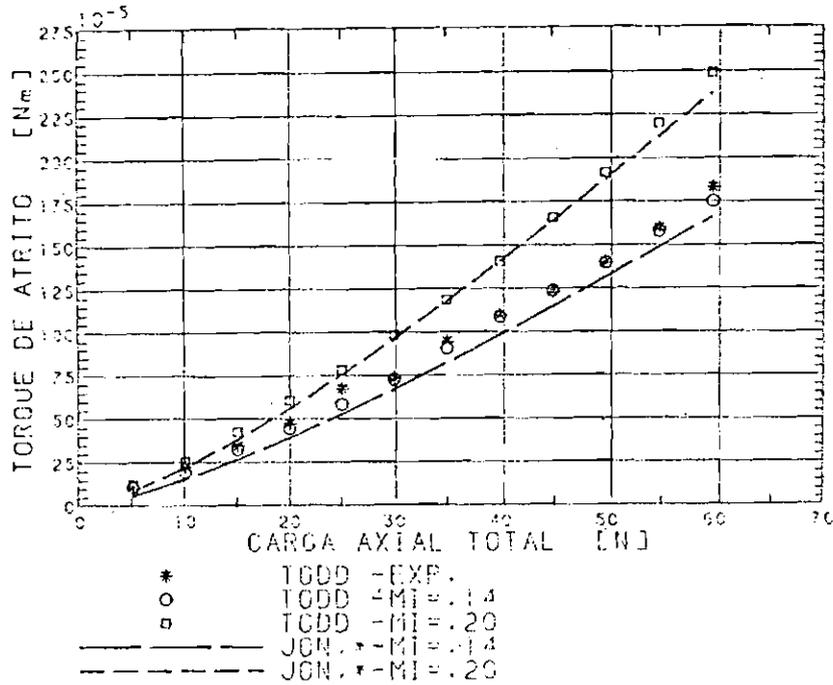


Fig. 6.5 - Torque x Carga Axial para um mancal lubrificado com 50 mg de óleo BP 135, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo simplificado de Jones.

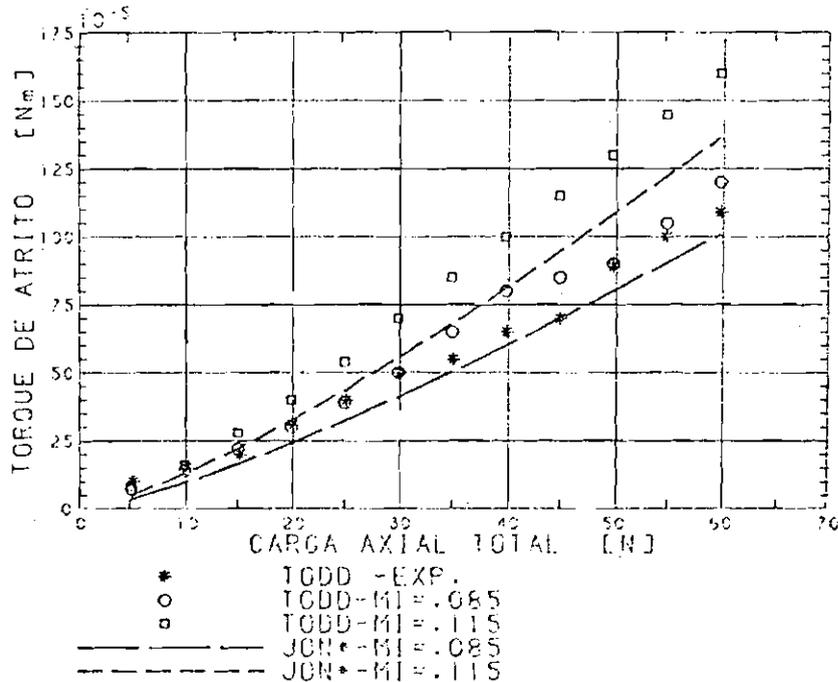


Fig. 6.6 - Torque x Carga Axial para um mancal lubrificado com filme de chumbo, 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo simplificado de Jones.

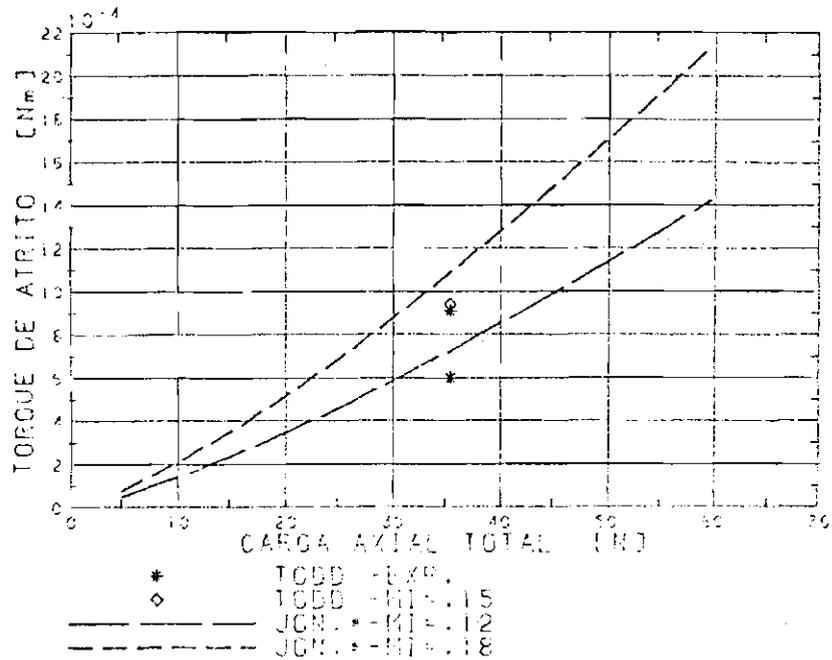


Fig. 6.7 - Torque x Carga Axial para um mancal lubrificado por transferência de PTFE (Duroid), 0,5 RPM, 3 esferas, sem gaiola. Comparação entre o modelo de Todd e o modelo simplificado de Jones.

no modelo simplificado mostraram que os resultados melhoram ainda mais pois, esta parcela provoca um ligeiro decréscimo nos valores numéricos das Figuras 6.5 a 6.7, posicionando os valores experimentais bem no centro das duas curvas teóricas que indicam os valores máximo e mínimo dos coeficientes de atrito. Os resultados com o método simplificado de Jones parecem, desta forma, melhores que aqueles obtidos pelo modelo de Todd pois não apresentam a superestimação dos valores de torque.

O que se conclui dos resultados expostos é que a teoria simplificada de Jones pode ser utilizada para a previsão teórica do torque de atrito de mancais de mecanismos de baixa velocidade, apresentando excelente desempenho nos testes de comparação com outros modelos, em especial o de Todd et alii (1980). Estudos para aplicações em mancais de alta velocidade deverão ser realizados para a adequação do modelo completo de Jones. Apesar do modelo completo ser um pouco conservador na estimação dos torques, ele é suficientemente bom para se ter uma idéia do torque de atrito nos mancais em qualquer velocidade de operação. A inclusão futura, como consequência direta desse trabalho, de outras fontes de atrito, como é o caso da histerese, tornará o modelo mais real ainda com resultados mais condizentes com a prática.

CAPÍTULO 7

CONCLUSÕES, RECOMENDAÇÕES E SUGESTÕES

Esse trabalho apresentou a análise e o projeto de um protótipo de laboratório de um Mecanismo de Acionamento de Painel Solar (MAPS) nos seus múltiplos aspectos. O projeto eletro-mecânico é dirigido basicamente para duas unidades do mecanismo: a Unidade Suporte dos Mancais e a Unidade de Acionamento. As fases de fabricação, integração e testes, que não estão incluídas nesse trabalho por razões de orçamento e de tempo, serão executadas em seguida.

A disponibilidade deste modelo experimental permitirá uma série de estudos que deverão começar pela comprovação de alguns dos resultados apresentados nesse trabalho e se estender até, por exemplo, o levantamento da influência dos tipos de unidade de transferência de potência e sinais. Este último efeito, que é certamente de enorme importância no desempenho de um MAPS, é pouco estudado na literatura conhecida e permanece como objeto de pesquisa em vários institutos e indústrias da área aeroespacial.

Por outro lado, um estudo minucioso foi desenvolvido, para a Unidade Suporte dos Mancais, no que diz respeito ao torque gerado pelos microdeslizamentos nas regiões de contato nos mancais de rolamento. Esta é uma importante parcela no torque de atrito total dos mancais e um programa foi desenvolvido para o cálculo desse torque. Esse programa será de muita utilidade no projeto deste e de outros mecanismos espaciais, servindo como núcleo para um programa maior que leve em conta outros efeitos ainda não incluídos. Mecanismos espaciais, como já destacado, possuem vínculos restritos de massa e volume e é necessário que se saiba, a priori, com a máxima certeza possível, o quanto de potência e torque serão necessários em todas as condições de funcionamento. Dessa maneira é possível projetar um sistema acionador otimizado compatível com os vínculos, que seja

também o mais leve e compacto possível. Para o caso de desenvolvimento de um mecanismo de acionamento de painel solar (MAPS) o programa além de auxiliar no projeto do mecanismo servirá, também, como ferramenta de análise na determinação do torque gerado pelo dispositivo que vem perturbar a atitude do satélite ou veículo espacial. Para isso, simulações em computador digital deverão ser realizadas levando em conta o próprio mecanismo, painéis, corpo do satélite e outros apêndices flexíveis.

Futuramente, pretende-se aumentar a abrangência do programa levando em conta aspectos que não foram incorporados até a etapa atual. O programa, atualmente, está voltado para aplicações de baixas velocidades e calcula apenas o torque proveniente do atrito seco (ou de Coulomb). Podem ser incorporadas outras fontes de atrito (histerese e gaiola, por exemplo). Modificações poderão adequar o programa a aplicações de altas velocidades. Rolamentos de contato angular de turbinas de aeronaves, por exemplo, requerem um carregamento suficiente para prevenir deslizamentos grosseiros que podem destruir o mancal. Para prever qual o carregamento mínimo possível é necessário ter um modelo que passe a considerar o efeito da lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) na determinação das forças de atrito entre as esferas e pistas. Tal modelo poderá ser anexado ao programa existente.

Outras sugestões para trabalhos a serem desenvolvidos na área de mancais de rolamento para satélites são as seguintes:

- 1) condutância térmica em mancais de rolamento no vácuo.
- 2) torque de atrito sob pequenos ângulos de movimento (ao redor de $0,1^\circ$).
- 3) torque de atrito em função da conformidade.
- 4) vibração e instabilidade de gaiolas.

Uma última sugestão a ser desenvolvida seria o estudo mais sistematizado dos problemas que envolvem uma unidade de transferência de potência e sinais no que diz respeito aos contatos elétricos que apresentam problemas de alto nível de ruídos, desgaste, altos coeficientes de atrito, etc.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ACARNLEY, F.P. Stepping motors: a guide to modern theory and practice. London, Peter Peregrinus, 1984. 160 p.

ALBUQUERQUE, O.A.L.P. Elementos de máquinas. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1980. 445 p.

BISSON, E.E.; ANDERSON, W.J. Advanced Bearing Technology. Cleveland, OH, NASA, Lewis Research Center, 1964. (NASA SP-38).

BOWEN, P.H. Dry lubricated bearings for operation in a vacuum. ASLE Transactions, 5(2):315-326, Nov. 1962.

BREWE, D.E.; SCIBBE, H.W.; ANDERSON, W.J. Film-transfer studies of seven ball-bearing retainer materials in 60° R (33 K) hydrogen gas at 0.8 million DN value. Washington, DC, NASA, Lewis Research Center, 1966. 25 p. (NASA TN D-3730).

——— Friction torque of ball bearings with burnished MoS₂ films at 10⁻¹⁰ torr at several loads using five retainer materials. Washington, DC, NASA, Lewis Research Center, 1970. 19 p. (NASA TN D-7023).

CABILLIC, J.; FOURNIER, J.P.; ANSTETT, P.; SOULIAC, M.; THOMIN, G. Design aspects of a solar array drive for SPOT, with a high platform stability objective. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 16., Florida, May 13-14 1982. Proceedings. Washington, DC, NASA, 1982. p. 143-147. (NASA CP-2221).

- COLLINS, E.R. Fluid circulating pump operated by same incident solar energy which heats energy collection fluid. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 14., Hampton, VI, May 1-2 1980. Proceedings. Washington, DC, NASA, 1980. p. 47-56. (NASA CP-2127).
- FLEURY, A.T.; SOUZA, P.N.; TRIVELATO, G.C.; FERRARESI, V.A.; RIBEIRO, J.F. Simulação e testes de sistemas de controle de atitude e órbita de satélites: considerações gerais sobre um caso exemplo (INPE) e projeto de uma mesa de rotação controlada. SBA Controle e Automação, 1(3):216-224, Jul. 1987.
- FLEURY, C.A. Estudo de otimização de parâmetros referentes ao comportamento dinâmico de painéis solares. Dissertação de Mestrado em Ciência Espacial. São José dos Campos, INPE, s.d. (a ser publicado).
- HALLING, J. Analysis of spin/roll conditions and frictional energy dissipation in angular contact thrust ball bearings. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, E-181(16):349, 1966-67.
- HAMROCK, B.J.; ANDERSON, W.J. Rolling-element bearings. Washington, DC, NASA, Lewis Research Center, 1983. 59 p. (NASA RP-1105).
- ; DOWSON, D. Isothermal elastohydrodynamic lubrication of point contacts. part 1 - theoretical formulation. ASME Journal of Lubrication Technology, 98(21):223-229, Apr. 1976.
- HARRIS, T.A. An analytical method to predict skidding in thrust-loaded, angular contact ball bearings. ASME Journal of Lubrication Technology, 93(1):17-24, 1971.
- Ball motion in thrust-loaded, angular contact bearings with coulomb friction. ASME Journal of Lubrication Technology, 93(1):32-38, 1971.

HARRIS, T.A. Rolling Bearing Analysis. Wiley, 1966.

HUBERT, B.; BRUNET, P. Sofa: systeme d'orientation fine d'antenne.
In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 15., Marshall Space Flight
Center, AL, May 14-15 1981. Proceedings. Washington, DC, NASA,
1981. p. 235-252. (NASA CP-2181).

JONES, A.B. A general theory for elastically constrained ball and
radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions.
ASME Journal of Basic Engineering, 82(2):309-320, june 1960.

——— Ball motion and sliding friction in ball bearings. ASME
Journal of Basic Engineering, 81(1):1-12, Mar. 1959.

JONES, H.M.; ROGER, N. The design and development of a constant-speed
solar array drive. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 19.,
Moffett Field, CA, May 1-3 1985. Proceedings. Washington, DC,
NASA, 1985. p. 103-118. (NASA CP-2371).

KIEVIT, J.C. Pneumatic preloaded scanning science launch latch system.
In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, CA, Apr.
27-28 1978. Proceedings. Washington, DC, NASA, 1979. p. 181-190.
(NASA CP-2080).

LAYER, H.P. High-resolution stepping motor drive. Review of
Scientific Instruments, 47(4):480-483, Apr. 1976.

MORGAN, N.L. Versatile inductor motor-used in solving industrial
control problems. Plant Engineering, 16:143-146, Jun. 1962.

MURRAY, S.F.; LEWIS, P.; BABECKI, A.J. Lubricant life tests on ball
bearings for space applications. ASLE Transactions, 9:348-360, 1966.

- MURUGESAN, S. An overview of electric motors for space applications. IEEE Transactions on Industrial Electronics and Control Instrumentation, IECI-28(4):260-265, 1981.
- PORITSKY, H.; HEWLETT, C.V.; COLEMAN, R.E. Sliding friction of ball bearings of the pivot type. Journal of Applied Mechanics, A-261, 1947.
- POWLEY, D.G.; BROOK, G.B. The design and testing of a memory metal actuated boom release mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, CA, Apr. 27-28 1978. Proceedings. Washington, DC, NASA, 1979. p. 119-129. (NASA CP-2080).
- PRZYBYSZEWSKI, J. A review of lubrication of sliding-and rolling-element electrical contacts in vacuum. Washington, DC, NASA, Lewis Research Center, 1968. 33 p. (NASA TN D-4476).
- RICCI, M.C. Motor síncrono de indução: características construtivas e operacionais. São José dos Campos, INPE, ago. 1986. 42 p. (INPE-3976-RPE/517).
- SALOME, R.; PETITJEAN, L. Rapport sur l'état de l'art dans le domaine des mecanismes spatiaux. Toulouse, CNES/CST/PRT, 1982. (82/CT/PRT/SST/SE/104).
- SCIBBE, H.W.; GLENN, D.C.; ANDERSON W.J. Friction torque of ball bearings in vacuum with seven polytetrafluorethylene composition retainer materials. Washington, DC, NASA, Lewis Research Center, 1968. 18 p. (NASA TN D-4355).
- SHEPPARD, J. S. Design of a 7 kW power transfer solar array drive mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 16., Florida, May 13-14 1982. Proceedings. Washington, DC, NASA, 1982. p. 341-350. (NASA CP-2221).

SIBLEY, L.B.; PETERSON, M.B.; LEVINSON, T. An assist for tribological design. ASME Mechanical Engineering, sv p. 68-74, Sept. 1986.

SKF. Catálogo geral. s.l., 1982. (3200 PB).

———— Precision bearings. s.l., 1978. (3055 Sp). Catálogo.

SKF/ADR. Miniature ball bearings. Precision instrument ball bearings. Thin-section ball bearings. France, s.d. (catalogue nº2946^{IVE}).

SMITH, L.D.; GLENN, D.C.; SCIBBE, H.W. Evaluation of impregnated lubricants in ball-bearing retainers at 10^{-6} torr. Washington, DC, NASA, Lewis Research Center, 1966. 20 p. (NASA TN D-3259).

SNOWDON, A.E.; MADSEN, E.W. Characteristics of a synchronous inductor motor. Transactions of the América Institute of Electrical Enginners, 81(50):1-5, Mar. 1962.

SOUZA, P. N. Análise, projeto, construção e testes de um modelo de roda de reação para aplicações espaciais. Dissertação de Mestrado em Ciência Espacial. São José dos Campos, INPE, set. 1987. 185 p. (INPE-4358-TDL/299)

SUPERIOR ELECTRIC. SLO-SYN stepping motors. Bristol, CT, 1979. Catálogo.

TABOR, D. The mechanism of rolling friction. II. The elastic range. Proceedings of the Royal Society of London, A-229:198-200, 1955.

TELDIX. BAPTA as used for DFS. Heidelberg, s.d. Catálogo.

TELDIX. Low speed mechanisms for space applications. Heidelberg, s.d.
Catálogo.

THOMIN, G.; FOCHE, C. Magnētic spring in oscillating mirror linear scanner for satellite camera. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 13., Houston, TX, Apr. 26-27 1979. Proceedings. Washington, DC, NASA, 1979. p. 183-193. (NASA CP-2081).

TODD, M.J.; STEVENS, K.T.; ROBBINS, E.J. Selected ESTL papers on Ball bearings for satellites. Paris, ESA, Sept. 1980. 95 p.
(ESA trib/1).

TRIVELATO, G.C.; RICCI, M.C. Projeto preliminar de um controlador para o MAPS (Mecanismo de Acionamento de Painei Solar). São José dos Campos, INPE, s.d. (a ser publicado).

TRYLINSKI, W. Fine mechanisms and precision instruments - principles of design. Oxford, Pergamon Press, 1971. 525 p.

U.S. Department of Defense. Assemblies, moving mechanical, for space and launch vehicles, general specification for. Englewood, CO, IHS, Fev. 1988. (DOD-A-83577). Norma técnica.

——— Bearings, control system components, and associated hardware used in the design and construction of aerospace mechanical systems and subsystems. Englewood, CO, IHS, Jan. 1980. (MIL-STD-1599).
Norma técnica.

——— Heat treatment of aluminum alloys. Englewood, CO, IHS, July 1981. (MIL-H-6088). Norma técnica.

——— Heat treatment of steel (aircraft practice) process for. Englewood, CO, IHS, Sept. 1983. (MIL-H-6875). Norma técnica.

U.S. Department of Defense. Heat treatment of titanium and titanium alloys. Englewood, CO, IHS, Sept. 1968. (MIL-H-81200). Norma técnica.

——— Metallic materials and elements for aerospace vehicle structures. Englewood, CO, IHS, May 1988. (MIL-HDBK-5). Norma técnica.

——— Nickel plating (electrodeposited). Englewood, CO, IHS, Nov. 1971. (QQ-N-290). Norma técnica.

——— Primer coatings, epoxy polyamide, chemical and solvent resistant. Englewood, CO, IHS, July 1987. (MIL-P-23377). Norma técnica.

WALTERS, C.T. The dynamics of ball bearings. ASME Journal of Lubrication Technology, 93(1):1-10, Jan. 1971.

APÊNDICE A

TRANSFORMAÇÃO DE LANDEN

Na avaliação das integrais elípticas de primeira e segunda classes, K e E , de módulo ϵ , quando $\epsilon^2 \rightarrow 1$, os valores de K e E não são facilmente obtidos através de tabelas. Uma transformação de Landen pode ser utilizada para calcular K e E . Estas relações são válidas para $0 \leq \epsilon^2 < 1$ e convergem rapidamente:

$$K = (\pi/2) \prod_1^{\infty} (1 + \epsilon_i),$$

$$E = K \{1 - (\epsilon^2/2) [1 + \epsilon_1/2 + \epsilon_1\epsilon_2/2^2 + \epsilon_1\epsilon_2\epsilon_3/2^3 + \dots]\},$$

onde:

$$\epsilon_1 = [1 - (1 - \epsilon^2)^{1/2}] / [1 + (1 - \epsilon^2)^{1/2}]$$

e

$$\epsilon_i = [1 - (1 - \epsilon_{i-1}^2)^{1/2}] / [1 + (1 - \epsilon_{i-1}^2)^{1/2}].$$