



MINISTÉRIO DA CIÊNCIA E TECNOLOGIA  
**INSTITUTO NACIONAL DE PESQUISAS ESPACIAIS**

**INPE-14461-TAE/66**

**DINÂMICA DO MOVIMENTO DE ABERTURA DOS PAINÉIS  
SOLARES DO SATÉLITE CBERS**

Antonio Claret Palerosi

INPE  
São José dos Campos  
2008

Publicado por:

**esta página é responsabilidade do SID**

Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE)

Gabinete do Diretor – (GB)

Serviço de Informação e Documentação (SID)

Caixa Postal 515 – CEP 12.245-970

São José dos Campos – SP – Brasil

Tel.: (012) 3945-6911

Fax: (012) 3945-6919

E-mail: [pubtc@sid.inpe.br](mailto:pubtc@sid.inpe.br)

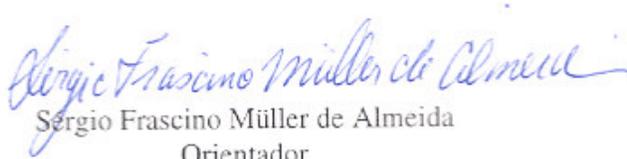
**Solicita-se intercâmbio  
We ask for exchange**

**Publicação Externa – É permitida sua reprodução para interessados.**

Tese apresentada à Divisão de Pós-Graduação do Instituto Tecnológico da Aeronáutica como parte dos requisitos para obtenção do título de mestre em Ciência na Área de Estruturas e Mecânica dos Sólidos do curso de Engenharia Aeronáutica e Mecânica.

Antonio **Claret** Palerosi

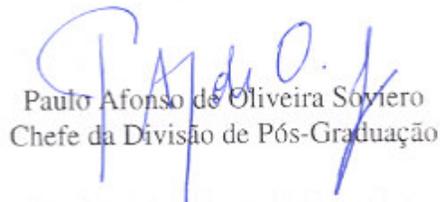
# **DINÂMICA DO MOVIMENTO DE ABERTURA DOS PAINÉIS SOLARES DO SATÉLITE CBERS**



Sérgio Frascino Müller de Almeida  
Orientador



Petrônio Noronha de Souza  
Orientador



Paulo Afonso de Oliveira Sovero  
Chefe da Divisão de Pós-Graduação

CAMPO MONTENEGRO  
SÃO JOSÉ DOS CAMPOS, SP, BRASIL

1997

# **DINÂMICA DO MOVIMENTO DE ABERTURA DOS PAINÉIS SOLARES DO SATÉLITE CBERS**

**Antonio Claret Palerosi**

Composição da banca examinadora:

Prof. Maher Nasr Bismark Nasr (PhD.) - ITA, Presidente

Prof. Sérgio Frascino Müller de Almeida (PhD.) - ITA, Orientador

Petrônio Noronha de Souza (PhD.) - INPE, Orientador

Luiz Gylvan Meira Filho (PhD.) - AEB

Mário Kataoka Filho (PhD.) - INPE

Prof. Luiz Carlos Sandoval Goes (PhD.) - ITA

ITA, julho de 1997

# ÍNDICE DE ASSUNTOS

Índice de Figuras.....	v
Índice de Tabelas.....	xi
Glossário.....	xi
Relação de Símbolos.....	xii
Sumário.....	xviii
Abstract.....	xix
Agradecimentos.....	xx
Dedicatória.....	xxi
Capítulo 1 - INTRODUÇÃO.....	1
Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	8
Capítulo 3 - DESCRIÇÃO DOS MECANISMOS DE ABERTURA E DO DISPOSITIVO DE TESTE.....	12
3.1 - Mecanismos de abertura.....	12
3.2 - Dispositivo de teste.....	19
Capítulo 4 - DESCRIÇÃO DO PROBLEMA E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS.....	21
4.1 - Massas e momentos de inércia.....	21
4.2 - Torques e forças motoras.....	21
4.2.1. Molas dos mecanismos de articulação.....	22

4.2.2 - Cabos elétricos.....	22
4.2.3 - Forças devido às deformações dos painéis solares.....	23
4.3 - Torques e forças de atrito.....	24
4.3.1 - Mecanismos de articulação.....	24
4.3.2 - Dispositivo de teste.....	26
4.4 - Molas de suspensão.....	27
4.5 - Nivelamento do trilho e inclinação do satélite.....	28
4.6 - Interação aerodinâmica dos painéis solares em laboratório.....	29
4.7 - Graus de liberdade e hipóteses simplificadoras.....	30
Capítulo 5 - DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO PROBLEMA.....	36
5.1 - Massas e momentos de inércia.....	36
5.2 - Torques e forças motoras.....	40
5.2.1 - Molas dos mecanismos de articulação.....	40
5.2.2 - Cabos elétricos.....	41
5.2.3 - Forças devido às deformações dos painéis solares.....	43
5.3 - Forças de atrito equivalentes entre os carros de suspensão e o trilho.....	46
5.4 - Forças nas molas de suspensão dos painéis solares.....	48
5.5 - Determinação do nivelamento do trilho e da inclinação do satélite.....	49
5.6 - Forças e torque da interação aerodinâmica no painel solar exterior.....	50
5.7 - Cálculo dos torques motores totais.....	52
Capítulo 6 - FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	53
6.1 - Abordagem do problema.....	53
6.2 - A formulação Lagrangeana.....	55
6.3 - A formulação utilizada pelo programa ADAMS® .....	59

6.3.1 - Descrição da construção do conjunto de equações do problema.....	60
6.3.2 - Métodos fundamentais de solução.....	66
6.3.3 - Métodos de análise.....	67
Capítulo 7 - MODELAGEM DO PROBLEMA USANDO O PROGRAMA ADAMS® .....	71
7.1 - Construção e descrição dos modelos de simulação.....	71
7.2 - Diagramas dos modelos de simulação.....	76
Capítulo 8 - APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS DE TESTE E DO AJUSTE DE PARÂMETROS DO MODELO DE SIMULAÇÃO EM LABORATÓRIO.....	79
8.1 - Resultados dos testes de abertura.....	79
8.2 - Resultados do ajuste de parâmetros do modelo de simulação em laboratório.....	85
Capítulo 9 - APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES.....	87
9.1 - Resultados da simulação em laboratório.....	88
9.2 - Comparação entre os resultados da simulação em laboratório e os de teste.....	89
9.3 - Simulação em órbita.....	92
9.3.1 - Torques motores para simulação em órbita.....	92
9.3.2 - Resultados da simulação em órbita.....	93
Capítulo 10 - CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS.....	97
APÊNDICE A - Cálculo da constante elástica das molas dos mecanismos de articulação....	100
APÊNDICE B - Cálculo dos coeficientes de atrito dinâmico equivalentes entre os carros de suspensão e o trilho.....	102
APÊNDICE C - Cálculo da constante elástica das molas de suspensão.....	104
APÊNDICE D - Descrição do ensaio de determinação dos coeficientes aerodinâmicos e do cálculo das forças e do torque aerodinâmicos no painel solar exterior.....	106

APÊNDICE E - Comparação dos resultados de simulação.....	112
APÊNDICE F - Avaliação da importância da modelagem da deformação dos painéis solares.....	115
APÊNDICE G - Avaliação da importância da modelagem da aerodinâmica.....	117
ANEXO A - Resultados do cálculo das propriedades de massa - Programa INÉRCIA.....	120
ANEXO B - Curvas do torque em função do ângulo para as molas dos mecanismos de articulação.....	126
ANEXO C - Curvas dos torques dos cabos elétricos entre painéis solares em função do ângulo de abertura.....	127
ANEXO D - Listagem do modelo ADAMS® de simulação em laboratório.....	130
ANEXO E - Resultados adicionais das simulações em laboratório e órbita.....	146
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	157

# LISTA DE FIGURAS

<b>1.1</b>	Satélite CBERS.....	4
<b>3.1</b>	Gerador solar do satélite CBERS na posição aberta.....	14
<b>3.2</b>	Gerador solar do satélite CBERS na posição fechada.....	14
<b>3.3</b>	Mecanismo de articulação entre painéis solares do satélite CBERS.....	16
<b>3.4</b>	Mecanismo de articulação entre o <i>yoke</i> e o BAPTA do satélite CBERS.....	16
<b>3.5</b>	Mecanismo de retenção do satélite CBERS.....	17
<b>3.6</b>	Mecanismo de liberação do satélite CBERS.....	18
<b>3.7</b>	Mecanismo de sincronismo do satélite CBERS.....	18
<b>3.8</b>	Dispositivo de teste utilizado no satélite CBERS.....	19
<b>4.1</b>	Configuração dos cabos elétricos na região de passagem entre painéis solares.....	23
<b>4.2</b>	Carro de suspensão do dispositivo de teste.....	26
<b>4.3</b>	Braço de suspensão do dispositivo de teste.....	27
<b>4.4</b>	Mola de suspensão do dispositivo de teste.....	28
<b>4.5</b>	Nivelamento do trilho do dispositivo de teste e inclinação do satélite.....	29
<b>4.6</b>	Interação aerodinâmica dos painéis solares com o ar do laboratório de testes.....	30
<b>4.7</b>	Diferentes ângulos durante o movimento de abertura.....	31
<b>4.8</b>	Diferença de posição entre os carros de suspensão e os painéis solares.....	32
<b>4.9</b>	Diferença de posição angular entre o braço de suspensão e o <i>yoke</i> .....	32
<b>4.10</b>	Graus de liberdade do modelo de simulação dinâmica em laboratório.....	35
<b>4.11</b>	Graus de liberdade do modelo de simulação dinâmica em órbita.....	35
<b>5.1</b>	Posição do CM, orientação e localização dos eixos de referência para o <i>yoke</i> e painéis solares.....	39

<b>5.2</b>	Posição do CM, orientação e localização dos eixos de referência para os carros de suspensão e braço de suspensão do dispositivo de teste.....	39
<b>5.3</b>	Torques aplicados pelas molas dos mecanismos de articulação em função do ângulo de abertura.....	41
<b>5.4</b>	Dispositivo para medida dos torques devido aos cabos elétricos.....	42
<b>5.5</b>	Torque devido aos cabos elétricos em função do ângulo de abertura.....	43
<b>5.6</b>	Dispositivo utilizado para fixar o gerador solar ao satélite nos testes de abertura...	44
<b>5.7</b>	Forças devido às deformações dos painéis solares nos pontos de retenção <i>HD03</i> e <i>HD04</i> em função dos deslocamentos $y_{r3}$ e $y_{r4}$ do painel solar exterior durante o movimento de abertura.....	46
<b>5.8</b>	Configuração do ensaio de determinação do coeficiente de atrito equivalente.....	47
<b>5.9</b>	Resultados do nivelamento do trilho e da inclinação do satélite.....	50
<b>5.10</b>	Forças de arrasto, de sustentação e momento de arfagem no painel solar exterior..	51
<b>5.11</b>	Torques motores resultantes em função do ângulo de abertura.....	52
<b>6.1</b>	Sistema de coordenadas e elos do problema para o caso laboratório.....	55
<b>7.1</b>	Diagrama do modelo para o caso laboratório.....	77
<b>7.2</b>	Diagrama do modelo para o caso órbita.....	78
<b>8.1</b>	Calibração do sensor do sistema de aquisição de dados.....	80
<b>8.2</b>	Deslocamento angular em função do tempo de abertura para teste 1.....	81
<b>8.3</b>	Deslocamento angular do eixo 3 em função do tempo de abertura para os sete testes.....	82
<b>8.4</b>	Deslocamento angular em função do tempo de abertura para teste 7.....	83
<b>8.5</b>	Velocidade angular em função do tempo de abertura para teste 7.....	84
<b>8.6</b>	Aceleração angular em função do tempo de abertura para teste 7.....	84
<b>8.7</b>	Deslocamento angular em função do tempo de abertura para diferentes simulações e para o resultado de teste .....	85

<b>9.1</b>	Deslocamento angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.....	88
<b>9.2</b>	Velocidade angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.....	88
<b>9.3</b>	Aceleração angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.....	89
<b>9.4</b>	Comparação entre o deslocamento angular em função do tempo de abertura para resultados de simulação em laboratório e de teste.....	90
<b>9.5</b>	Comparação entre a velocidade angular em função do tempo de abertura para resultados de simulação em laboratório e de teste.....	90
<b>9.6</b>	Comparação entre a aceleração angular em função do tempo de abertura para resultados de simulação em laboratório e de teste.....	91
<b>9.7</b>	Deslocamento angular em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.....	93
<b>9.8</b>	Velocidade angular em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.....	94
<b>9.9</b>	Aceleração angular em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.....	94
<b>9.10</b>	Deslocamento angular em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.....	95
<b>9.11</b>	Velocidade angular em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.....	95
<b>9.12</b>	Aceleração angular em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.....	96
<b>APD1</b>	Ensaio de determinação dos coeficientes aerodinâmicos.....	108
<b>APD2</b>	Coeficiente aerodinâmico de arrasto em função do ângulo de ataque.....	110
<b>APD3</b>	Coeficiente aerodinâmico de sustentação em função do ângulo de ataque.....	111

<b>APD4</b> Coeficiente aerodinâmico de arfagem em função do ângulo de ataque.....	111
<b>APE1</b> Deslocamento angular em função do tempo de abertura em laboratório para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.....	113
<b>APE2</b> Velocidade angular em função do tempo de abertura em laboratório para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.....	113
<b>APE3</b> Deslocamento angular em função do tempo de abertura em órbita para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.....	114
<b>APE4</b> Velocidade angular em função do tempo de abertura em órbita para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.....	114
<b>APF1</b> Posição angular em função do tempo de abertura para simulações sem as forças devido às deformações dos painéis solares e resultado de teste.....	116
<b>APG1</b> Deslocamento angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório sem a aerodinâmica.....	118
<b>APG2</b> Deslocamento angular em função do tempo de abertura para a situação 1 de simulação em órbita com e sem os efeitos da aerodinâmica em laboratório.....	119
<b>APG3</b> Velocidade angular em função do tempo de abertura para a situação 1 de simulação em órbita com e sem os efeitos da aerodinâmica em laboratório.....	119
<b>ANB1</b> Torque em função do ângulo de abertura para mola do mecanismo de articulação.	126
<b>ANC1</b> Torque em função do ângulo de abertura para cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o <i>yoke</i> na temperatura de 22° C .....	127
<b>ANC2</b> Torque em função do ângulo de abertura para cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o <i>yoke</i> na temperatura de 70° C .....	128
<b>ANC3</b> Torque em função do ângulo de abertura para cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o <i>yoke</i> na temperatura de -75° C .....	128
<b>ANC4</b> Torque do cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o <i>yoke</i> em	

função do tempo de montagem na posição fechada.....	129
<b>ANC5</b> Torque do cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o <i>yoke</i> em função do ângulo de abertura após um período de 10 dias na posição fechada.....	129
<b>ANE1</b> Deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.....	147
<b>ANE2</b> Deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.....	148
<b>ANE3</b> Deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.....	148
<b>ANE4</b> Diferença entre a posição do carro de suspensão e o ponto de montagem da mola de suspensão do painel solar interior em função do tempo de abertura.....	149
<b>ANE5</b> Diferença entre a posição do carro de suspensão e o ponto de montagem da mola de suspensão do painel solar central em função do tempo de abertura.....	149
<b>ANE6</b> Diferença entre a posição do carro de suspensão e o ponto de montagem da mola de suspensão do painel solar exterior em função do tempo de abertura.....	150
<b>ANE7</b> Diferença angular entre o braço de suspensão e o ângulo de abertura em função do tempo de abertura.....	150
<b>ANE8</b> Força de atrito equivalente entre o carros de suspensão do painel solar interior e o trilho em função do tempo de abertura.....	151
<b>ANE9</b> Força de atrito equivalente entre o carros de suspensão do painel solar central e o trilho em função do tempo de abertura.....	151
<b>ANE10</b> Força de atrito equivalente entre o carros de suspensão do painel solar exterior e o trilho em função do tempo de abertura.....	151
<b>ANE11</b> Força de arrasto no painel solar exterior em função do tempo de abertura.....	152
<b>ANE12</b> Força de arrasto no painel solar exterior em função do ângulo de abertura.....	152
<b>ANE13</b> Força de sustentação no painel solar exterior em função do tempo de abertura.....	153
<b>ANE14</b> Força de sustentação no painel solar exterior em função do ângulo de abertura.....	153
<b>ANE15</b> Momento de arfagem no painel solar exterior em função do tempo de abertura.....	154

<b>ANE16</b> Momento de arfagem no painel solar exterior em função do ângulo de abertura.....	154
<b>ANE17</b> Deslocamento angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com trilho inclinado de <i>1 minuto de grau</i> (em favor do movimento de abertura) e satélite perpendicular ao trilho, e (2) simulação apresentada no capítulo 9....	155
<b>ANE18</b> Velocidade angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com trilho inclinado de <i>1 minuto de grau</i> (em favor do movimento de abertura) e satélite perpendicular ao trilho, e (2) simulação apresentada no capítulo 9....	155
<b>ANE19</b> Posição angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com coeficiente de atrito equivalente igual a <i>0,002676</i> (três vezes maior) e (2) simulação apresentada no capítulo 9.....	156
<b>ANE20</b> Velocidade angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com coeficiente de atrito equivalente igual a <i>0,002676</i> (três vezes maior) e (2) simulação apresentada no capítulo 9.....	156

# ÍNDICE DE TABELAS

5.1	Massa, localização do CM e inércias para cada um dos grupos de massa.....	38
5.2	Valores encontrados para forças e deformações dos painéis.....	45
9.1	Duas situações para os torques motores na condição espacial.....	93

## GLOSSÁRIO

ADAMS®	Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems
BAPTA	Bearing and Power Transfer Assembly
CAST	Chinese Academy of Science and Technology
CBERS	China Brazil Earth Resources Satellite
CCL	Close Cable Loop Mechanisms
CM	Centro de Massa
DMC	Divisão de Mecânica Espacial e Controle
INPE	Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
LIT	Laboratório de Integração e Testes
MDI	Mechanical Dynamics, Inc.
PTFE	Poli-Tetra Fluor Etileno
SCAs	Solar Cell Assemblies

# RELAÇÃO DE SÍMBOLOS

$A$	área do painel sujeita a pressão aerodinâmica.....	$m^2$
$\underline{A}$	matriz quadrada de constantes	
$\underline{B}$	matriz de transformação dos eixos de Euler para o sistema de referência local	
$\underline{B}^t$	matriz transposta $\underline{B}$	
$b$	largura da lâmina da mola espiral.....	$m$
$\underline{b}$	matriz coluna de constantes	
$C_a$	coeficiente aerodinâmico de arrasto	
$C_{arf}$	coeficiente aerodinâmico de arfagem	
$C_s$	coeficiente aerodinâmico de sustentação	
$\underline{C}_R$	forças de restrição na direção das coordenadas translacionais.....	$N$
$\underline{C}_\gamma$	torque de restrição na direção das coordenadas angulares.....	$N \cdot m$
$d$	deslocamento da mola helicoidal.....	$m$
$d_f$	diâmetro do fio da mola helicoidal.....	$m$
$d_{cent}$	deslocamento da mola de suspensão do painel solar central.....	$m$
$d_{ext}$	deslocamento da mola de suspensão do painel solar exterior.....	$m$
$d_i$	deslocamento da mola de suspensão do painel solar ou <i>yoke</i> $i$ .....	$m$
$d_{int}$	deslocamento da mola de suspensão do painel solar interior.....	$m$
$d_o$	deslocamento inicial ou pré-carregamento da mola helicoidal.....	$m$
$d_{oi}$	deslocamento inicial da mola de suspensão do painel solar ou <i>yoke</i> $i$ .....	$m$
$d_{yoke}$	deslocamento da mola de suspensão do <i>yoke</i> .....	$m$
$E$	módulo de elasticidade normal.....	$N/m^2$

$e$	espessura da lâmina da mola espiral.....	$m$
$F_a$	força de arrasto.....	$N$
$F_{atr\ din\ i}$	força de atrito dinâmica equivalente no carro de suspensão $i$ .....	$N$
$F_{def\ i}$	força devido às deformações dos painéis solares no ponto de retenção $i$ .....	$N$
$F_{def\ 3}$	força devido às deformações dos painéis solares no ponto de retenção 3.....	$N$
$F_{def\ 4}$	força devido às deformações dos painéis solares no ponto de retenção 4.....	$N$
$F_{o\ i}$	força medida para vencer as deformações dos painéis solares no ponto de retenção $i$ .....	$N$
$F_{o\ 3}$	força medida para vencer as deformações dos painéis solares no ponto de retenção 3.....	$N$
$F_{o\ 4}$	força medida para vencer as deformações dos painéis solares no ponto de retenção 4.....	$N$
$F_s$	força de sustentação.....	$N$
$F_{susp\ cent}$	força de suspensão no painel solar central.....	$N$
$F_{susp\ ext}$	força de suspensão no painel solar exterior.....	$N$
$F_{susp\ i}$	força de suspensão no painel solar ou <i>yoke</i> $i$ .....	$N$
$F_{susp\ int}$	força de suspensão no painel solar interior.....	$N$
$F_{susp\ yoke}$	força de suspensão no <i>yoke</i> .....	$N$
$G$	módulo de elasticidade tangencial.....	$N/m^2$
$\underline{G}$	conjunto de funções implícitas dependendo de $\underline{x}$	
$g$	aceleração da gravidade.....	$m/s^2$
$h$	altura de inclinação do dispositivo de teste.....	$m$
$I_x$	momento de inércia no CM (eixo $x$ ).....	$Kg \cdot m^2$
$I_y$	momento de inércia no CM (eixo $y$ ).....	$Kg \cdot m^2$
$I_z$	momento de inércia no CM (eixo $z$ ).....	$Kg \cdot m^2$
$I_{z\ i}$	momento de inércia no eixo $z$ localizado no eixo de articulação do elo $i$ .....	$Kg \cdot m^2$

$\underline{J}$	tensor de inércia.....	$Kg \cdot m^2$
$K$	energia cinética.....	$J$
$K_{mec}$	constante elástica da mola do mecanismo de articulação.....	$N \cdot m/graus$
$K_{mec j}$	constante elástica equivalente das molas dos mecanismos no eixo $j$ .....	$N \cdot m/graus$
$K_{susp}$	constante elástica da mola de suspensão.....	$N/m$
$K_{susp i}$	constante elástica da mola de suspensão $i$ .....	$N/m$
$L$	Lagrangiano.....	$J$
$\underline{L}$	matriz triangular inferior	
$l$	distância referente a inclinação $h$ do dispositivo de teste.....	$m$
$\underline{M}$	matriz de massa.....	$Kg$
$M_a$	momento de arfagem.....	$N \cdot m$
$M_i$	massa do elo, painel solar, ou yoke $i$ .....	$Kg$
$n$	número de graus de liberdade do sistema mecânico	
$n_e$	número de espiras ativas da mola helicoidal	
$P_{atm}$	pressão atmosférica no laboratório.....	$N/m^2$
$P_{din}$	pressão dinâmica do ar sobre o painel.....	$N/m^2$
$\underline{P}_r$	momento no CM do elo.....	$N \cdot m$
$pos_c$	posição do carro de suspensão nos ensaios de determinação do atrito equivalente.....	$m$
$Q_i$	$i$ -ésimas forças e torques generalizados.....	$N$ ou $N \cdot m$
$\underline{Q}_R$	forças aplicadas na direção das coordenadas translacionais.....	$N$
$Q_\alpha$	força generalizada associada a coordenada generalizada $\alpha$ .....	$N$
$Q_{\beta_2}$	força generalizada associada a coordenada generalizada $\beta_2$ .....	$N$
$Q_{\beta_3}$	força generalizada associada a coordenada generalizada $\beta_3$ .....	$N$
$Q_{\beta_4}$	força generalizada associada a coordenada generalizada $\beta_4$ .....	$N$

$\underline{Q}_\gamma$	torque aplicado na direção das coordenadas angulares.....	$N \cdot m$
$q_i$	i-ésima coordenada generalizada.....	graus ou $m$
$\dot{q}_i$	i-ésima velocidade generalizada.....	graus/s ou $m/s$
$R_m$	raio médio da mola espiral ou raio nominal da mola helicoidal.....	$m$
$R$	constante.....	$273 \text{ } ^\circ C$
$\underline{R}$	vetor de posição do CM do elo.....	$m$
$\dot{\underline{R}}$	vetor de velocidade de translação do CM do elo.....	$m/s$
$T_{amb}$	temperatura ambiente.....	$^\circ C$
$T_{cab1}$	somatório dos torques dos cabos elétricos no eixo 1.....	$N \cdot m$
$T_{cab2}$	somatório dos torques dos cabos elétricos no eixo 2.....	$N \cdot m$
$T_{cab3}$	somatório dos torques dos cabos elétricos no eixo 3.....	$N \cdot m$
$T_{cab4}$	somatório dos torques dos cabos elétricos no eixo 4.....	$N \cdot m$
$T_{mec}$	torque aplicado pela mola do mecanismo de articulação.....	$N \cdot m$
$T_{mec1}$	somatório dos torques das molas do mecanismo de articulação no eixo 1.....	$N \cdot m$
$T_{mec2}$	somatório dos torques das molas dos mecanismos de articulação no eixo 2.....	$N \cdot m$
$T_{mec3}$	somatório dos torques das molas dos mecanismos de articulação no eixo 3.....	$N \cdot m$
$T_{mec4}$	somatório dos torques das molas dos mecanismos de articulação no eixo 4.....	$N \cdot m$
$T_1$	somatório de torques no eixo 1.....	$N \cdot m$
$T_2$	somatório de torques no eixo 2.....	$N \cdot m$
$T_3$	somatório de torques no eixo 3.....	$N \cdot m$
$T_4$	somatório de torques no eixo 4.....	$N \cdot m$
$T_1$	tempo para atingir o ponto 1, caso $\mu_{din} = 0$ ,.....	$s$
$T_2$	tempo para atingir o ponto 2, caso $\mu_{din} = 0$ ,.....	$s$
$t_1$	tempo para atingir o ponto 1, caso $\mu_{din} \neq 0$ ,.....	$s$

$t_2$	tempo para atingir o ponto 2, caso $\mu_{din} \neq 0$ ,.....	$s$
$\underline{U}$	matriz triangular superior	
$V$	energia potencial.....	$J$
$\underline{V}$	vetor de velocidade de translação do CM do elo.....	$m/s$
$v_{ar}$	velocidade do ar sobre o painel.....	$m/s$
$v_p$	velocidade translacional no eixo $y$ do CM do painel solar exterior.....	$m/s$
$W_{atr}$	trabalho exercido pelas forças de atrito.....	$J$
$w$	largura do painel.....	$m$
$\underline{w}$	vetor de velocidade angular do CM do elo.....	$graus/s$
$\underline{w}_e$	vetor da velocidade angular nos eixos de Euler.....	$graus/s$
$\underline{x}$	matriz coluna das variáveis	
$y_{ci}$	deslocamento do carro de suspensão $i$ no eixo $y$ .....	$m$
$y_{ri}$	deslocamento no eixo $y$ do painel solar exterior da bucha de retenção $i$ .....	$m$
$y_{r3}$	deslocamento no eixo $y$ do painel solar exterior da bucha de retenção 3.....	$m$
$y_{r4}$	deslocamento no eixo $y$ do painel solar exterior da bucha de retenção 4.....	$m$
$\dot{y}_{pi}$	velocidade translacional no eixo $y$ do centro de massa do elo $i$ .....	$m/s$
$\alpha$	ângulo de abertura (eixo $z$ ).....	$graus$
$\alpha_1$	ângulo no eixo $z$ entre o corpo principal do satélite e o <i>yoke</i> .....	$graus$
$\alpha_2$	ângulo no eixo $z$ entre o <i>yoke</i> e o painel solar interior.....	$graus$
$\alpha_3$	ângulo no eixo $z$ entre o painel solar interior e o painel solar central.....	$graus$
$\alpha_4$	ângulo no eixo $z$ entre o painel solar central e o painel solar exterior.....	$graus$
$\dot{\alpha}$	velocidade angular de abertura (eixo $z$ ).....	$graus/s$
$\beta_1$	ângulo entre o <i>yoke</i> e o braço de suspensão.....	$graus$

$\dot{\beta}_1$	velocidade angular do ângulo $\beta_1$ .....	<i>graus/s</i>
$\beta_2$	ângulo entre o ponto de suspensão do painel solar interior e o carro de suspensão....	<i>graus</i>
$\dot{\beta}_2$	velocidade angular do ângulo $\beta_2$ .....	<i>graus/s</i>
$\beta_3$	ângulo entre o ponto de suspensão do painel solar central e o carro de suspensão.....	<i>graus</i>
$\dot{\beta}_3$	velocidade angular do ângulo $\beta_3$ .....	<i>graus/s</i>
$\beta_4$	ângulo entre o ponto de suspensão do painel solar exterior e o carro de suspensão...	<i>graus</i>
$\dot{\beta}_4$	velocidade angular do ângulo $\beta_4$ .....	<i>graus/s</i>
$\delta_i$	deformação total dos painéis solares medida no ponto de retenção <i>i</i> .....	<i>m</i>
$\delta_3$	deformação total dos painéis solares medida no ponto de retenção 3.....	<i>m</i>
$\delta_4$	deformação total dos painéis solares medida no ponto de retenção 4.....	<i>m</i>
$\Phi_k$	equação de restrição	
$\varphi$	ângulo de pré-torque da mola do mecanismo de articulação.....	<i>graus</i>
$\varphi_j$	ângulo de pré-torque médio das molas dos mecanismos no eixo <i>j</i> .....	<i>graus</i>
$\gamma$	ângulo entre o braço de suspensão e o corpo principal do satélite (eixo <i>z</i> ).....	<i>graus</i>
$\underline{\dot{\gamma}}$	vetor de velocidade angular nos eixos de Euler.....	<i>graus/s</i>
$\lambda_k$	multiplicador de Lagrange	
$\mu_{din}$	coeficiente de atrito dinâmico equivalente entre o carro de suspensão e o trilho	
$\theta$	ângulo total de enrolamento da mola espiral.....	<i>graus</i>
$\rho$	densidade do ar.....	<i>Kg/m<sup>3</sup></i>
$\xi$	ângulo de inclinação do trilho do dispositivo de teste.....	<i>graus</i>

# SUMÁRIO

Este trabalho aborda estudos da dinâmica do movimento de abertura dos painéis solares do satélite Sino-Brasileiro CBERS. Este problema dinâmico pode ser resumido (1) na necessidade de se garantir que haverá energia suficiente para que os painéis abram totalmente e (2) na determinação da velocidade angular dos painéis ao final do movimento de abertura em órbita.

A solução do problema consiste na execução de testes de abertura e na elaboração de modelos dinâmicos de simulação. Os resultados dos testes são utilizados para ajustar os parâmetros de um modelo dinâmico de simulação em laboratório. Admite-se que se o modelo ajustado é capaz de prever precisamente o movimento em laboratório, também será capaz de fazê-lo em órbita após a remoção da influência do laboratório e atualização daqueles parâmetros sensíveis ao ambiente espacial. Tem-se assim dois diferentes modelos dinâmicos de simulação: um para o laboratório, de razoável complexidade, e outro para órbita.

Inicialmente é apresentada uma descrição detalhada do problema e a determinação dos parâmetros de simulação. Uma discussão entre a formulação Lagrangeana e a utilização de um programa de análise computacional de mecanismos, o ADAMS<sup>®</sup>, é realizada. A solução do problema usando-se este programa é justificada. A formulação Lagrangeana e a utilizada pelo ADAMS<sup>®</sup>, os modelos dinâmicos de simulação, os resultados de teste e das simulações em laboratório e órbita, assim como o ajuste de parâmetros do modelo de simulação em laboratório com os resultados de teste são descritos.

Excelente aproximação entre os resultados de simulação do modelo de laboratório ajustado e os de teste foi obtida. A importância da inclusão nos modelos de simulação dinâmica do mecanismo de sincronismo, da interação aerodinâmica dos painéis solares com o ar existente dentro do laboratório de testes e das deformações apresentadas pelos painéis solares são discutidas.

# ABSTRACT

This work studies the dynamics of the solar panels deployment for the Chinese-Brazilian satellite CBERS. The objective of this analysis consists of (1) guaranteeing that there will be enough energy to conclude the deployment and (2) determining the angular velocity at in-orbit panel latch-up.

The problem solution demands some deployment tests and the development of simulation dynamic models. The test results are used to adjust the parameters of a laboratory dynamic model. It is assumed that if the adjusted model is able to accurately predict the motion in the laboratory, it will also be able to predict the motion in orbit after removing the laboratory influence and updating those parameters sensitive to the space environment. So, there are two different dynamic models: one more complex related to the laboratory and another one related to in-orbit conditions.

The beginning of this work presents a detailed description of the problem and the simulation parameters determination. A discussion between the Lagrange formulation and the use of a computer package for dynamic analysis of mechanisms (ADAMS<sup>®</sup>) is included. The problem solution using this package is justified. The work also describes the Lagrange formulation and the formulation used in ADAMS<sup>®</sup>, the dynamic models, the test results, the laboratory and in-orbit simulation results. Also, the procedure to adjust the model parameters to fit the test results is described.

Excellent agreement was obtained between the laboratory adjusted model and the test results. The importance of the inclusion in the dynamic models of the synchronise mechanism, of the aerodynamic drag of the solar panels due to the laboratory atmosphere and of the solar panels deformations are discussed.

## **Agradecimentos**

Gostaria de agradecer a todos os amigos e colegas que de alguma maneira colaboraram para que este trabalho fosse realizado;

Aos orientadores, professor **Fracino e Petrônio**, pela orientação, amizade e apoio ao longo do trabalho;

Ao grupo de Suprimento de Energia da Divisão de Eletrônica Aeroespacial (DEA) da Coordenadoria de Engenharia e Tecnologia Espacial (ETE) do INPE: **Célio, Baruel, Carlos Henrique** e ao saudoso **Paulo Fernando**, pelo espírito de equipe, amizade e competência profissional;

Ao professor **Girardi** da Divisão de Engenharia Aeronáutica e Mecânica (EAM) do ITA pela orientação nos ensaios realizados no túnel de vento do Laboratório de Engenharia Aeronáutica Professor Feng;

À **Raquel** do Centro de Competência da Manufatura (CCM) do ITA pelo valioso suporte no período de construção dos modelos de simulação ADAMS®;

**Muito obrigado a todos.**

Ao meu filho **Rodrigo**, incentivo maior,  
e aos meus pais, **Gesualdo e Alda**, por tudo que têm sido,  
dedico este trabalho.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

Para vencer o atrito atmosférico, a atração gravitacional e levar um satélite a uma determinada altitude, posição e velocidade orbital, utilizando os materiais e combustíveis existentes atualmente, um veículo lançador de satélites deve carregar uma grande quantidade de combustível. Uma estrutura preparada para receber tal quantidade de combustível e suportar os esforços dinâmicos provenientes de altas acelerações é necessária. Esta estrutura adquire dimensões enormes, restando ao satélite nada mais que 1 a 4% da massa total do veículo lançador [1].

O satélite para ser transportado e lançado deve necessariamente ser montado na coifa do veículo lançador. A coifa, por estar sujeita as forças aerodinâmicas, deve possuir geometria apropriada de maneira a minimizar a reação ao movimento produzida por tais forças. O volume disponível para o satélite é determinado então pelas limitações impostas pelo projeto da coifa. Assim sendo os satélites devem ser compactos na configuração de lançamento e possuir a menor massa possível. Especificações como potência elétrica total a ser gerada pelos painéis solares, tipo de estabilização do satélite, posicionamento de um sensor distante do corpo do satélite ou a existência de antenas de grandes dimensões podem vir a se contrapor às restrições de espaço citadas.

A potência elétrica a ser gerada exige uma determinada área a ser coberta por células solares. Esta área é função do projeto elétrico do gerador solar, da eficiência das células solares utilizadas, da órbita e do sistema de estabilização do satélite. Dependendo do tamanho do

satélite e do citado anteriormente pode ser necessário acrescentar, fora do corpo principal do satélite, painéis que deverão suportar as células solares. Estes painéis podem ser de grandes dimensões se comparados ao satélite. Podem ser rígidos, compostos de corpo único articulado no corpo principal do satélite ou por vários segmentos planos articulados entre si, de corpo cilíndrico, ou então flexíveis, os chamados painéis ultraleves, e extensíveis através do auxílio de uma haste ou estrutura telescópica. Tais painéis, quando na posição aberta, são chamados de *asas* do satélite. As duas asas do gerador solar do satélite INTELSAT V [2], cada uma com comprimento de 7,1 metros e largura de 1,7 metros e formada por três painéis planos, podem ser citadas como exemplos de painel rígido. Como exemplo de painel flexível tem-se o gerador solar do telescópio Hubble da NASA [3], composto por duas asas de 12 metros de comprimento por 2,9 metros de largura cada uma.

A massa dos equipamentos e a distribuição destes no satélite, ou as razões entre os momentos de inércia do satélite, adquire importância fundamental em satélites estabilizados por rotação. Tais satélites devem necessariamente rotacionar em torno do eixo principal de maior momento de inércia. Caso a arquitetura do satélite seja desfavorável, pode ser necessário modificar as razões de inércia acrescentando-se massas a uma determinada distância do corpo principal do satélite. Para isto é necessário que hastes telescópicas suportem estas massas, ou então apêndices já existentes no satélite funcionem como elementos modificadores das razões de inércia. O satélite científico SACI 1 [4], em fase de desenvolvido no INPE, é um exemplo disto. Neste satélite contrapesos foram montados nas extremidades dos painéis solares com a finalidade de obter razões entre os momentos de inércia favoráveis à estabilização no eixo desejado.

Satélites estabilizados por gradiente de gravidade possuem uma massa localizada a uma determinada distância do corpo principal do satélite. Quanto maior a distância ao corpo principal do satélite, menor deverá ser a magnitude desta massa. Hastes telescópicas, também chamadas

de mastros, normalmente extensíveis e retráteis, são utilizadas para posicionar esta massa. O satélite 1963-22A [5], com uma massa posicionada a aproximadamente 30 metros do seu corpo principal, pode ser citado como exemplo deste tipo de estabilização.

Satélites científicos podem ter a necessidade de posicionar sensores distantes do corpo principal com a finalidade de evitar interferências que poderiam vir a comprometer o funcionamento destes sensores. Hastes telescópicas ou hastes articuladas podem ser utilizadas para funcionar como suportes para tais sensores. Com finalidade ilustrativa pode-se citar o satélite GEOS [6] que possui dois sensores para medir o campo elétrico na magnosfera, diagonalmente opostos, e posicionados a 20 metros do corpo principal do satélite.

Satélites de telecomunicação e satélites de observação por radar possuem antenas de grandes dimensões que podem vir a estar localizadas distantes do corpo principal do satélite. Tais antenas podem ser do tipo parabólica de corpo rígido ou flexível, planar ou na forma de um longo fio. As antenas parabólicas podem ser constituídas por um corpo rígido único ou em configuração extensível tipo guarda-chuva. Estruturas pantográficas na forma de treliça, hastes telescópicas ou então hastes articuladas podem ser necessárias para projetar a antena para fora do corpo principal do satélite e apontá-la para a Terra. Como exemplo pode-se citar a antena planar de 11 metros de comprimento do satélite SEASAT [7].

São inúmeros os casos em que tem-se a existência de uma estrutura que ultrapassa em muito as dimensões do corpo principal do satélite. A solução de projeto, como já citado, é manter estas estruturas, ou apêndices do satélite, em uma posição recolhida ou fechada dentro da coifa do veículo lançador e então, após a separação do satélite, movimentá-las para uma posição estendida ou aberta. A estrutura, na posição fechada e portanto compactada, possuirá maior rigidez o que é extremamente favorável devido às altas acelerações impostas pelo veículo lançador. Por outro lado, em órbita na posição aberta, a estrutura possuirá uma rigidez consideravelmente menor. No entanto, nesta condição, as acelerações serão muito pequenas.

Cabe a observação que grandes estruturas, consideradas flexíveis, influenciam em muito a dinâmica do satélite e acrescentam complexidade ao seu sistema de controle de atitude.

O movimento da posição fechada para a posição aberta, ou movimento de abertura, é proporcionado por mecanismos diversos que são chamados de mecanismos de abertura. Estruturas extensíveis, hastes telescópicas, hastes e painéis articulados foram termos empregados anteriormente que representam mecanismos complexos ou um conjunto de mecanismos.

Este trabalho de tese abordará estudos da dinâmica do movimento de abertura dos painéis solares do satélite Sino-Brasileiro CBERS (*China-Brazil Earth Resources Satellite*), que está sendo desenvolvido pelo INPE (Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais) e pela CAST (*Chinese Academy of Science and Technology*). A figura 1.1 mostra o modelo estrutural do satélite CBERS durante testes no LIT (Laboratório de Integração e Testes) do INPE.



Figura 1.1: Modelo estrutural do satélite CBERS.

No satélite CBERS o movimento de abertura ocorre sem um controle ativo. Ao final do movimento, devido à inexistência de qualquer dispositivo de amortecimento, ocorre uma parada súbita no ponto de travamento dos mecanismos de abertura. Tal fato acarreta a transferência de energia cinética para potencial de uma maneira que pode ser caracterizada como um impacto ao qual os painéis solares, os mecanismos de abertura, as células solares e o mecanismo de apontamento da asa ao sol estarão submetidos [8]. Este problema é tratado na forma de uma análise estrutural transiente e pode vir a ser determinante no dimensionamento do projeto. Sabe-se também que não haverá qualquer manobra do satélite durante o movimento de abertura.

O problema dinâmico de abertura resume-se então (1) na garantia que haverá energia suficiente para que os painéis solares abram totalmente e (2) na determinação da velocidade angular dos painéis ao final do movimento de abertura em órbita. Tal velocidade angular é utilizada como parâmetro de entrada para a análise estrutural transiente. A solução do problema consiste na execução de testes de abertura e na elaboração de modelos dinâmicos de simulação para o ambiente de teste, ou laboratório, e para o ambiente espacial.

O ambiente espacial, onde ocorrerá o movimento de abertura, é caracterizado pelo vácuo, a ausência da força da gravidade e temperaturas extremas. A reprodução dessas condições em laboratório, devido às grandes dimensões do gerador solar, é algo de difícil execução, envolvendo enormes recursos financeiros, se ainda assim forem possíveis.

Uma maneira de prever o movimento de abertura nesta condição é realizar testes em laboratório usando um dispositivo para simular a ausência da força da gravidade e usar estes resultados para ajustar um modelo dinâmico de simulação em laboratório. Admite-se que, se o modelo ajustado é capaz de prever precisamente o movimento em laboratório, também será capaz de fazê-lo em órbita após a remoção da influência do laboratório e atualização daqueles parâmetros sensíveis ao ambiente espacial. Tem-se assim dois diferentes modelos de simulação: um para o laboratório, de razoável complexidade, e outro para órbita, obtido a partir da simplificação do primeiro.

Através de simulações pode-se também determinar uma nova configuração do dispositivo de teste, de tal maneira que a asa em laboratório possua a mesma velocidade angular ao final do movimento que em órbita. Isto permite a realização de testes de abertura que reproduzam as condições de órbita.

Pode-se dizer então que os objetivos dos testes de abertura são (1) o de ajustar e validar o modelo de simulação em laboratório e (2) simular o movimento de abertura em órbita. As simulações dinâmicas, além de fornecer a velocidade angular final em órbita e determinar a configuração do dispositivo de teste para a condição de órbita, determinam também o projeto do elemento motor do movimento de abertura. Para satélites como o CBERS, em que ocorre um impacto ao final do movimento de abertura, a solução do problema como apresentado adquire importância fundamental.

A determinação dos parâmetros de simulação, a elaboração dos modelos dinâmicos, o ajuste de parâmetros para a aproximação dos resultados de simulação com os de teste e a discussão dos resultados obtidos são os principais objetivos desse trabalho de tese.

Os modelos dinâmicos de simulação foram construídos usando-se um programa de análise dinâmica de mecanismos, o ADAMS<sup>®</sup> (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) da empresa MDI (*Mechanical Dynamics, Inc.*). Acredita-se que a maior contribuição deste trabalho é a elaboração de um modelo de simulação em laboratório suficientemente abrangente, no qual a influência na dinâmica de abertura de cada um dos elementos componentes da asa, da interação aerodinâmica dos painéis durante o movimento de abertura em laboratório, da deformação dos painéis, do dispositivo de teste e da montagem possam ser avaliados. Ressalta-se a importância da inclusão da interação aerodinâmica dos painéis solares com o ar existente no laboratório de testes e das forças devido às deformações apresentadas pelos painéis solares no modelo de simulação em laboratório, e das forças devido às deformações dos painéis solares no modelo de simulação em órbita.

O próximo capítulo apresenta uma revisão bibliográfica da dinâmica do movimento de abertura de apêndices de satélite. Uma classificação para mecanismos de abertura, uma descrição dos mecanismos de abertura do CBERS e do dispositivo de teste utilizado são apresentadas no capítulo 3. O objetivo é conhecer o funcionamento dos mecanismos e as atividades de teste de abertura, o que será importante para o entendimento do problema.

O capítulo 4 descreve o problema e as hipóteses simplificadoras adotadas. São apresentados os graus de liberdade e uma discussão sobre cada um dos parâmetros incluídos no modelo. Este capítulo fornece todas as informações necessárias à formulação do problema.

A determinação dos parâmetros do problema é objeto do capítulo 5. Neste capítulo cálculos são efetuados, ensaios e procedimentos de medidas são descritos e os valores finais para cada um dos parâmetros são apresentados.

A formulação do problema é descrita no capítulo 6. Uma discussão comparativa entre a formulação Lagrangeana e a utilização de um programa de análise computacional de mecanismos, o ADAMS<sup>®</sup>, é apresentada. A solução do problema usando-se este programa é justificada. A formulação Lagrangeana e a utilizada pelo ADAMS<sup>®</sup> são descritas.

A construção dos modelos de laboratório e órbita no ADAMS<sup>®</sup> e uma descrição destes é apresentada no capítulo 7. O capítulo 8 apresenta os resultados dos testes de abertura e o ajuste de parâmetros para a aproximação dos resultados de simulação em laboratório com os de teste. Os resultados das simulações em laboratório e em órbita são apresentados no capítulo 9.

As conclusões e comentários finais estão no último capítulo e são seguidas por apêndices, onde são apresentadas descrições de ensaios, cálculos e avaliações de determinados resultados de simulação, e por anexos que incluem a listagem do modelo dinâmico elaborado para simulação em laboratório, os resultados de ensaios citados ao longo do texto e resultados adicionais das simulações dinâmicas. Ao final tem-se as referências bibliográficas.

# CAPÍTULO 2

## REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O problema da dinâmica de abertura de apêndices de satélites abrange diversos assuntos de interesse. Para o problema objeto desta tese as consultas bibliográficas foram realizadas com os seguintes objetivos: (1) conhecer os diversos tipos de mecanismos de abertura e arquiteturas mecânicas de apêndices de satélites de maneira a situar o CBERS diante dos demais; (2) obter todas as informações possíveis quanto à execução de testes de abertura; (3) analisar trabalhos englobando a análise estrutural transiente devido ao impacto ao final do movimento de abertura; (4) entender os efeitos do ambiente espacial no funcionamento dos mecanismos de abertura e (5) conhecer modelos dinâmicos semelhantes e a metodologia de ajuste dos resultados de simulação com os de teste. Segue uma descrição do trabalho efetuado.

A descrição de apêndices de satélites e do funcionamento de mecanismos de abertura podem ser encontradas principalmente em anais do *Aerospace Mechanism Symposium (NASA)* e do *Symposium on Photovoltaic Generators in Space (ESA)*. Alguns artigos destes simpósios, julgados de maior interesse, estão inclusos nas referências bibliográficas. As referências de [1] a [7] e de [9] a [14] trazem a descrição da configuração de alguns satélites, as referências de [15] a [51] descrevem o projeto de mecanismos de abertura e as referências [52] e [53] tratam do problema de execução de testes de abertura. Projetos mecânicos e mecanismos de abertura similares aos do satélite CBERS são há muito conhecidos e utilizados, pelo menos desde a série dos satélites INTELSAT-V iniciada no começo dos anos 70 [2].

Nataraju *et al* [8] ressaltam a importância da análise do impacto ao final do movimento de abertura, o que pode danificar as estruturas dos painéis solares e os mecanismos de abertura em órbita, causando desalinhamentos e afetando o sistema de controle do satélite. O artigo apresenta um estudo do problema para o satélite SROSS.

A importância dos testes térmicos realizados no vácuo para aumentar a confiabilidade de mecanismos espaciais é descrita por Parker [54]. Uma descrição do ambiente a que um satélite está sujeito é feita por Griffin [55]. Vorlicek [56] e outros descrevem os problemas ocorridos no movimento de abertura em um dos satélites da série INTELSAT V. Este satélite possui duas asas e o tempo de abertura de uma delas em vôo foi muito maior que o previsto devido a problemas térmicos. As referências [57] e [58] trazem considerações sobre a lubrificação em mecanismos espaciais e a [59] descreve as vantagens e limitações do bissulfeto de molibdênio ( $MoS_2$ ) como lubrificante espacial. Tal lubrificante é utilizado nos mancais dos mecanismos de articulação do CBERS. Os artigos mencionados neste parágrafo trazem importantes informações que fornecem subsídios a determinação dos parâmetros de projeto na condição espacial.

A análise de problemas dinâmicos relacionados a abertura de apêndices de satélites não é encontrado facilmente na literatura, apesar do assunto ser de interesse da comunidade científica a décadas. Existe uma dificuldade particular em encontrar trabalhos envolvendo simulações e correlação dos resultados de simulação com os de teste ou de vôo.

Wie *et al* [60] descrevem os modelos de simulação dinâmica elaborados para o movimento de abertura dos painéis solares do satélite INTELSAT-V e INSAT, comparando o mecanismo de sincronismo destas duas diferentes configurações de projeto. O satélite INTELSAT-V possui uma arquitetura e mecanismos semelhantes ao do satélite CBERS, o que confere a este artigo um interesse especial. O modelo elaborado é de simulação em órbita, englobando o pré-torque das molas motoras, o atrito nos mancais dos mecanismos de articulação e as forças nas cordoalhas do mecanismo de sincronismo do movimento de abertura. Não é feita

nenhuma citação quanto ao modelo de simulação em laboratório e efetuada qualquer correlação de resultados de simulação com os de teste ou de vôo. Ênfase é dada na modelagem do mecanismo de sincronismo, que possui molas adicionais para compensar os efeitos da variação de temperatura. O fato do torque de atrito nos mancais dos mecanismos ser dependente da temperatura é citado como ponto de falha no movimento de abertura. Destaca ainda que não há amortecimento viscoso dependente da velocidade nos mancais dos mecanismos, o que será considerado na seção 4.3.1 onde é justificado a utilização do torque motor como parâmetro de ajuste do modelo de simulação em órbita.

Coste *et al* [61] descrevem as atividades efetuadas para prever o movimento de abertura do satélite SPOT-4, dando ênfase aos testes efetuados para validar o modelo elaborado. Neste satélite os testes de abertura foram efetuados de uma maneira simplificada pois, além do satélite estar girando no momento da abertura, a abertura ocorre em dois passos, o que dificulta a compensação da gravidade no dispositivo de teste. Análises e simulações, utilizando um programa de simulação dinâmica baseado em manipulação simbólica, foram realizadas intensivamente para validar os testes, ajustar o modelo de laboratório e validar o modelo de simulação em órbita. No decorrer das atividades o programa de simulação dinâmica foi também validado. O modelo de teste utilizou massas representando os painéis solares e a força da gravidade foi compensada através de uma mesa com mancal aeroestático no dispositivo de teste. Não há uma preocupação maior com a influência do dispositivo de teste na análise dos resultados. Eventuais deformações dos painéis solares não são abordadas.

Zimmermann [62] descreve uma metodologia para validação do projeto da parte mecânica da asa de um gerador solar. Ressalta a importância dos testes de abertura na validação dos modelos de simulação e que os custos associados aos testes devem ser sempre vistos ponderando-se a sua contribuição ao modelo. A metodologia utilizada neste trabalho de tese, descrita no primeiro capítulo, foi baseada neste artigo.

Devloo [63] descreve o desenvolvimento de um modelo matemático, baseado na formulação Lagrangeana, para a simulação do movimento de abertura dos painéis solares do satélite CBERS, objeto do trabalho de tese aqui apresentado. O método de aproximação numérica utilizado e a implementação das expressões do sistema de equações através de um programa de manipulação simbólica são apresentados. Como resultado do trabalho foi desenvolvido um programa de simulação dinâmica aplicativo ao satélite CBERS. Este programa não considera os efeitos da interação aerodinâmica dos painéis solares com o ar existente dentro do laboratório de teste e da deformação apresentada pelos painéis solares na dinâmica de abertura. O programa foi utilizado nas etapas iniciais do projeto, antes dos testes de abertura serem realizados e dos modelos de simulação dinâmica apresentados neste trabalho de tese serem desenvolvidos.

O programa de análise computacional de mecanismos utilizado, ADAMS<sup>®</sup>, é descrito por Wielenga [64]. A formulação apresentada na seção 6.3 baseia-se neste artigo.

# CAPÍTULO 3

## DESCRIÇÃO DOS MECANISMOS DE ABERTURA E DO DISPOSITIVO DE TESTE

Uma proposta de classificação dos mecanismos de abertura é apresentada neste capítulo. Em seguida a parte mecânica do gerador solar do satélite CBERS, estruturas e mecanismos de abertura, é descrita. Na última seção o dispositivo utilizado nos testes de abertura é apresentado.

### 3.1 - Mecanismos de abertura

Mecanismos de abertura são um conjunto de mecanismos, ou dispositivos, que mantêm o apêndice do satélite em uma posição fechada, promovem sua abertura e o mantêm na posição aberta. Estes mecanismos em alguns casos, além de estender, podem também retrair o apêndice [65], [66] e [67]. As referências [2], [10] a [14], [21], [40] e [43] trazem descrição de mecanismos de abertura de asas compostas por painéis solares rígidos e articulados entre si. É apresentada a seguir uma classificação funcional para mecanismos de abertura de painéis solares de corpo rígido:

-Mecanismos que seguram os painéis solares em uma posição fechada e próxima ao corpo do satélite, ou **mecanismos de retenção** (*holddown mechanisms*). Tal função envolve, na maior parte dos casos, a aplicação de grandes forças de retenção que podem ser proporcionadas por um pino, cabo metálico ou de kevlar tensionado, ou então por um dispositivo tipo grampo acionado por uma alavanca.

-Mecanismos que liberam os painéis solares da posição fechada, ou **mecanismos de liberação** (*release mechanisms*). Tais mecanismos atuam no mecanismo de retenção, destravando um sistema de alavancas ou então cortando um pino ou cabo tensionador. Como elementos atuadores pode-se citar os dispositivos pirotécnicos (largamente utilizados) e os atuadores em liga com memória de forma para aplicações que exijam grandes forças de retenção, e os atuadores solenóide e com parafina para aplicações com baixa força de retenção.

-Mecanismos que movimentam os painéis solares de uma posição fechada para uma posição aberta e os mantém nesta posição, ou **mecanismos de articulação** (*hinge mechanisms*). Estes mecanismos podem incorporar uma mola ou motor elétrico como elemento que fornece energia para o movimento de abertura. Tais mecanismos mantêm o painel ou painéis na posição aberta através de uma trava de fim-de-curso. Um amortecimento de fim-de-curso pode ser implementado para evitar os efeitos do impacto ao final do movimento de abertura. Diversos tipos de mancais de deslizamento podem ser utilizados, podendo o mecanismo ser de corpo único ou então trabalhar aos pares.

-Mecanismos que sincronizam e controlam o movimento de abertura quando a configuração for de dois ou mais painéis solares, ou **mecanismos de sincronismo** (*CCL - Close Cable Loop mechanism*). Estes mecanismos são compostos por um conjunto de cordoalhas e polias ou alavancas que acoplam os movimentos angulares entre os painéis solares. Desta maneira a velocidade angular relativa entre os painéis solares permanece, durante todo o movimento de abertura, com pequenas variações. Este controle da velocidade angular proporciona uniformidade ao movimento evitando falhas na abertura. O controle do movimento pode ser passivo ou então ativo, evitando os efeitos do impacto estrutural devido aos esforços provenientes do impacto ao final do movimento de abertura.

As figuras 3.1 e 3.2 mostram o gerador solar do satélite CBERS nas posições aberta e fechada:

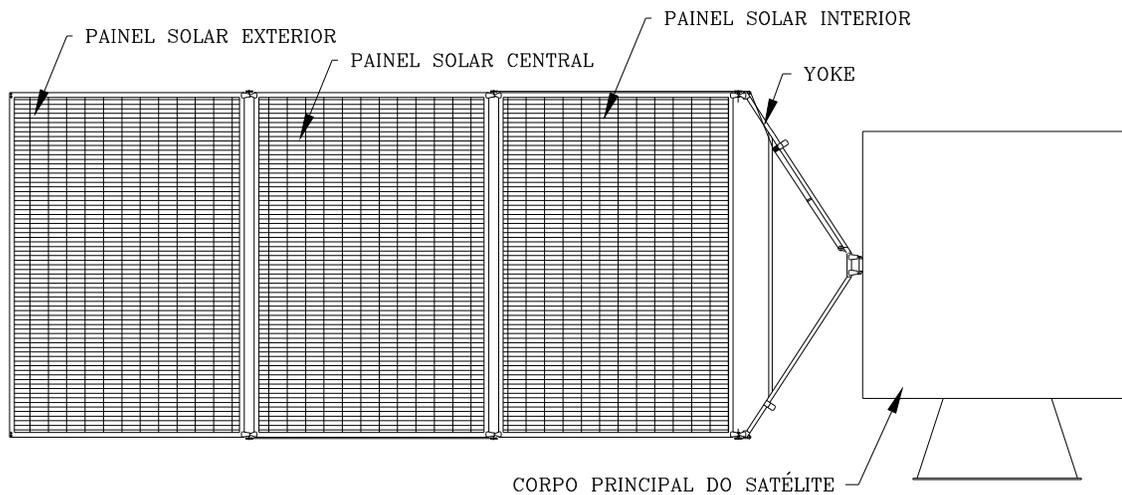


Figura 3.1: Gerador solar do satélite CBERS na posição aberta.

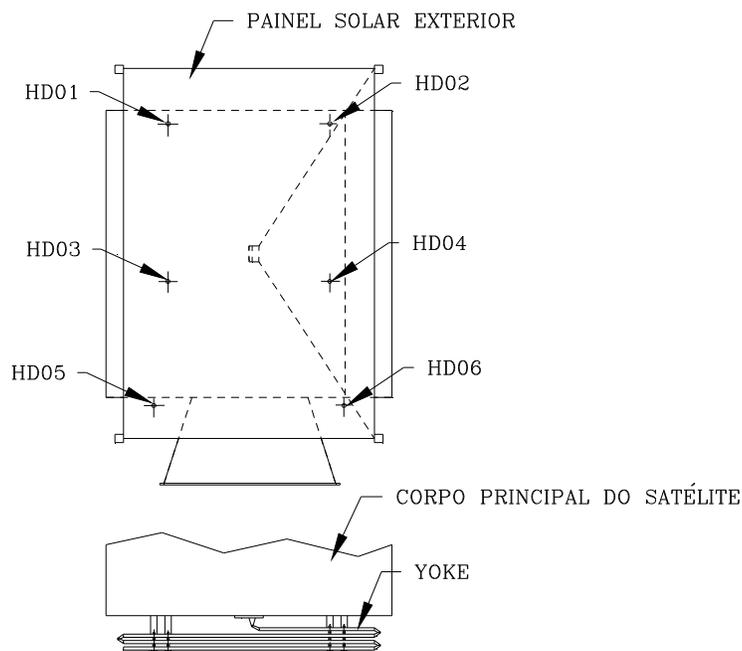


Figura 3.2: Gerador solar do satélite CBERS na posição fechada.

A parte mecânica do gerador solar do satélite CBERS é descrita a seguir [68]:

a) Três painéis solares de  $(2581 \times 1751 \times 22)$  mm cada um, chamados de painel solar interior (o mais próximo do corpo principal do satélite), painel solar central e painel solar exterior. O substrato de cada painel é formado por uma estrutura de material composto tipo

sanduíche com miolo em colméia de alumínio recoberta, em ambos os lados, por uma face em tela de fibra de carbono. As figuras 3.1 e 3.2 mostram os painéis solares.

b) Uma estrutura, chamada *yoke*, que posiciona os painéis solares distantes da sombra formada pelo corpo principal do satélite. O *yoke* é constituído por tubos quadrados de fibra de carbono e possui a metade do comprimento de um painel solar (figura 3.1).

c) Mecanismos de abertura englobando:

c.1) Mecanismos de articulação entre painéis solares. Estes mecanismos possuem um mancal esférico e funcionam aos pares, assim o eixo de articulação é definido somente após a montagem. Para acomodar os desvios de fabricação dos painéis e do *yoke* e as deformações térmicas, os mancais possuem uma pequena folga. Cada um dos mecanismos possui uma mola espiral, tipo Arquimedes, que fornece a energia para o movimento de abertura. A trava de fim-de-curso é dada por um rolete que desliza sobre uma guia circular, pressionado sobre esta por uma mola. A trava é fornecida quando o rolete penetra em uma reentrância existente em um determinado ponto da guia. O rolete atinge o ponto de trava sem que exista nenhum elemento amortecedor. O mancal conta com lubrificação seca, revestido com filme de bissulfeto de molibdênio ( $MoS_2$ ), aplicado pelo processo de *sputtering*. O *sputtering* é uma deposição física a partir da fase vapor do  $MoS_2$ , processado em alto vácuo e assistido por plasma [59]. Tem-se seis mecanismos deste tipo para o gerador solar do satélite CBERS. A figura 3.3 mostra um desenho de conjunto deste mecanismo.

c.2) Mecanismo de articulação entre o *yoke* e o BAPTA. Em corpo único, com dois mancais, possuindo funcionamento e construção similares ao mecanismo anterior. Para que os torques motores em cada um dos eixos de articulação possuam valores próximos, são montadas neste mecanismo quatro molas iguais às descritas para o mecanismo de articulação anterior. Este mecanismo faz o acoplamento da asa ao mecanismo de apontamento dos painéis solares ao sol,

chamado de BAPTA (*Bearing and Power Transfer Assembly*), que é montado no corpo principal do satélite. A figura 3.4 mostra um desenho de conjunto deste mecanismo.

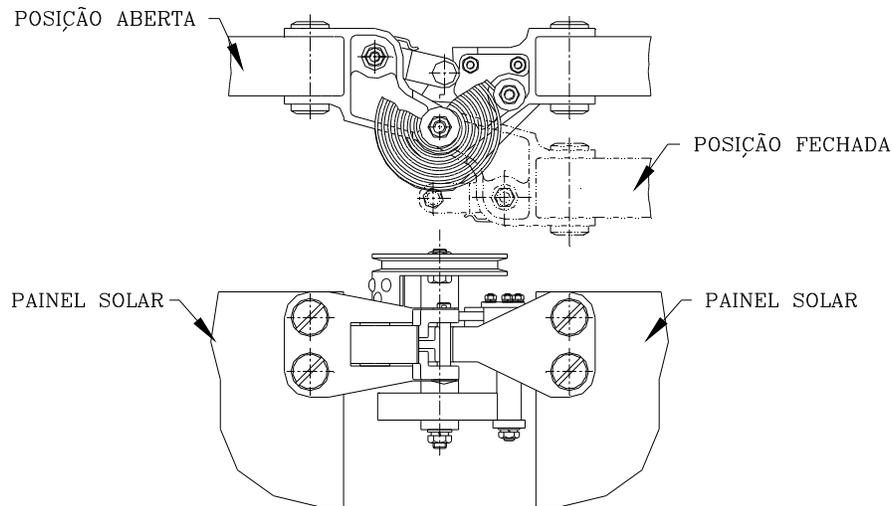


Figura 3.3: Mecanismo de articulação entre painéis solares do satélite CBERS.

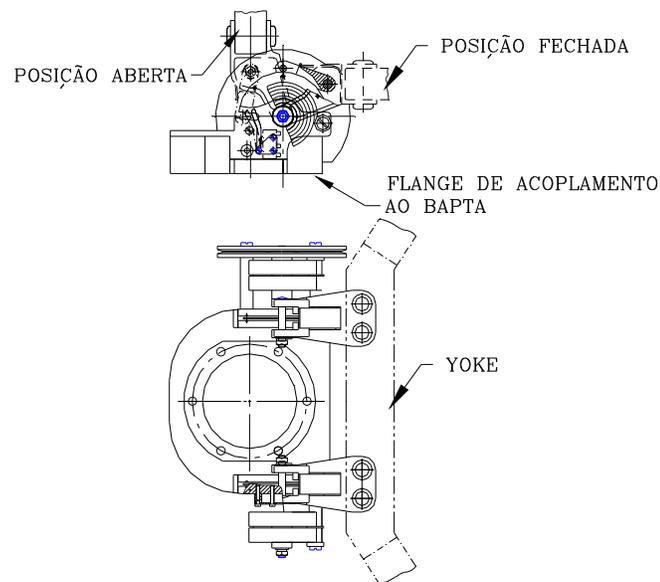


Figura 3.4: Mecanismo de articulação entre o yoke e o BAPTA do satélite CBERS.

c.3) Mecanismos de retenção. Estes mecanismos mantêm os painéis solares e o yoke na posição fechada através da aplicação de forças de retenção em seis pontos determinados. A força é aplicada através de um pino de titânio que prende o painel solar exterior ao corpo principal do

satélite, passando no interior de buchas montadas nos painéis e no *yoke*. A superfície de contato entre as buchas é revestida por uma fina camada de  $MoS_2$ , impregnada com partículas de alumina em pó. A finalidade é aumentar o coeficiente de atrito e evitar o fenômeno de adesão das superfícies no vácuo e temperaturas baixas (*vacuum cold welding*). A figura 3.2 mostra a posição de montagem deste mecanismo. Nesta figura os pontos de atuação dos mecanismos de retenção são indicados por *HD01* até *HD06*. A figura seguinte mostra detalhes deste mecanismo.

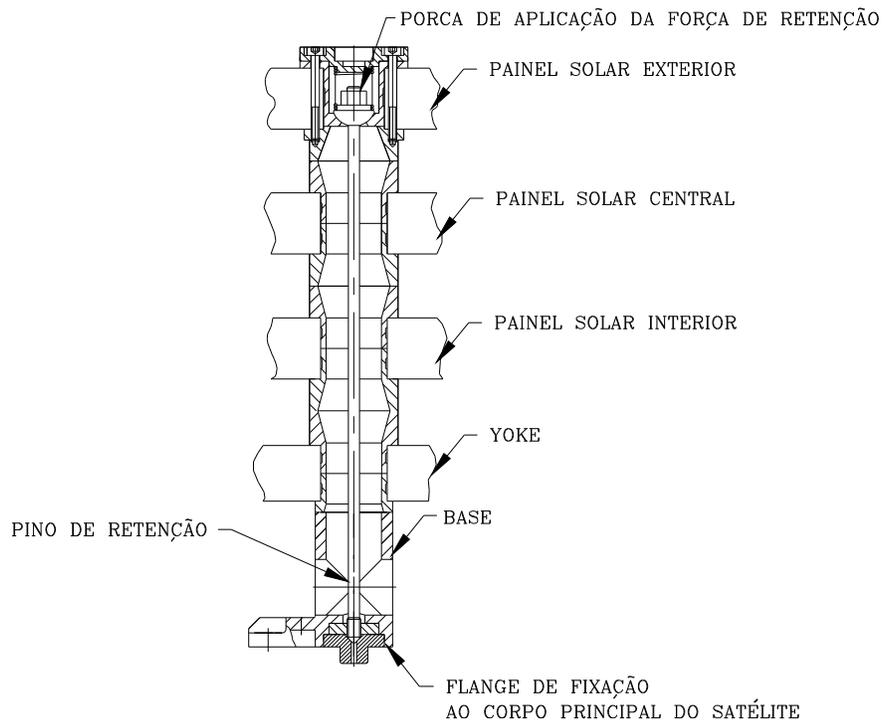


Figura 3.5: Mecanismo de retenção do satélite CBERS.

c.4) Mecanismo de liberação. É constituído por um atuador pirotécnico montado na base do mecanismo de retenção, sendo portanto em número de seis. O atuador impulsiona uma faca que corta o pino de titânio do mecanismo de retenção. Cada mecanismo possui dois ignitores com um iniciador em cada um. O objetivo da redundância é aumentar a confiabilidade pois, caso ocorra falha em um dos pirotécnicos, o movimento de abertura não será efetuado. A figura seguinte mostra a montagem do mecanismo de liberação na base do mecanismo de retenção.

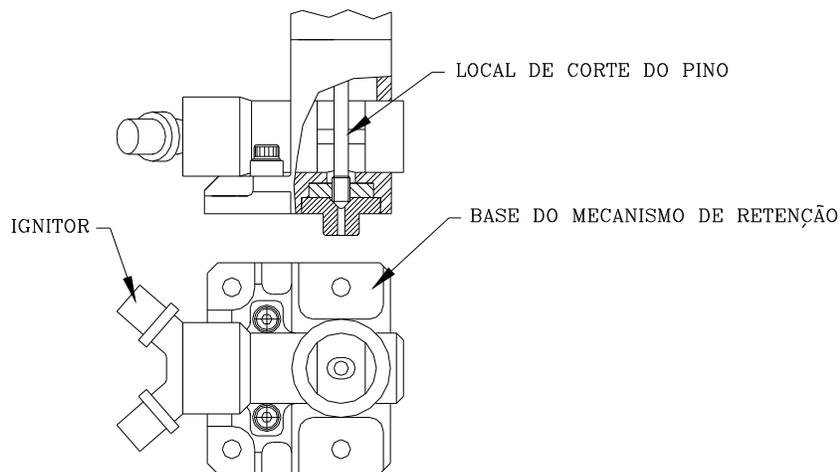


Figura 3.6: Mecanismo de liberação do satélite CBERS.

c.5) Mecanismo de sincronismo. O acoplamento do movimento angular dos painéis solares e do *yoke* é proporcionado por um conjunto de polias, montadas nos eixos de rotação dos mecanismos de articulação, e cordalhas de aço inox. No mecanismo de articulação entre o *yoke* e o BAPTA a polia possui raio duas vezes maior que as montadas nos outros mecanismos, isto se deve ao deslocamento angular do *yoke* que é metade do deslocamento dos painéis. Este mecanismo sincroniza o movimento angular do painel interior com o corpo principal do satélite, o movimento do *yoke* com o do painel central e o movimento do painel interior com o do painel exterior. Não há um controle ativo do movimento de abertura. A figura seguinte mostra este mecanismo.

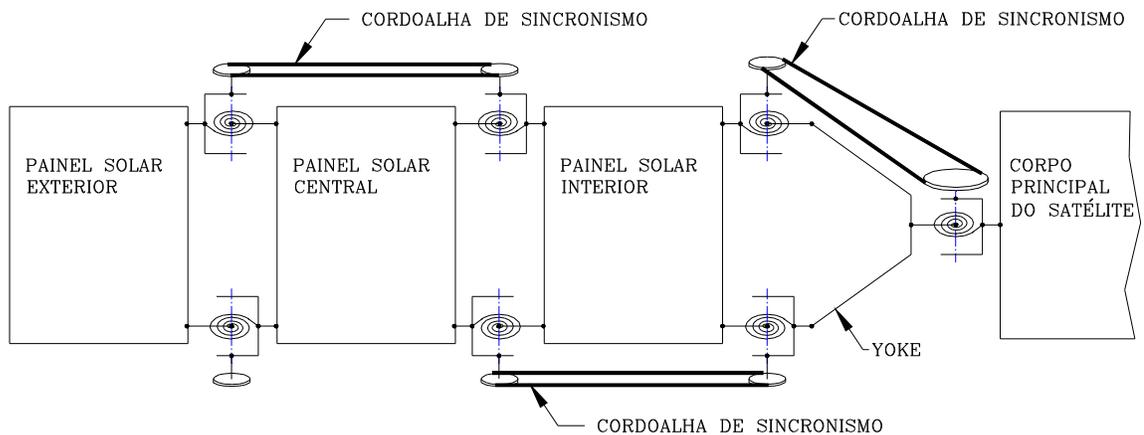


Figura 3.7: Mecanismo de sincronismo do satélite CBERS.

### 3.2 - Dispositivo de teste

O dispositivo de teste é utilizado para simular o movimento de abertura na ausência de gravidade. Tal característica é proporcionada por dispositivos de suspensão que sustentam os painéis solares e o *yoke* durante o movimento de abertura. A montagem asa é também efetuada neste dispositivo. A figura seguinte mostra o dispositivo de teste.

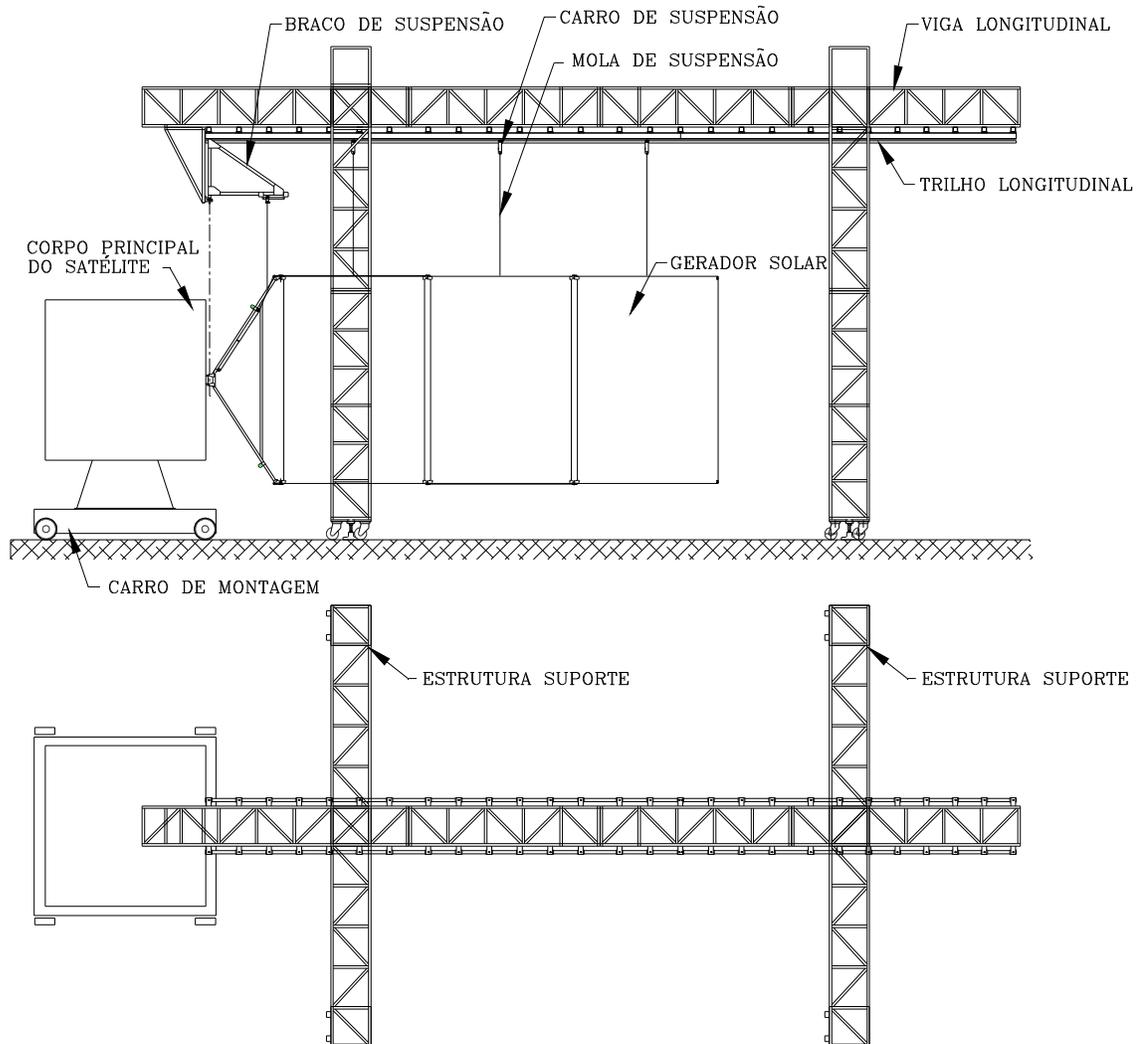


Figura 3.8: Dispositivo de teste utilizado no satélite CBERS.

O dispositivo de teste possui uma viga longitudinal, apoiada em duas estruturas de suporte, na qual é montado um trilho longitudinal. Neste trilho são montados três carros de suspensão, um para cada painel solar. Cada carro possui, além da translação longitudinal, movimento translacional transversal para compensar pequenos desalinhamentos nesta direção (figura 4.2). Em cada carro é montado um dispositivo que sustenta o painel solar através de uma mola de suspensão (figura 4.4). Desta maneira cada um dos carros de suspensão translaciona no trilho suspendendo e acompanhando os respectivos painéis solares durante o movimento de abertura.

Uma estrutura auxiliar, montada na viga longitudinal principal, sustenta o *yoke*, acompanhando-o durante o movimento de abertura. Um dispositivo de suspensão similar ao dos painéis é utilizado. Esta estrutura é chamada de braço de suspensão do *yoke* (figura 4.3). A projeção vertical de seu eixo de rotação é coincidente com o eixo do mecanismo de articulação entre o *yoke* e o BAPTA. O satélite, montado em um carro, é posicionado conforme indicado na figura 3.8. Não há movimento do carro em relação ao solo do laboratório durante o teste de abertura.

Os desvios de linearidade e de nivelamento do trilho, o desvio da posição angular do satélite em relação ao trilho, a constante elástica das molas de suspensão, a massa dos carros de suspensão, a inércia rotacional do braço de suspensão do *yoke*, os atritos entre o trilho e o carro de suspensão e o torque de atrito no eixo do braço de suspensão do *yoke* são os parâmetros que devem ser minimizados ou convenientemente ajustados para que a interferência do dispositivo nos resultados de teste seja a menor possível.

# CAPÍTULO 4

## DESCRIÇÃO DO PROBLEMA E HIPÓTESES SIMPLIFICADORAS

Este capítulo apresenta uma descrição detalhada do problema baseada em cada um dos parâmetros de projeto. Ao final são apresentados os graus de liberdade e hipóteses simplificadoras que definem os modelos de simulação dinâmica.

### 4.1 - Massas e momentos de inércia

As massas e momentos de inércia translacionais e rotacionais dos painéis solares, a massa e momento de inércia rotacional do *yoke* e as massas e momentos de inércia translacionais e rotacionais dos mecanismos de articulação são as grandezas de massa do problema na condição de órbita. As massas e momentos de inércias translacionais dos carros de suspensão, a massa e momento de inércia rotacional do braço de suspensão são as grandezas de massa, além das citadas para a condição de órbita, na condição de laboratório. A hipótese 1, descrita na seção 4.7, trata das propriedades de massa e a seção 5.1, traz os resultados encontrados para os cálculos efetuados.

### 4.2 - Torques e forças motoras

A energia necessária para vencer os atritos estáticos e dinâmicos e mover a asa para a posição aberta é proveniente dos torques das molas montadas nos mecanismos de articulação,

dos torques provenientes da montagem dos cabos elétricos entre os painéis solares e das forças de montagem devido às deformações apresentadas pelos painéis solares.

#### **4.2.1 - Molas dos mecanismos de articulação**

As molas são do tipo espiral de Arquimedes e fornecem um torque motor proporcional a posição angular dos painéis, dado através de um carregamento prévio nas molas. No eixo de rotação entre o *yoke* e o BAPTA tem-se quatro molas e nos demais duas. Sendo as molas iguais e o comprimento do *yoke* metade do comprimento do painel solar, tem-se um equilíbrio entre os torques motores de cada um dos eixos de articulação. A montagem dos mecanismos de articulação é efetuada de tal maneira que o torque aplicado é sempre motor. Por motivo de confiabilidade é desejado que um torque residual permaneça nas molas ao final do movimento de abertura. A seção 5.2.1 apresenta a determinação destes torques.

#### **4.2.2 - Cabos elétricos**

A energia elétrica gerada nas células solares é transmitida através de cabos elétricos que passam de um painel solar a outro, e do painel solar interior ao *yoke*, até os conectores existentes no BAPTA. Os cabos elétricos utilizados possuem núcleo de cobre revestido por prata e isolado com PTFE (Poli-Tetra Fluor Etileno).

Projetos elétricos como o do gerador solar do CBERS, devido a exigência de vários circuitos elétricos distintos, apresentam um número de cabos elétricos elevado. Sendo assim é necessário, na região de passagem citada, otimizar a configuração, ou lay-out dos cabos, de maneira a diminuir a interferência destes na dinâmica de abertura.

Nas regiões de passagem o cabo elétrico é montado coincidentemente com o eixo de articulação por intermédio de dois suportes. Um dos suportes fixa os cabos ao painel solar de onde o cabo é proveniente e o outro ao painel solar de destino. Desta maneira, durante o movimento de abertura, os cabos realizam um movimento de torção no mesmo eixo em que as molas dos mecanismos de articulação atuam. Tal configuração é a que apresenta melhor

linearidade no comportamento do torque dos cabos. A montagem dos cabos é feita de tal maneira que o torque é motor na maior parte do movimento de abertura. A figura 4.1 mostra a configuração de montagem adotada no satélite CBERS.

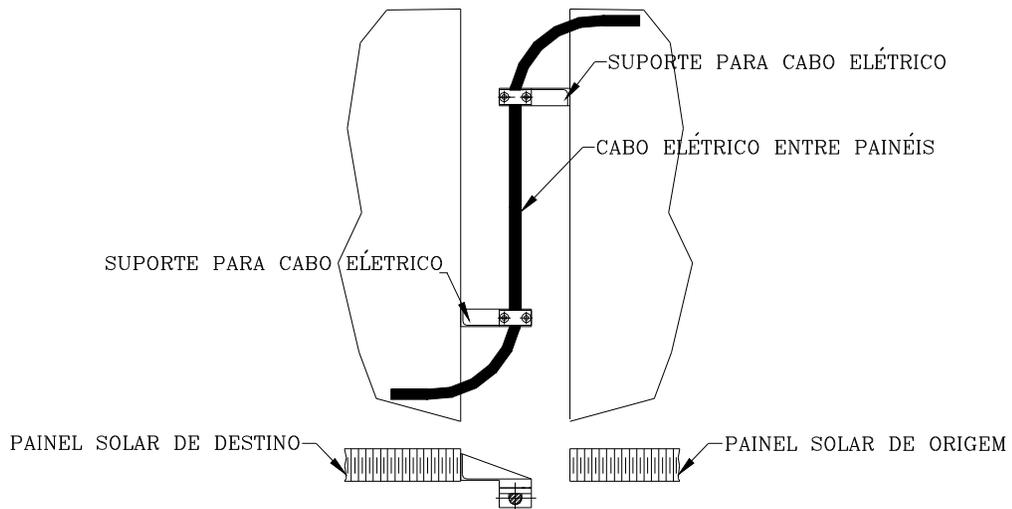


Figura 4.1: Configuração dos cabos elétricos na região de passagem entre painéis solares.

Os cabos, por serem compostos por diversos fios de material maleável torcidos entre si e revestidos por material plástico, apresentam um comportamento viscoelástico quando submetidos a torção. Nos ensaios de determinação dos torques dos cabos elétricos, seção 5.2.2, foi investigado o comportamento dos torque em função do tempo e os valores de torque apresentados consideram a energia dissipada pelos cabos elétricos de acordo com o procedimento de ensaio adotado. De qualquer maneira, qualquer resíduo do comportamento viscoelástico dos cabos elétricos é considerado no ajuste de parâmetros do modelo descrito na seção 4.3.1.

#### 4.2.3 - Forças devido às deformações dos painéis solares

Devido às forças dinâmicas provenientes do lançamento, a asa na posição fechada é firmemente fixada ao corpo principal do satélite através das forças aplicadas pelos pinos dos mecanismos de retenção. A finalidade é evitar deslocamentos entre as buchas de contato. Por

outro lado, os painéis solares apresentam desvios de planicidade decorrente da fabricação da estrutura e do processo de colagem das células solares. A aplicação da força de retenção provoca um deslocamento dos painéis até que as buchas do mecanismo de retenção, coladas aos painéis, entrem em contato. O deslocamento ocorre dentro do regime elástico e, após a liberação do mecanismo de retenção pelos atuadores pirotécnicos, os painéis voltam à forma anterior, atuando como se fossem uma grande mola de flexão. Este movimento de retorno significa a liberação de uma quantidade significativa de energia que pode ser representada por forças impulsivas, atuando nos seis pontos de restrição de cada um dos painéis, em um curto intervalo de tempo no início do movimento de abertura. A hipótese 9, descrita na seção 4.7, simplifica o tratamento do problema e a seção 5.2.3 apresenta os resultados obtidos.

### **4.3 - Torques e forças de atrito**

Os torques e forças de atrito do problema em laboratório são os torques de atrito nos mecanismos de articulação, as forças de atrito entre os carros de suspensão e o trilho e o torque de atrito no eixo de articulação do braço de suspensão. No ambiente espacial tem-se somente os torques de atrito nos mecanismos de articulação.

#### **4.3.1 - Mecanismos de articulação**

O torque de atrito nos mecanismos de articulação é proveniente do mancal e do contato do rolete de trava com a respectiva guia de deslizamento.

Os mancais dos mecanismos de articulação possuem lubrificação seca com filme de  $MoS_2$  (bissulfeto de molibdênio). As propriedades de atrito em tais mancais são fortemente dependentes de fatores como a força de contato, velocidade de deslizamento, continuidade da operação e composição dos gases no ambiente de trabalho. A absorção de vapor de água aumenta de maneira considerável a tensão de cisalhamento do filme de  $MoS_2$  e, conseqüentemente, ocorre um aumento proporcional dos coeficientes de atrito. Assim, o melhor

desempenho deste tipo de mancal é obtido no ambiente espacial, onde sabe-se que a atmosfera dentro de um satélite possui uma presença muito pequena de vapor de água [58] e [59].

As forças atuando nos mancais dos mecanismos de articulação, durante o movimento de abertura em laboratório, podem ser atribuídas ao seguinte: (1) ao nivelamento do trilho; (2) à linearidade do trilho; (3) à inclinação do satélite em relação ao trilho; (4) aos problemas de ajuste de posição dos painéis solares e *yoke* durante a montagem; (5) à defasagem dos carros de suspensão em relação aos respectivos painéis solares e do braço de suspensão em relação ao *yoke*, o que será visto na seção 4.7; (6) às diferentes massas e inércias dos painéis solares e *yoke*; (7) as diferenças existentes entre torques motores em cada um dos eixos de articulação; (8) à interação aerodinâmica ser preponderante no painel solar exterior (hipótese 6, seção 4.7) e (9) às diferentes forças iniciais na cordoalha de sincronismo com a asa na posição fechada.

A determinação das forças atuando nos mancais é muito difícil, se ainda assim for possível. Não conhecendo as magnitudes de tais forças, os torques de atrito nos mancais dos mecanismos de articulação são também desconhecidos. Este é o único parâmetro de projeto que não foi determinado. O artigo [60] cita como conclusão a não existência de amortecimento viscoso dependente da velocidade em mancais como os dos mecanismos de articulação do CBERS. O ajuste de parâmetros do modelo de simulação dinâmica em laboratório, apresentado na seção 8.2, é efetuado introduzindo-se estimativas para o torque de atrito nos mancais dos mecanismos de articulação. Tais estimativas são baseadas em constantes multiplicando o torque motor resultante determinado na seção 5.7.

Para conhecer o torque motor na condição espacial deve-se realizar ensaios de determinação do torque de atrito em cada um dos mecanismos de articulação, submetendo-os a esforços conhecidos, no ambiente de laboratório e espacial. Os resultados devem ser comparados, estabelecendo-se uma relação matemática entre os resultados obtidos.

O movimento do rolete de trava sobre a guia de deslizamento acrescenta um torque resistente ao movimento de abertura. Este torque depende principalmente da força de contato proporcionada por uma mola que pressiona o rolete sobre a guia, e do material da guia de deslizamento. Este torque, devido ao valor ser muito pequeno e da dificuldade em medi-lo, assim como o resíduo da energia dissipada pelos cabos elétricos, descrita na seção 4.2.2, serão estimados juntamente com os torques de atrito nos mancais.

#### 4.3.2 - Dispositivo de teste

O dispositivo de teste foi descrito na seção 3.2 e a figura 3.8 ilustra o dispositivo utilizado no CBERS. O carro de suspensão do dispositivo de teste translaciona pelo trilho apoiado por rolamentos. A figura 4.2 mostra detalhes do carro de suspensão.

Os torques de atrito nos rolamentos, durante o movimento de abertura, acarretam o aparecimento de uma força em contraposição ao movimento de translação dos carros. Tal força é função da força aplicada sobre os mancais, ou seja da força aplicada pela mola de suspensão do painel solar e do peso do carro de suspensão, e também do tipo de rolamento, da lubrificação existente e da montagem. Na mesma direção e sentido, tem-se também a força de atrito do anel externo do rolamento com a superfície do trilho. Ambas as forças serão chamadas de forças de atrito equivalente entre o carro de suspensão e o trilho e ocorrem durante todo o movimento de abertura, dissipando energia.

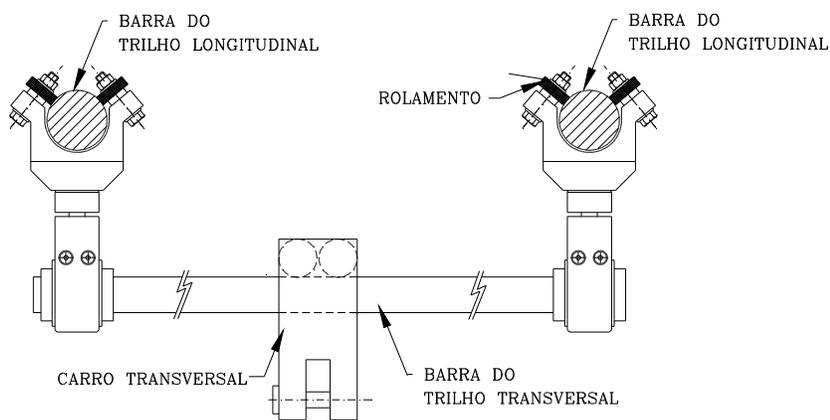


Figura 4.2: Carro de suspensão do dispositivo de teste.

O atrito nos mancais de rolamento existentes no eixo do braço de suspensão do dispositivo de teste acarreta o aparecimento de um torque de atrito neste eixo. Este torque de atrito é função da geometria e da massa do braço de suspensão, da força aplicada pela mola de suspensão do *yoke* e também do tipo de rolamento, da lubrificação existente e da montagem. A figura 4.3 mostra detalhes do braço de suspensão.

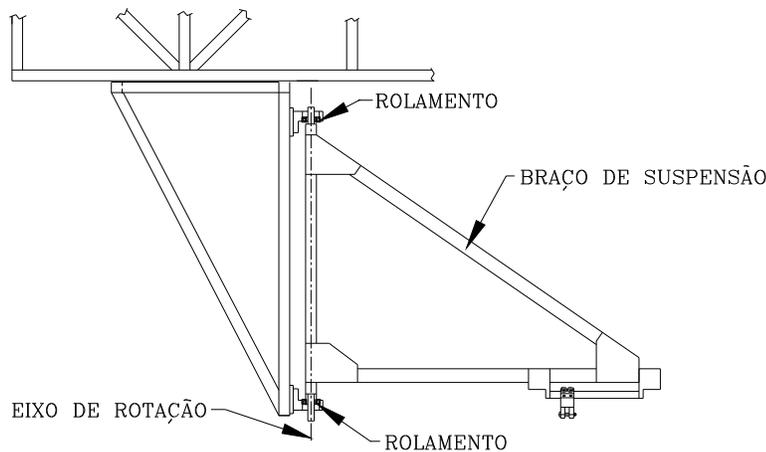


Figura 4.3: Braço de suspensão do dispositivo de teste.

As forças de atrito equivalentes e o torque de atrito descritos possuem componentes estáticas e dinâmicas. As forças de atrito dinâmica nos carros de suspensão e o torque de atrito dinâmico no braço de suspensão, ambos de natureza Coulombiana, são consequência da ação da força da gravidade no problema. A hipótese 7, seção 4.7, trata do torque de atrito no braço de suspensão e a hipótese 8 trata do atrito estático equivalente. A seção 5.3 apresenta a determinação das forças de atrito.

#### 4.4 - Molas de suspensão

As molas de suspensão são molas helicoidais de tração que, por suspenderem os painéis e o *yoke*, evitam um aumento dos esforços nos mancais dos mecanismos de articulação durante o movimento de abertura. A origem das forças nos mancais dos mecanismos de articulação é apresentada na seção 4.3.1. As molas de suspensão armazenam ou descarregam energia

conforme a posição do carro de suspensão em relação ao painel solar. A seção 5.4 apresenta a determinação das forças exercidas por estas molas. A figura seguinte ilustra as molas de suspensão.

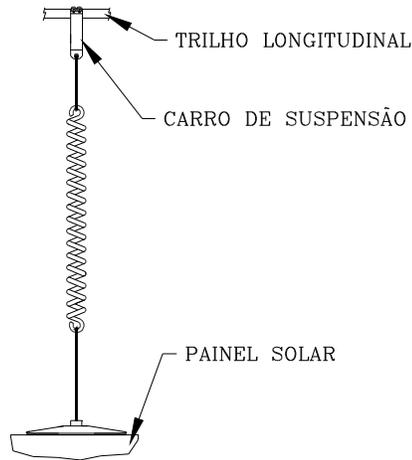


Figura 4.4: Mola de suspensão do dispositivo de teste.

#### 4.5 - Nivelamento do trilho e inclinação do satélite

A influência da força da gravidade nos testes deve ser a menor possível. Assim o ajuste de posição do trilho deve ser tal que os desvios de linearidade e de nivelamento sejam mínimos. O satélite, representado pelo flange de acoplamento do BAPTA e pelas bases do mecanismo de retenção (figura 3.5), cujas superfícies de contato com as buchas de retenção foram previamente ajustadas com o flange, deve estar em um ângulo de  $90^\circ$  em relação ao trilho. Os desvios de nivelamento e da inclinação do satélite em relação ao trilho devem ser medidos e incorporados ao modelo de simulação dinâmica em laboratório. A seção 5.5 apresenta o procedimento de determinação e os resultados das medidas realizadas. A figura seguinte ilustra o descrito.

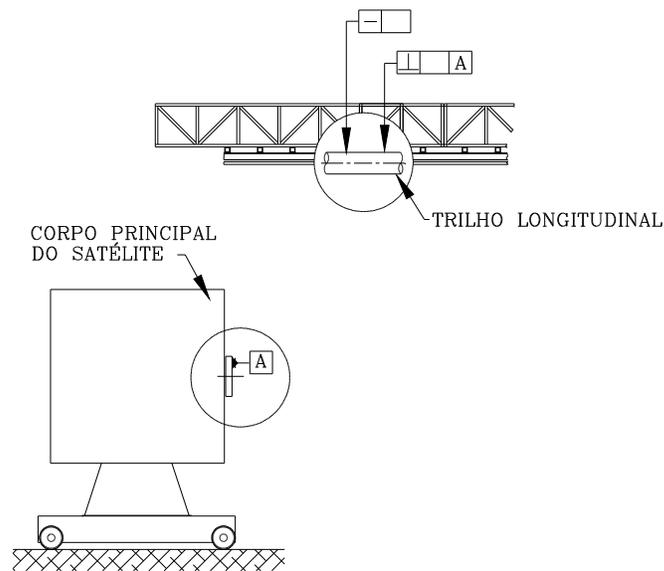


Figura 4.5: Nivelamento do trilho do dispositivo de teste e inclinação do satélite.

#### 4.6 - Interação aerodinâmica dos painéis solares em laboratório

Durante o movimento de abertura os painéis solares interagem aerodinamicamente com o ar existente dentro do laboratório de testes. Esta interação é de natureza complexa devido ao movimento de desdobramento dos painéis. No início do movimento o painel solar exterior está com a máxima área voltada para a direção do fluxo de ar, no entanto a velocidade da asa e, conseqüentemente a velocidade do ar no laboratório, neste momento é muito baixa. Conforme a asa vai abrindo muda a área de projeção do painel solar exterior em relação ao fluxo de ar (ângulo de ataque), a velocidade do ar incidindo sobre o painel solar exterior vai aumentando progressivamente, uma esteira de turbulência aparece atrás deste painel e os painéis solares central e interno começam a receber o fluxo de ar. Em um determinado ponto, onde a combinação do ângulo de ataque e velocidade do ar é favorável, a interação aerodinâmica é máxima. A partir deste ponto o ângulo de ataque começa a diminuir com rapidez até atingir zero com a asa na posição aberta.

O problema aerodinâmico, em sua forma mais ampla, é complexo, exigindo ensaios em laboratório e a construção de protótipos. A determinação do tipo de regime do fluxo de ar

(turbulento ou laminar) e a variação do ângulo de incidência do fluxo sobre diferentes áreas dos painéis solares são as dificuldades maiores encontradas na formulação e determinação da solução do problema. A hipótese 6, seção 4.7, simplifica o problema. As forças e os torques aerodinâmicos são determinadas na seção 5.6. A figura seguinte ilustra parcialmente a interação aerodinâmica dos painéis solares.

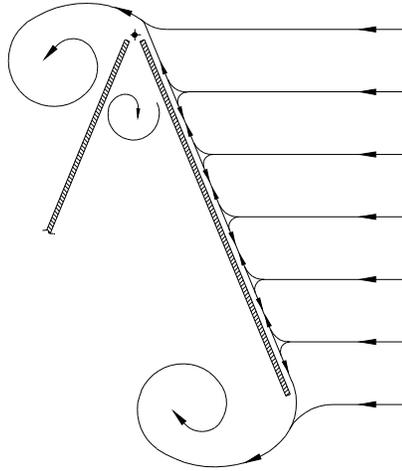


Figura 4.6: Interação aerodinâmica dos painéis solares com o ar do laboratório de testes.

#### 4.7 - Graus de liberdade e hipóteses simplificadoras

Conforme apresentado na seção 3.1 tem-se para a asa do gerador solar três painéis solares e um *yoke*, articulados conforme pode ser observado na figura 4.7. Pode-se identificar quatro ângulos que ocorrem nos eixos de articulação citados: ângulo  $\alpha_1$  entre o corpo principal do satélite e o *yoke* (eixo 1); ângulo  $\alpha_2$  entre o *yoke* e o painel solar interior (eixo 2); ângulo  $\alpha_3$  entre o painel solar interior e o painel solar central (eixo 3) e ângulo  $\alpha_4$  entre o painel solar central e o painel solar exterior (eixo 4).

Os ângulos citados são acoplados através do mecanismo de sincronismo. A cordoalha de sincronismo deve possuir flexibilidade tal que (1) acomode os desvios de fabricação e montagem, sem acrescentar esforços excessivos nos mancais dos mecanismos de articulação, e

(2) limite as diferenças angulares, que ocorrem durante o movimento de abertura entre os ângulos citados, de maneira a evitar grandes diferenças nas velocidades angulares. As diferenças angulares que ocorrem são então devido à flexibilidade da cordoalha e à variação das forças nos mancais durante o movimento de abertura, conforme descrito na seção 4.3.1.

Cada ângulo possuirá, em um determinado instante, uma diferente posição angular, ou seja quatro graus de liberdade do problema são devidos ao mecanismo de sincronismo.

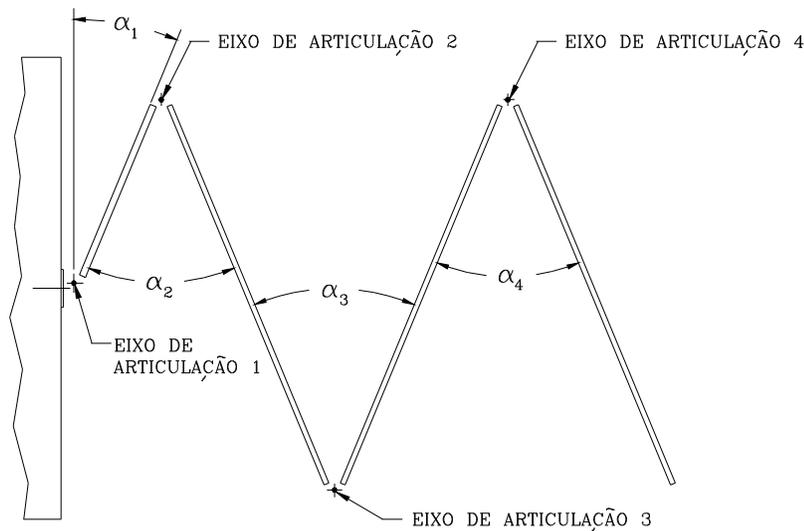


Figura 4.7: Diferentes ângulos durante o movimento de abertura.

A condição de laboratório acrescenta complexidade ao problema. As figuras 4.8 e 4.9 ilustram o citado. Cada um dos carros de suspensão apresenta durante o movimento de abertura uma diferença de posição em relação ao respectivo painel, ou seja ao se movimentar pelo trilho o carro de suspensão pode frear ou então acelerar o painel solar. Como há um carro de suspensão para cada painel solar, tem-se o acréscimo de três graus de liberdade ao problema, representados pelos ângulos  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  e  $\beta_4$ . Da mesma maneira, durante o movimento de abertura, ocorre uma diferença de posição entre o braço de suspensão e o *yoke*, dada pelo ângulo  $\beta_1$ , o que representa mais um grau de liberdade do problema.

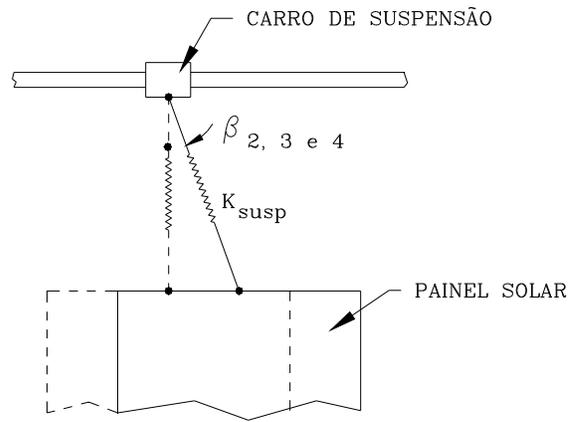


Figura 4.8: Diferença de posição entre os carros de suspensão e os painéis solares.

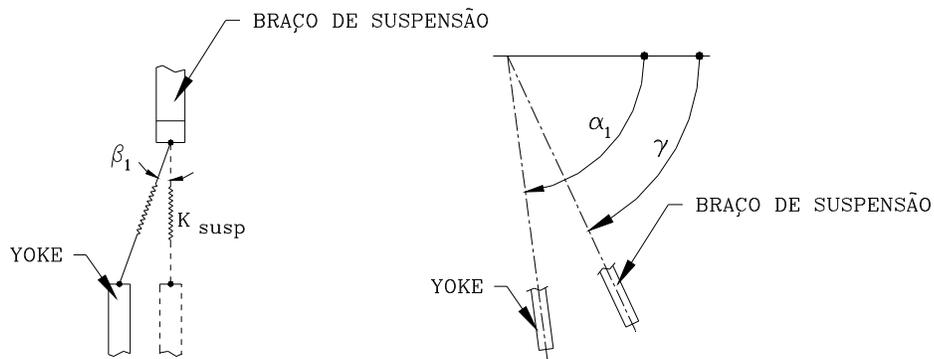


Figura 4.9: Diferença de posição angular entre o braço de suspensão e o yoke.

onde:  $\gamma$  = ângulo entre o braço de suspensão e o corpo principal do satélite.

As hipóteses apresentadas a seguir são propostas com a finalidade de definir e simplificar o problema.

**Hipótese 1:** As massas dos mecanismos de articulação podem ser agregadas aos painéis solares vizinhos e ao yoke, simplificando o cálculo das propriedades de massa e o número de elos do problema. Da mesma maneira as massas das molas de suspensão podem ser agregadas aos respectivos painéis solares e carros de suspensão. As estruturas dos painéis podem ser consideradas como de massa uniformemente distribuída.

**Hipótese 2:** Durante o movimento de abertura as acelerações nos painéis solares e no *yoke* não devem provocar uma diferença significativa entre a posição estimada do centro de massa (CM) e a posição real destes. Sendo assim os painéis solares e o *yoke* serão admitidos como elementos rígidos. Os mecanismos de abertura e demais elementos do dispositivo de teste, por tratarem-se de elementos metálicos robustos, também serão tratados como rígidos. Ou seja, a flexibilidade destes elementos não será considerada nos modelos de simulação dinâmica.

**Hipótese 3:** As folgas existentes nos mancais dos mecanismos de articulação, descritas na seção 3.1, itens c.1 e c.2, são de ordem de grandeza muito pequena quando comparadas com as dimensões dos painéis. A sua influência nos resultados do problema é desprezível e seu modelamento complexo, sendo assim tais folgas não serão incluídas nos modelos de simulação dinâmica.

**Hipótese 4:** O eixo do mecanismo de apontamento de painéis solares, o BAPTA, estará travado para evitar danos aos mancais provocados pelo choque ao final do movimento de abertura.

**Hipótese 5:** As diferenças angulares provenientes da flexibilidade da cordoalha do mecanismo de sincronismo são mínimas, não influenciando o resultado final do modelo.

**Hipótese 6:** A influência da interação aerodinâmica no painel solar exterior é preponderante em relação à dos demais painéis. Assume-se que, devido à esteira de turbulência a que os painéis solares central e interior estarão sujeitos, as pressões aerodinâmicas nas superfícies frontal e posterior de tais painéis possuem valores aproximados. Desta maneira as forças aerodinâmicas nestes painéis também possuem valores aproximados, mas como estas atuam nos dois lados do painel e, portanto, em sentidos opostos, as resultantes serão zero. Um modelo considerando apenas o painel solar exterior e desprezando os efeitos da turbulência na superfície oposta à exposta ao fluxo, pode representar, com boa aproximação, os efeitos da interação aerodinâmica na asa como um todo.

**Hipótese 7:** Os torques de atrito nos mancais do braço de suspensão do dispositivo de teste são considerados de valor desprezível, além de serem de difícil determinação. É admitido apenas um valor de referência a ser utilizado durante as verificações anteriores à montagem do gerador solar no dispositivo de teste.

**Hipótese 8:** Os atritos estáticos equivalentes entre o carro de suspensão e o trilho são considerados de valor desprezível. É também admitido neste caso um valor de referência a ser utilizado durante as verificações preliminares à montagem do gerador solar no dispositivo de teste. Os atritos no carro de suspensão transversal são desprezíveis.

**Hipótese 9:** As forças devido às deformações dos painéis solares, que atuam em cada um dos painéis solares, serão consideradas atuando apenas no painel solar exterior para efeito de simplificação da modelagem. Somente as forças nos pontos de retenção *HD03* e *HD04* (figura 3.2) serão consideradas, o que simplifica a execução dos testes de abertura.

**Hipótese 10:** Os torques de atrito estático nos mancais dos mecanismos de articulação são considerados de valor desprezível.

De acordo com as hipóteses 3 e 4 os painéis e *yoke* rotacionam apenas nos eixos de articulação 1, 2, 3 e 4, que são indicados na figura 4.7 (eixo *z*). A hipótese 5 transforma os quatro graus de liberdade, referentes aos ângulos  $\alpha_1$ ,  $\alpha_2$ ,  $\alpha_3$  e  $\alpha_4$ , em apenas um grau de liberdade, que será chamado de ângulo de abertura  $\alpha$ . O ângulo  $\alpha_1$ , durante o movimento de abertura, varia de  $0$  a  $90^\circ$  e os demais ângulos de  $0$  a  $180^\circ$ . Para efeito de simplificação  $\alpha$  será considerado variando de  $0$  a  $90^\circ$ . Assim os valores da velocidade angular citados no texto serão os da velocidade angular do *yoke*. A velocidade angular dos painéis solares será duas vezes maior que a do *yoke*.

Tem-se então cinco graus de liberdade para o modelo de simulação dinâmica em laboratório, ou seja  $\alpha$ ,  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  e  $\beta_4$ , e nove elos para o mecanismo (*yoke*, painel solar interior, painel solar central, painel solar exterior, braço de suspensão e os três carros de

suspensão). A figura 4.10 ilustra os graus de liberdade citados. Para o modelo de simulação em órbita tem-se um grau de liberdade, ou seja  $\alpha$ , e quatro elos para o mecanismo (yoke, painel solar interior, painel solar central e painel solar exterior). A figura 4.11 ilustra o citado.

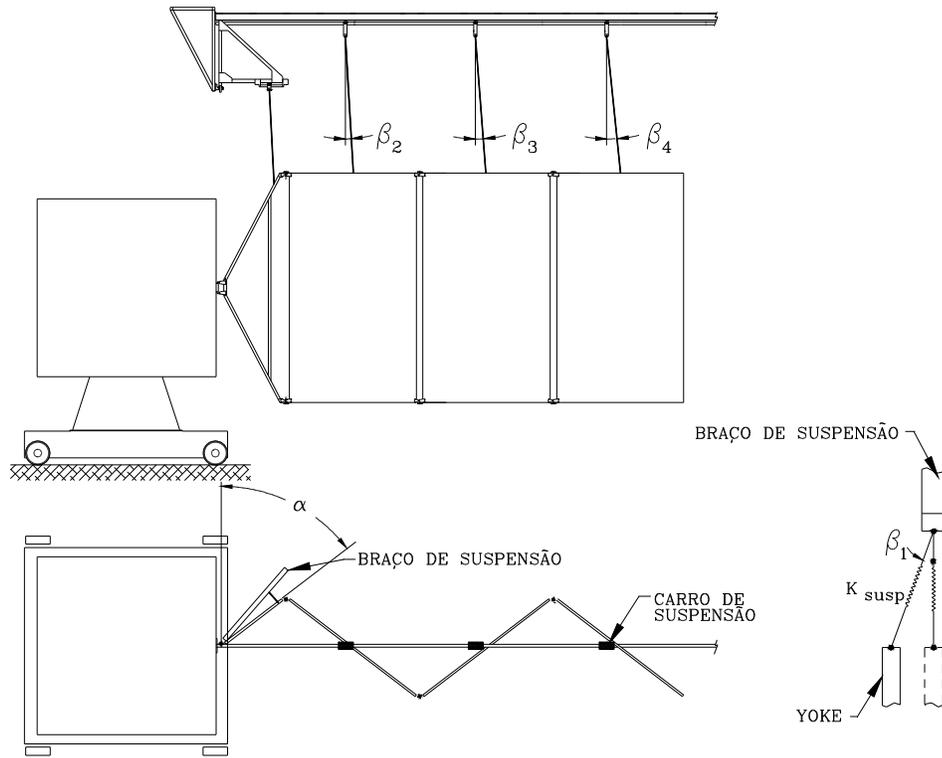


Figura 4.10: Graus de liberdade para o modelo de simulação dinâmica em laboratório.

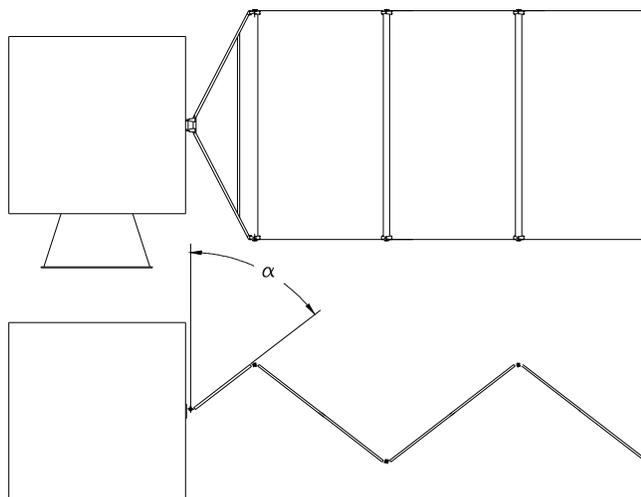


Figura 4.11: Grau de liberdade para o modelo de simulação dinâmica em órbita.

# CAPÍTULO 5

## DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DO PROBLEMA

Este capítulo apresenta os resultados encontrados na determinação dos parâmetros do problema descritos no capítulo anterior. Os meios utilizados, ou seja, cálculos, programas, ensaios e medidas físicas são descritos.

### 5.1 - Massas e momentos de inércia

As massas e momentos de inércia foram calculadas utilizando-se o programa INÉRCIA, dedicado exclusivamente a este tipo de atividade. Este programa, a partir da massa, geometria e localização de componentes, considerados de massa uniformemente distribuída, calcula a massa, o centro de massa (CM), determina a posição dos eixos principais de inércia e calcula os momentos e produtos de inércia do corpo como um todo. Este programa foi desenvolvido pelo Grupo de Projeto da Divisão de Mecânica Espacial e Controle (DMC) do INPE [69].

A hipótese 1, seção 4.7, simplifica os modelos dinâmicos admitindo uma distribuição das massas dos mecanismos de articulação e das molas de suspensão entre os painéis solares, *yoke* e carros de suspensão vizinhos. Admite também uma distribuição de massa uniforme na estrutura dos painéis solares.

Foram criados seis grupos, que englobam todas as massas e momentos de inércia, com a finalidade de tratar o problema da forma mais ampla possível:

**Grupo 1** (*yoke*): Estrutura do *yoke*, mecanismo de articulação entre o *yoke* e o BAPTA (parcial), mecanismos de articulação entre painéis (parcial), mola de suspensão (parcial), buchas do mecanismo de retenção no *yoke*, mecanismo de sincronismo no *yoke* e parte elétrica no *yoke*.

**Grupo 2** (painel interior): Estrutura do painel solar interior, mecanismos de articulação entre painéis (parcial), mola de suspensão (parcial), buchas do mecanismo de retenção no painel solar interior, mecanismo de sincronismo no painel solar interior e parte elétrica no painel solar interior.

**Grupo 3** (painel central): Estrutura do painel solar central, mecanismos de articulação entre painéis (parcial), mola de suspensão (parcial), buchas do mecanismo de retenção no painel solar central, mecanismo de sincronismo no painel solar central e parte elétrica no painel solar central.

**Grupo 4** (painel exterior): Estrutura do painel solar exterior, mecanismos de articulação entre painéis (parcial), mola de suspensão (parcial), buchas, pinos e demais partes do mecanismo de retenção no painel solar exterior e parte elétrica no painel solar exterior.

**Grupo 5** (carro de suspensão): Carro de suspensão e mola de suspensão (parcial).

**Grupo 6** (braço de suspensão): Braço de suspensão e mola de suspensão (parcial).

As partes elétricas citadas compreendem: SCAs (*Solar Cell Assemblies*, compostos pela célula solar, vidro de cobertura, adesivo e conector), cabos elétricos, suportes para cabos, diodos, conectores, sensores e isolamento elétrico do painel.

A determinação das massas e momentos de inércia de cada um dos grupos compreendeu o levantamento das massas, geometria e localização do centro de massa de cada um dos componentes envolvidos, e a utilização do programa citado. O anexo A traz, de acordo com os agrupamento acima, as listagens dos resultados obtidos no programa INÉRCIA. A tabela 5.1 resume os resultados obtidos:

Tabela 5.1: Massa, localização do CM e inércias para cada um dos grupos de massa.

Grupo	Massa (kg)	Localização do CM (mm)			Inércia ( $Kg \cdot m^2$ )		
		eixo x	eixo y	eixo z	$I_x$	$I_y$	$I_z$
1- Yoke	5,42	0	507,5	116,6	3,590	3,198	0,392
2- Painel interior	14,22	2,2	1835,5	-44,5	8,602	12,435	3,835
3- Painel central	13,91	2,5	3664,5	-33,6	8,336	12,089	3,755
4- Painel exterior	13,86	3,0	5443,5	-16,0	8,335	12,132	3,917
5- Carro de suspensão							
Painel interior	4,6	0	1825	0	--	--	--
Painel central	4,6	0	3654	0	--	--	--
Painel exterior	4,6	0	5483	0	--	--	--
6- Braço de suspensão	6,5	0	473,7	0	1,389	0,376	1,013

As seguintes observações são válidas:

i-Os resultados mostrados para a localização do CM são referentes a um sistema de referência localizado no centro da flange de acoplamento do BAPTA e correspondem a asa na posição aberta, conforme indicado nas figuras 5.1 e 5.2.

ii-Os momentos de inércias foram calculados em relação a um sistema de referência com origem no CM determinado para cada um dos respectivos grupos.

iii-Os produtos de inércia encontrados são de valores desprezíveis quando comparado aos demais. Desta maneira os eixos do sistema de referência localizado no CM dos grupos, podem ser considerados como eixos principais de inércia.

iv-A orientação dos eixos do sistemas de referência localizados no CM dos grupos e do sistema de referência localizado no centro da flange de acoplamento do BAPTA, são as mesmas orientações dos eixos principais do satélite.

As figuras 5.1 e 5.2 mostram as posições dos CM de cada um dos grupos e a orientação dos sistemas de referências locais e global.

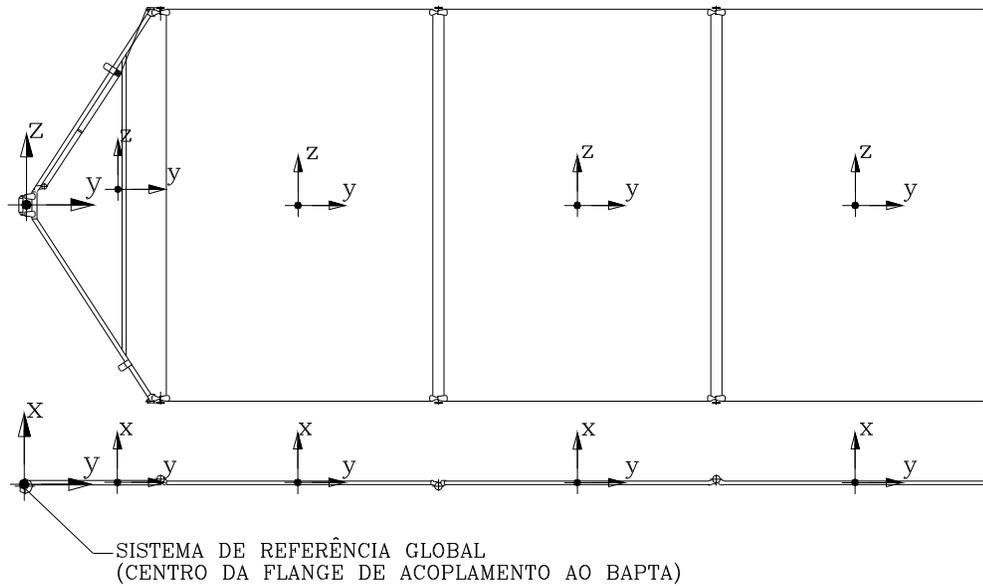


Figura 5.1: Posição do CM, orientação e localização dos eixos de referência para o *yoke* e painéis solares.

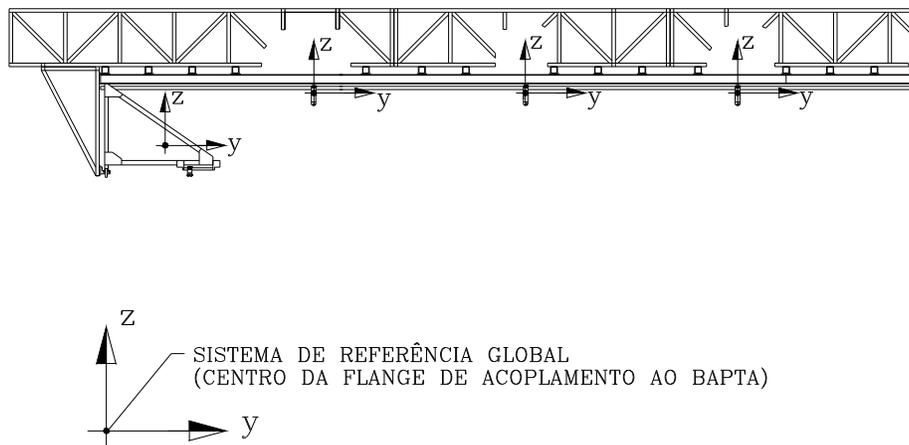


Figura 5.2: Localização do CM, orientação e localização dos eixos de referência para os carros de suspensão e braço de suspensão do dispositivo de teste.

## 5.2 - Torques e forças motoras

### 5.2.1 - Molas dos mecanismos de articulação

As constantes elásticas das molas espirais dos mecanismos de articulação foram determinadas através de ensaios. A referência [70] traz a descrição dos ensaios e os resultados obtidos. Uma curva típica do torque em função do ângulo, extraídas deste relatório, é mostrada no anexo B. Baseado nos resultados dos ensaios pode-se escrever um valor médio para a constante elástica:

$$K_{mec} = 1,45 \cdot 10^{-3} \quad [N \cdot m / grau] \quad (5.1)$$

O apêndice A apresenta o cálculo da constante elástica desta mola. Existe uma pequena diferença entre o valor médio de ensaio e o calculado. Esta diferença é devida aos erros de medida nos ensaios, às diferenças encontradas nas dimensões das molas e ao atrito entre as espiras.

O valor médio dos resultados de ensaio é o valor que deverá ser utilizado para o cálculo do torque. O torque aplicado pela mola é dado pela seguinte expressão:

$$T_{mec} = K_{mec} \cdot (\varphi - \alpha) \quad (5.2)$$

onde:

$\varphi$  = ângulo de pré-torque da mola

$\alpha$  = ângulo de abertura

Pode-se observar da expressão 5.2 que o torque diminui conforme aumenta o ângulo de abertura. O torque em cada um dos eixos de articulação e ao final do movimento de abertura deverá ser sempre motor (seção 4.2.1), assim tem-se:  $\varphi > \alpha$ .

No eixo de articulação entre o *yoke* e o BAPTA são montadas quatro molas e nos demais duas molas. Sendo o ângulo de pré-torque igual a 500 *graus* para todas as molas, tem-se os seguintes torques aplicados pelas molas dos mecanismos de articulação em cada um dos eixos:

$$T_{mec1} = 2,9000 - 0,0058 \cdot \alpha$$

$$T_{mec2} = T_{mec3} = T_{mec4} = 1,4500 - 0,0058 \cdot \alpha$$

(5.3)

De acordo com a seção 4.7, o ângulo de abertura  $\alpha$  varia de 0 a 90 graus. A figura seguinte ilustra a variação do torque em função do ângulo de abertura:

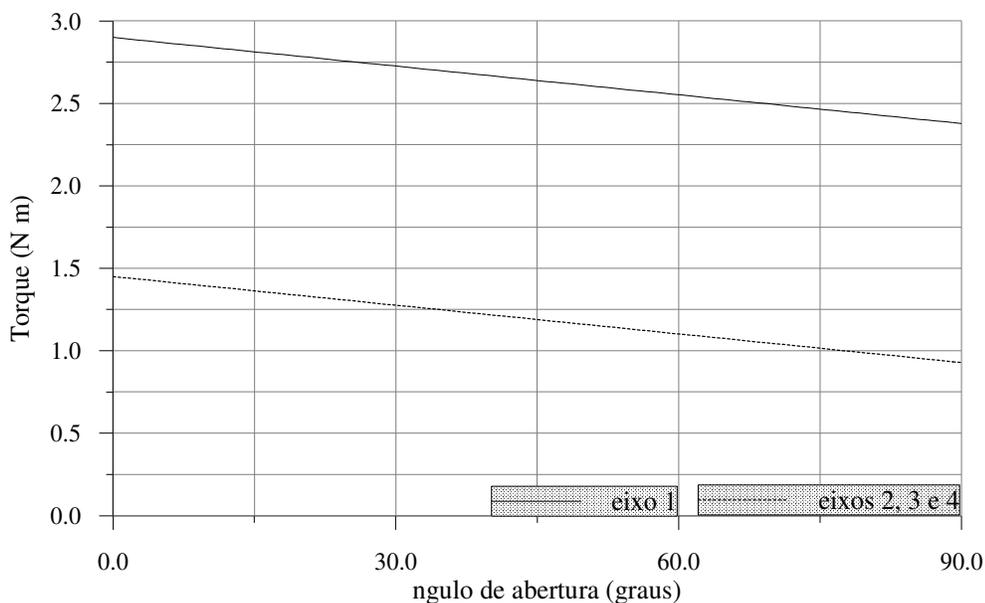


Figura 5.3: Torques aplicados pelas molas dos mecanismos de articulação em função do ângulo de abertura.

### 5.2.2 - Cabos elétricos

Os torques devido aos cabos elétricos em cada um dos eixos de articulação foram determinados através de ensaios. Um dispositivo, baseado em células de carga utilizando extensômetros elétricos, foi projetado para esta finalidade. A figura 5.4 traz um desenho ilustrativo deste dispositivo.

O dispositivo foi projetado para medidas nas diferentes configurações de projeto. Foram efetuadas medidas na temperatura de laboratório e investigado o comportamento do torque nos extremos de temperatura previstos na condição espacial, ou seja  $-75^{\circ}C$  e  $+70^{\circ}C$ . Devido ao comportamento viscoelástico dos cabos elétricos foi efetuada também uma investigação do

comportamento dos torques em função do tempo. A referência [71] traz uma completa descrição dos trabalhos realizados e os resultados obtidos. Algumas curvas, selecionadas do citado relatório, estão no anexo C.

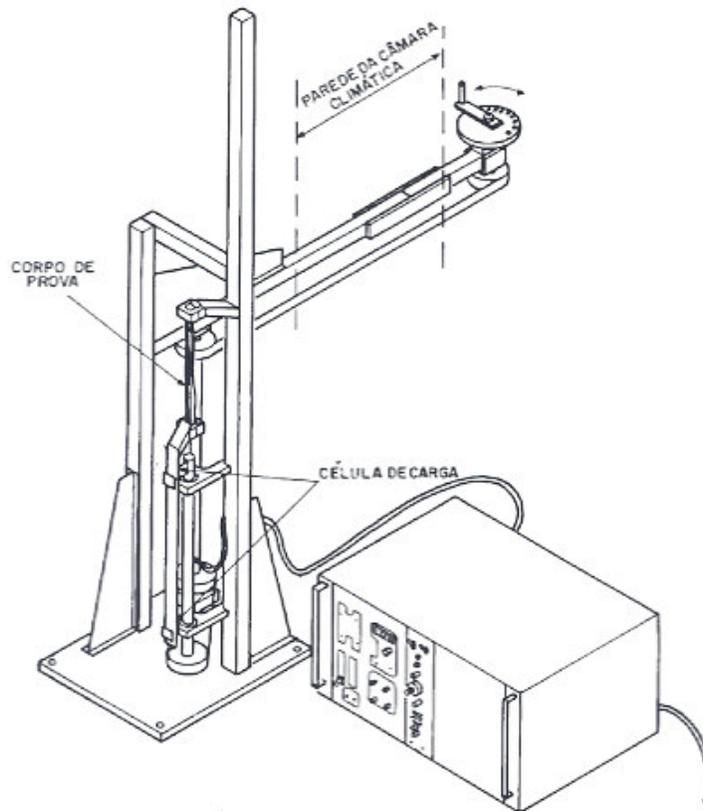


Figura 5.4: Dispositivo para medição dos torques devido aos cabos elétricos.

Seguem os resultados do somatório dos torques dos cabos elétricos em cada um dos eixos de articulação, no ambiente de laboratório e após um determinado tempo necessário à estabilização do torque:

$$T_{cab1} = 0,0907 - 0,0011 \cdot \alpha$$

$$T_{cab2} = 0,1359 - 0,0022 \cdot \alpha$$

$$T_{cab3} = 0,1049 - 0,0021 \cdot \alpha$$

$$T_{cab4} = 0,0607 - 0,0014 \cdot \alpha$$

(5.4)

Cabe lembrar novamente que o ângulo de abertura  $\alpha$  varia de 0 a 90 graus. A figura seguinte ilustra a variação do torque em função do ângulo de abertura  $\alpha$ .

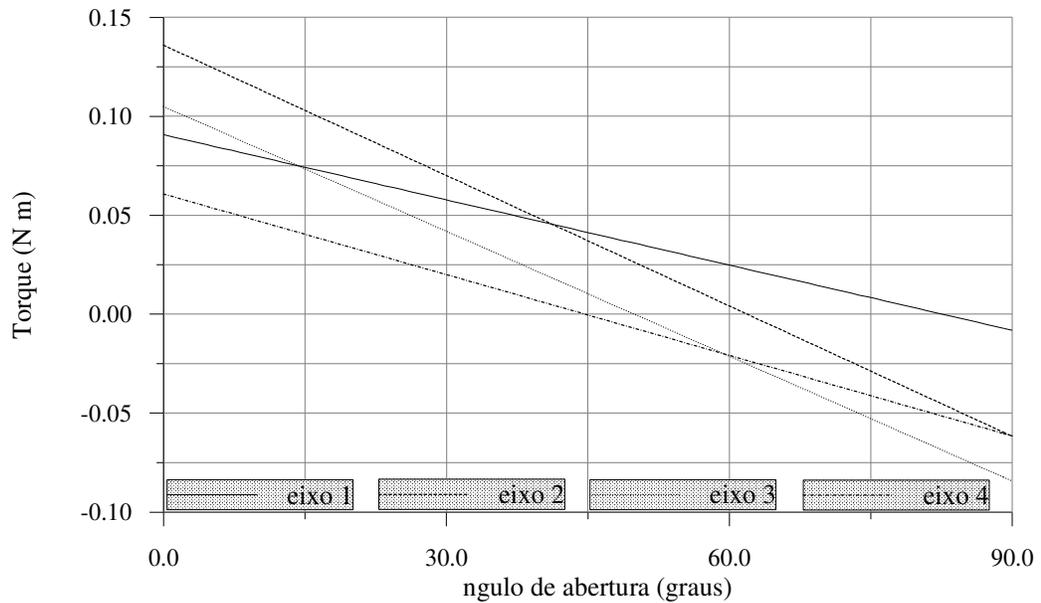


Figura 5.5: Torque devido aos cabos elétricos em função do ângulo de abertura.

Os torques aplicados pelos cabos elétricos, após um determinado tempo de montagem na posição fechada, apresentam uma diminuição de valor. Isto ocorre devido ao comportamento visco-elástico dos cabos elétricos. Devido a este comportamento dos cabos pode-se observar na figura 5.5 que no início do movimento de abertura o torque dos cabos é motor, mas conforme aumenta o ângulo de abertura o torque vai diminuindo, cruza o zero, e torna-se um torque resistente ao movimento.

### 5.2.3 - Forças devido às deformações dos painéis solares

As forças devido às deformações apresentadas pelos painéis solares são função da magnitude das deformações e das forças exercidas para vencê-las, ou seja das forças necessárias para que as buchas de retenção, montadas nos painéis solares e no *yoke*, entrem em contato. Tais forças e deformações foram determinadas através de medidas efetuadas no próprio modelo físico do gerador solar.

Os dispositivos de liberação pirotécnicos, devido ao alto custo, foram substituídos nos testes de abertura realizados por um outro dispositivo, simples e fácil de montar. Cabe lembrar que são seis os pontos de retenção, ou seis dispositivos pirotécnicos, e foram realizados sete testes. O dispositivo utilizado atua próximo aos dois pontos de retenção localizados na parte central dos painéis solares (pontos de retenção *HD03* e *HD04*). Os modelos de simulação dinâmica consideram então apenas as forças devido às deformações dos painéis solares nos citados pontos de retenção (hipótese 8). A figura seguinte ilustra o dispositivo utilizado.

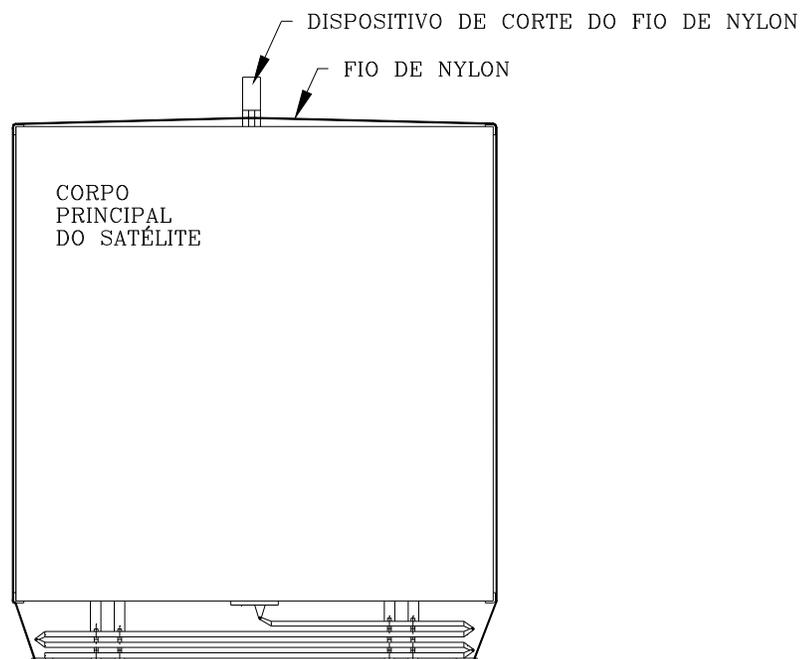


Figura 5.6: Dispositivo utilizado para fixar o gerador solar ao satélite nos testes de abertura.

Aproximando-se a asa da posição fechada, ocorre o contato somente entre algumas buchas de retenção. As forças necessárias para que as buchas montadas nos pontos de retenção *HD03* e *HD04* entrem em contato, foram medidas utilizando-se simultaneamente dois dinamômetros, um em cada ponto. As deformações foram obtidas montando-se os pinos de retenção e as porcas de aplicação da força de retenção (figura 3.5) nos pontos *HD03* e *HD04*. O número de voltas dado pelas porcas, desde o contato inicial até que todas as buchas entrem em

contato, corresponde ao somatório das deformações dos painéis solares naquelas posições. A hipótese 9, seção 4.7, simplifica o problema admitindo que tais forças impulsionam o movimento de abertura atuando somente no painel solar exterior.

Pode-se escrever as forças devido às deformações dos painéis em cada um dos pontos de retenção  $i$  da seguinte maneira:

$$F_{def\ i} = F_{oi} - \left( \frac{F_{oi}}{\delta_i} \right) \cdot y_{ri} \quad \text{para } 0 < y_{ri} \leq \delta_i$$

$$F_{def\ i} = 0 \quad \text{para } y_{ri} > \delta_i, \quad i=1 \text{ a } 6$$
(5.5)

onde:

$F_{oi}$  = força medida para vencer as deformações dos painéis solares no ponto de retenção  $i$

$\delta_i$  = deformação total dos painéis solares medida no ponto de retenção  $i$ .

$y_{ri}$  = deslocamento no eixo  $y$  do painel solar exterior no ponto de retenção  $i$

Examinando a expressão 5.5, observa-se que a força será máxima no instante inicial do movimento de abertura onde  $y_{ri}$  será igual a zero.

A tabela seguinte mostra os valores encontrados nas medidas realizadas para o teste de abertura assumido como teste de referência:

Tabela 5.2: Valores encontrados para forças e deformações dos painéis solares.

	Ponto de retenção <i>HD03</i>	Ponto de retenção <i>HD04</i>
$F_i$ (N)	40	40
$\delta_i$ (m)	$4 \cdot 10^{-3}$	$4 \cdot 10^{-3}$

Usando-se a expressão 5.5 e os dados da tabela 5.2, pode-se escrever as seguintes forças devido às deformações dos painéis solares nos pontos de retenção *HD03* e *HD04*:

$$F_{def\ 3} = 40 - 10000 \cdot y_{r3}, \quad F_{def\ 3} = 0 \quad \text{para } y_{r3} > 4 \cdot 10^{-3}$$

$$F_{def\ 4} = 40 - 10000 \cdot y_{r4}, \quad F_{def\ 4} = 0 \quad \text{para } y_{r4} > 4 \cdot 10^{-3}$$
(5.6)

A figura 5.7 mostra a variação das forças durante o movimento de abertura.

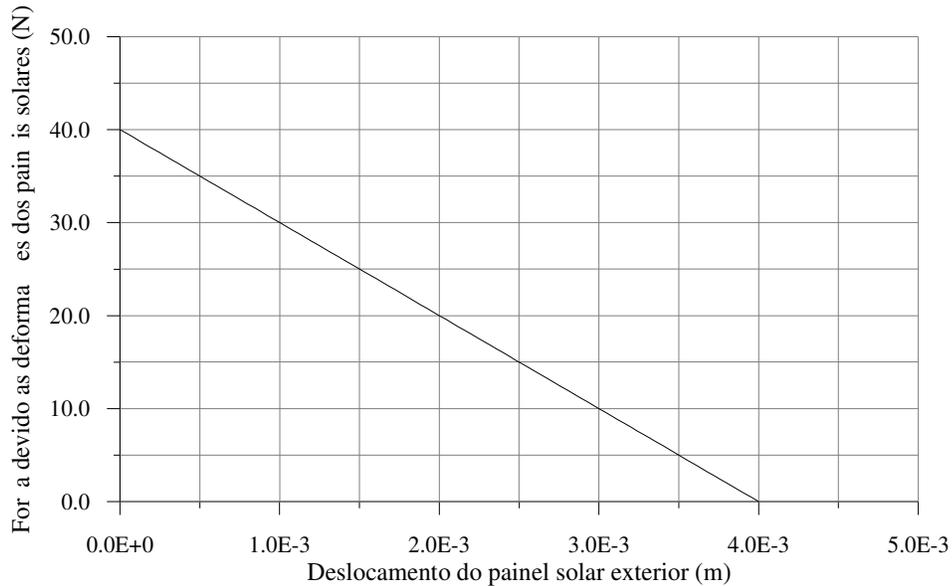


Figura 5.7: Forças devido às deformações dos painéis solares nos pontos de retenção *HD03* e *HD04* em função dos deslocamentos  $y_{r3}$  e  $y_{r4}$  do painel solar exterior durante o movimento de abertura.

### 5.3 - Forças de atrito equivalentes entre os carros de suspensão e o trilho

As forças de atrito equivalentes entre os carros de suspensão e o trilho foram descritas na seção 4.3.2. Uma maneira prática e confiável de obter-se a magnitude de tais forças é determinar o coeficiente de atrito dinâmico equivalente através de ensaios.

O coeficiente de atrito dinâmico equivalente para cada um dos carros de suspensão foi obtido da seguinte maneira: (1) foi imposto ao trilho do dispositivo de teste uma determinada inclinação; (2) o carro de suspensão foi solto no ponto 0 (extremidade alta do trilho); (3) o tempo de percurso do carro entre um ponto 1 (primeiro ponto de referência) e um ponto 2 (segundo ponto de referência), ambos de localização conhecida ao longo do trilho, foram medidos; (4) o mesmo procedimento foi repetido para os outros carros de suspensão. Conhecendo-se a inclinação do trilho, a posição dos pontos de referência e o tempo de percurso é possível calcular o coeficiente de atrito dinâmico equivalente. A figura 5.8 ilustra o problema.

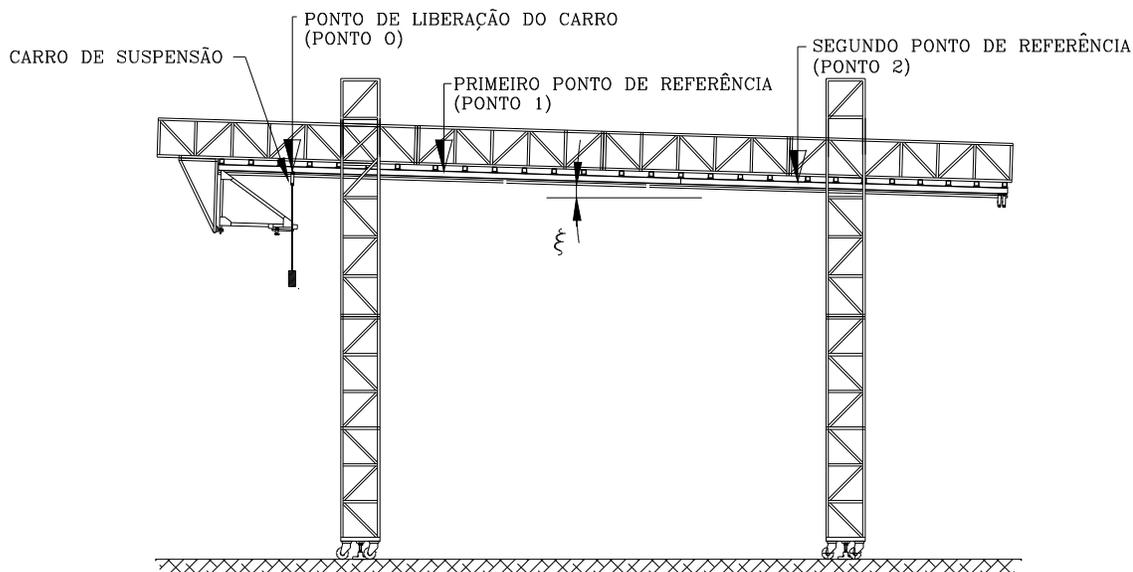


Figura 5.8: Configuração do ensaio de determinação do coeficiente de atrito equivalente.

onde:  $\xi$  = ângulo de inclinação do trilho do dispositivo de teste

O Apêndice B apresenta o modelo matemático elaborado para calcular o coeficiente de atrito. Tem-se, para os três conjuntos trilho-carro de suspensão, o seguinte valor para o coeficiente de atrito dinâmico equivalente:

$$\mu_{din} = 8,92 \cdot 10^4 \quad (5.7)$$

As forças de atrito dinâmica em cada um dos conjuntos carro de suspensão e trilho, podem ser escritas como:

$$F_{atrdini} = 8,92 \cdot 10^4 \cdot F_{suspi}, \quad i=1 \text{ a } 3 \quad (5.8)$$

onde:

$F_{suspi}$  = força de suspensão no painel solar  $i$

A força de suspensão varia durante o movimento de abertura, principalmente devido a defasagem do carro de suspensão em relação ao painel solar, e sua determinação será apresentada na seção seguinte. A força de atrito dinâmica equivalente ocorre sempre no sentido

oposto ao do deslocamento do carro de suspensão. A força de atrito estática equivalente não será considerada de acordo com a hipótese 8, seção 4.7.

#### 5.4 - Forças nas molas de suspensão dos painéis solares

Experiências de outros projetos [72] indicam que  $1,0 \text{ mm}$  de deslocamento da mola de suspensão deve corresponder a uma força equivalente a  $1,0$  a  $2,0 \%$  do peso do painel solar. O apêndice C apresenta o cálculo efetuado. Para a mola escolhida tem-se o seguinte valor para a constante elástica:

$$K_{susp} = 2580 \quad [N/m] \quad (5.9)$$

Este valor corresponde a uma força de  $1,8 \%$  do peso do painel solar para  $1,0 \text{ mm}$  de deslocamento, estando portanto em conformidade com o citado anteriormente. As forças nas molas de suspensão podem ser escritas da seguinte maneira:

$$F_{susp_i} = K_{susp_i} \cdot (d_i + d_{oi}), \quad i=1 \text{ a } 4 \quad (5.10)$$

onde:

$d_i$  = deslocamento da mola de suspensão do painel solar ou *yoke*  $i$ , a partir do deslocamento inicial  $d_{oi}$ .

$d_{oi}$  = deslocamento inicial da mola de suspensão do painel solar ou *yoke*  $i$

Admitindo-se como deslocamento inicial da mola aquele proporcionado pelo peso do painel ou *yoke*, tem-se:

$$M_i \cdot g = K_{susp_i} \cdot d_{oi} \quad \text{ou seja,} \quad d_{oi} = \frac{M_i \cdot g}{K_{susp_i}}, \quad i=1 \text{ a } 4 \quad (5.11)$$

onde:

$M_i$  = massa do painel solar ou *yoke*  $i$

$g$  = aceleração da gravidade

Substituindo a expressão 5.11 na 5.10, tem-se:

$$F_{susp\ i} = K_{susp\ i} \cdot d_i + M_i \cdot g, \quad i=1 \text{ a } 4 \quad (5.12)$$

Substituindo as massas de acordo com os valores da tabela 5.1 e usando a mesma mola de suspensão para todos os elementos da asa, tem-se as seguintes forças de suspensão para os painéis solares e *yoke*:

$$\begin{aligned} F_{susp\ yoke} &= 2580 \cdot d_{yoke} + 53,2 \\ F_{susp\ int} &= 2580 \cdot d_{int} + 139,5 \\ F_{susp\ cent} &= 2580 \cdot d_{cent} + 136,5 \\ F_{susp\ ext} &= 2580 \cdot d_{ext} + 136,0 \end{aligned} \quad (5.13)$$

As direções de aplicação das forças são determinadas pelas posições dos pontos de montagem das molas de suspensão nos painéis solares e no *yoke* e pelos ângulos  $\beta_1$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  e  $\beta_4$ , que são descritos na seção 4.7.

### 5.5 - Determinação do nivelamento do trilho e da inclinação do satélite

A determinação do nivelamento do trilho do dispositivo de teste e da inclinação do satélite em relação ao trilho foi efetuada através de um sistema de medidas por triangularização, usando-se teodolitos colimadores.

O procedimento utilizado foi o seguinte: (1) uma etiqueta tipo alvo foi colada em um dos carros de suspensão; (2) a localização do alvo em diferentes posições do carro no trilho foi adquirida pelo sistema de medidas, através de triangularização com dois teodolitos; (3) a retilineidade e o nivelamento foram calculados pelo sistema de medidas; (4) as posições dos planos das superfícies superiores das seis bases do mecanismo de retenção foram adquiridas pelo sistema de medidas; (5) um plano médio representando tais superfícies foi calculado pelo

sistema de medidas; (6) um espelho óptico foi fixado ao satélite como referência do plano calculado; (7) a posição angular do satélite foi ajustada em relação ao trilho, usando-se um teodolito colimador e o espelho de referência fixado ao satélite. Os resultados finais estão ilustrados na figura 5.9:

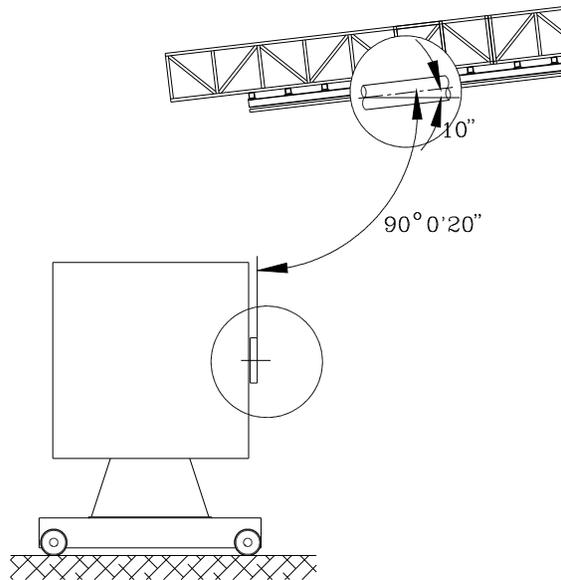


Figura 5.9: Resultados do nivelamento do trilho e da inclinação do satélite.

De acordo com a figura 5.9 temos a inclinação do trilho igual a *10 segundos de grau*, ou seja contra o movimento de abertura, e a do satélite em relação ao trilho *de 90 graus e 20 segundos*, ou seja o satélite está inclinado a favor do movimento de abertura em laboratório.

### 5.6 - Forças e torque da interação aerodinâmica no painel solar exterior

A hipótese 6, seção 4.7, simplifica o problema aerodinâmico admitindo apenas a interação aerodinâmica no painel solar exterior. Nesta situação tem-se a força de arrasto (*drag*), a força de sustentação (*lift*) e o momento de arfagem (*pitch*) atuando neste painel.

A força de arrasto,  $F_a$ , corresponde a uma componente que atua na mesma direção, mas em sentido contrário ao do movimento de abertura. A força de sustentação,  $F_s$ , é uma

componente na direção normal a do movimento de abertura, empurrando o painel transversalmente. O momento de arfagem,  $M_a$ , é devido à posição de atuação que a resultante das duas forças anteriores assume durante o movimento em relação ao CM do painel solar exterior. Neste trabalho o momento de arfagem foi modelado atuando no eixo de articulação 4 entre o painel solar central e o exterior.

Conforme muda a posição angular do painel em relação ao fluxo de ar, as forças de arrasto e sustentação e, conseqüentemente, o momento de arfagem, têm também suas magnitudes modificadas. A figura seguinte ilustra o problema:

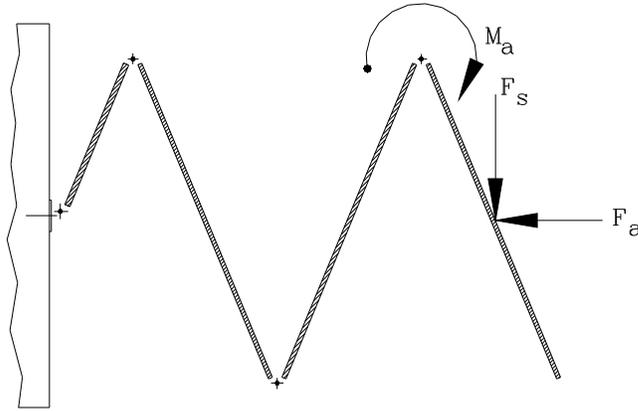


Figura 5.10: Forças de arrasto, de sustentação e momento de arfagem no painel solar exterior.

O apêndice D apresenta a formulação do problema aerodinâmico, os ensaios realizados para determinação dos coeficientes aerodinâmicos e os resultados obtidos. Como resultado final tem-se o seguinte:

$$F_a = 2,66 \cdot v_p^2 \cdot (1,30 - 1,10 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha - 4,68 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2)$$

$$F_s = 2,66 \cdot v_p^2 \cdot (-2,11 \cdot 10^{-3} + 2,07 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha - 4,13 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 + 8,88 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3 - 5,04 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha^4)$$

$$M_a = 2,33 \cdot v_p^2 \cdot (8,00 \cdot 10^{-3} + 2,20 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha - 1,32 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 - 1,25 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3)$$
(5.14)

onde:

$v_p$  = velocidade translacional no eixo y do CM do painel solar exterior

### 5.7 - Cálculo dos torques motores totais

Esta seção apresenta o somatório dos torques das molas dos mecanismos de articulação, expressão (5.2), com os torques aplicados pelos cabos elétricos, expressão (5.3). Tais torques foram determinados respectivamente nas seções 5.2.1 e 5.2.2. Tem-se então para cada eixo de articulação os seguintes torques motores resultantes:

$$T_1 = 2,9907 - 0,0069 \cdot \alpha$$

$$T_2 = 1,5859 - 0,0080 \cdot \alpha$$

$$T_3 = 1,5549 - 0,0079 \cdot \alpha$$

$$T_4 = 1,5107 - 0,0072 \cdot \alpha$$

(5.15)

A figura a seguir ilustra as expressões apresentadas anteriormente:

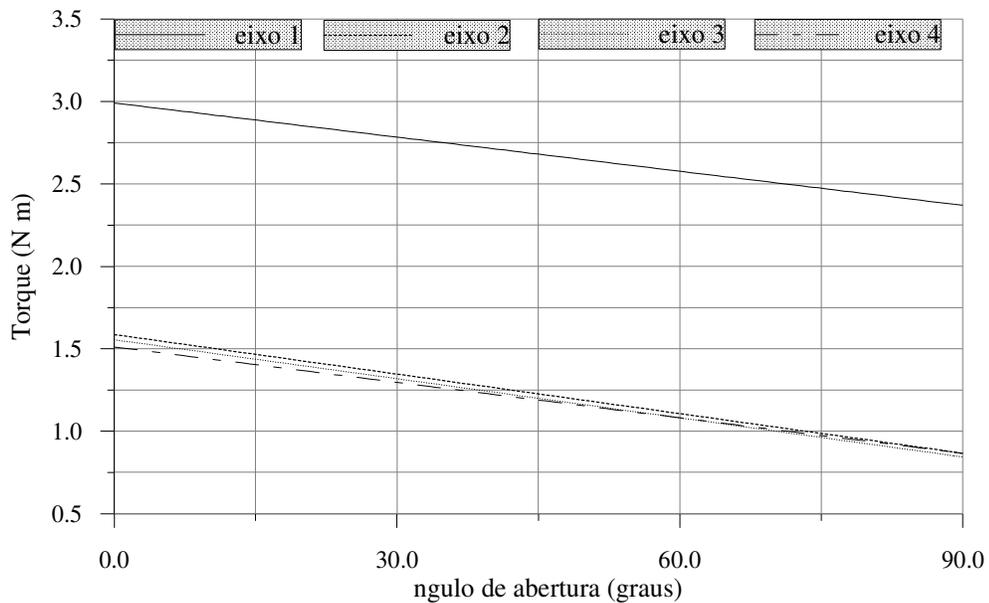


Figura 5.11: Torques motores resultantes em função do ângulo de abertura.

O torque motor resultante, tanto na condição de laboratório quanto na espacial, será determinado somente após a estimativa do torque de atrito nos mancais do mecanismo de articulação de acordo com o discutido na seção 4.3.1.

# CAPÍTULO 6

## FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Este capítulo descreve a abordagem físico-matemática do problema, apresenta a correspondente formulação Lagrangeana e a formulação utilizada pelo programa de análise computacional de mecanismos (ADAMS<sup>®</sup>) usado para resolver o problema.

### 6.1 - Abordagem do problema

O problema conforme apresentado na seção 4.7 possui, no caso do laboratório, cinco graus de liberdade. A aplicação direta das leis de movimento de Newton se torna muito difícil neste caso devido ao tratamento vetorial imposto ao problema. A abordagem Newtoniana considera cada elo individualmente e as forças de restrição, resultantes das relações cinemáticas entre os elos, devem necessariamente ser obtidas, embora estas possam não ser de interesse na solução do problema [73].

A solução também pode ser obtida através da abordagem Lagrangeana [73] em que as equações diferenciais são obtidas analiticamente, o que simplifica em muito o problema. O sistema mecânico é tratado como um todo e a formulação é baseada na energia cinética e potencial que são quantidades escalares. As forças de restrição não têm um papel fundamental e não são obrigatoriamente calculadas [73]. No entanto, no problema apresentado (CBERS), o procedimento para se atingir a solução é extenso, de difícil manipulação das equações e suscetível a erros, principalmente devido ao cálculo das derivadas temporais na determinação das equações do problema e na solução do sistema de equações. Mas, com o intuito de visualizar

com mais detalhes o citado, uma formulação Lagrangeana baseada no problema em laboratório é parcialmente apresentada na seção 6.2.

A utilização de ferramentas computacionais de cálculo simbólico é imprescindível para encontrar as equações diferenciais do problema. O trabalho de Devloo [63], voltado para a solução do problema em questão, descreve, entre outras, a obtenção das equações através da abordagem Lagrangeana e a utilização do programa *Mathematica*<sup>®</sup>. A manipulação das equações, apesar da utilização de recursos de simplificação, continua sendo extremamente trabalhosa. A solução do problema como um todo continua sujeita a erros e, caso ocorra qualquer modificação na configuração do problema, parte significativa do trabalho deve ser refeita. Este fato limita em muito as eventuais modificações a serem implementadas na formulação durante a fase de desenvolvimento do projeto.

Um software de análise dinâmica de mecanismos é a ferramenta ideal para a solução do problema. Tal software permite, entre outras facilidades, a modelagem em um ambiente gráfico-interativo de fácil manipulação, a visualização cinemática do movimento de abertura na tela e resultados gráficos completos. A obtenção das equações e a solução do sistema de equações do problema são transparentes ao usuário que pode se concentrar na modelagem e na análise dos resultados. Várias configurações podem ser testadas rapidamente, permitindo a otimização e melhoria da qualidade do projeto.

Com o objetivo de solucionar o problema e extrair o maior número possível de informações para o projeto dos mecanismos e do dispositivo de testes foi utilizado neste trabalho o software *ADAMS*<sup>®</sup> (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) da MDI (*Mechanical Dynamics, Inc.*), versão 8.0 para estações de trabalho, disponível no CCM (Centro de Competência da Manufatura) do ITA (Instituto de Tecnologia Aeroespacial). Na seção 6.3 é apresentada de uma forma geral a formulação utilizada no programa *ADAMS*<sup>®</sup>.

## 6.2 - A formulação Lagrangeana

Neste problema é possível encontrar um conjunto de coordenadas independentes, que descrevem a configuração do sistema sem violar qualquer vínculo existente entre os elos (restrições). Tem-se então tantas coordenadas quantos graus de liberdade, e portanto não é necessário introduzir qualquer equação de restrição auxiliar. A figura 6.1 ilustra o sistema de coordenadas adotado no caso laboratório:

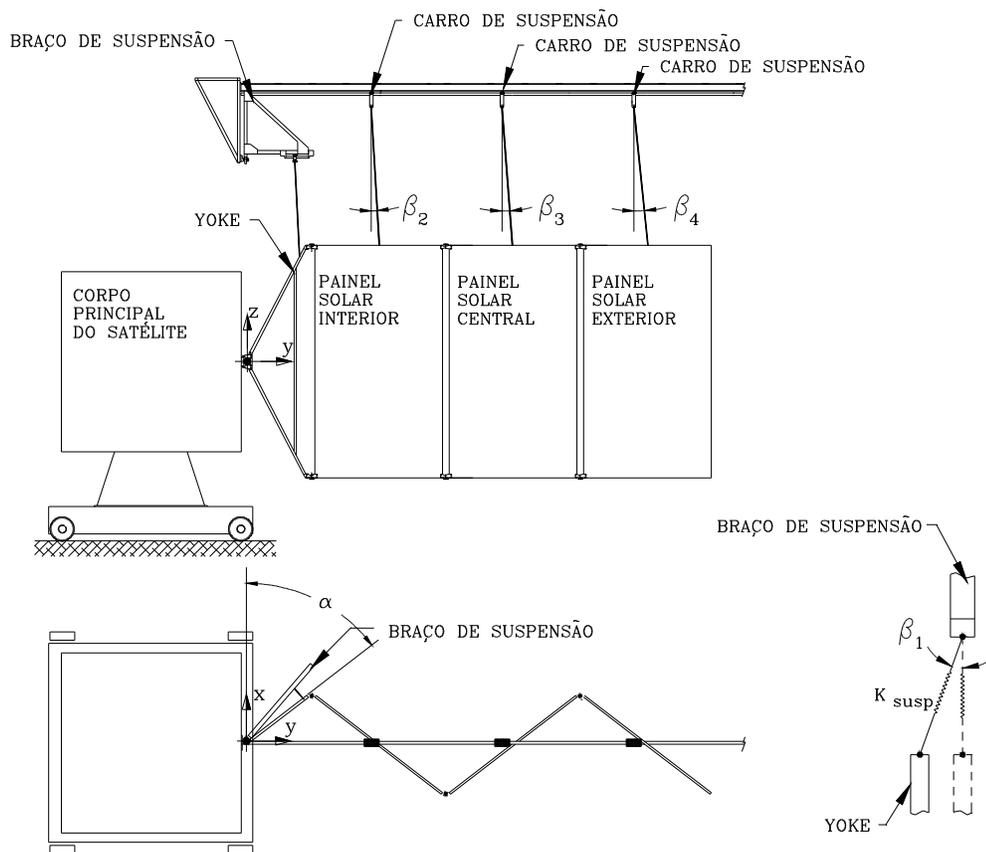


Figura 6.1: Sistema de coordenadas e elos do problema para o caso laboratório.

Tem-se para o problema em laboratório cinco coordenadas generalizadas que correspondem aos cinco graus de liberdade (seção 4.7), ou seja: o ângulo de abertura ( $\alpha$ ), os ângulos entre os painéis solares e os respectivos carros de suspensão ( $\beta_2$ ,  $\beta_3$  e  $\beta_4$ ) e o ângulo entre o braço de suspensão e o yoke ( $\beta_1$ ).

As equações de Lagrange para tal sistema podem ser escritas da seguinte maneira [73]:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} + \frac{\partial V}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6.1)$$

onde:

$n$  = número de graus de liberdade do sistema mecânico

$K$  = energia cinética

$V$  = energia potencial

$q_i$  =  $i$ -ésima coordenada generalizada

$\dot{q}_i$  =  $i$ -ésima velocidade generalizada

$Q_i$  =  $i$ -ésimas forças e torques generalizados

Usando o Lagrangeano  $L$ , definido como:

$$L = K - V \quad (6.2)$$

e sabendo que a energia potencial  $V$  não depende de  $\dot{q}_i$ , pode-se rescrever a expressão 6.1:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6.3)$$

A energia cinética  $K$  no caso laboratório é proveniente do seguinte: translação e rotação dos painéis solares (três elos); rotação do *yoke* (um elo); rotação do braço de suspensão (um elo) e da translação dos carros de suspensão (três elos). A figura 6.1 ilustra tais elos.

Pode-se escrever a energia cinética do problema na seguinte forma:

$$K = \frac{I}{2} \sum_{i=1}^8 \left[ M_i \cdot \dot{y}_{pi}^2 + I_{zi} \cdot \dot{\alpha}^2 \right] \quad (6.4)$$

onde:

$M_i$  = massa do elo  $i$

$\dot{y}_{pi}$  = velocidade translacional no eixo  $y$  do CM do elo  $i$

$I_{zi}$  = inércia rotacional no eixo  $z$  localizado no eixo de articulação do elo  $i$

$\dot{\alpha}$  = velocidade angular de abertura (eixo  $z$ )

Na seção 5.1 são apresentadas as propriedades de massa através de seis grupos que correspondem aos elos citados anteriormente.

Para a formulação apresentada, adicionalmente às hipóteses simplificadoras descritas na seção 4.7, admite-se que não serão consideradas no problema as forças devido às deformações dos painéis solares e também a influência da interação aerodinâmica nos painéis solares; o trilho será considerado nivelado e o satélite perpendicular ao trilho.

Assim, como também não é admitido movimento vertical dos painéis e *yoke* (hipóteses simplificadoras, seção 4.7), a energia potencial gravitacional não estará presente na formulação Lagrangeana do problema. A energia potencial  $V$  será então proveniente das molas dos mecanismos de articulação e das molas de suspensão e pode ser escrita na seguinte forma:

$$V = \frac{I}{2} \left[ \sum_{j=1}^4 K_{mecj} \cdot (\varphi_j - \alpha)^2 + \sum_{i=1}^4 K_{suspi} \cdot (d_i + d_{oi})^2 \right] \quad (6.5)$$

onde:

$K_{mecj}$  = constante elástica equivalente das molas dos mecanismos no eixo  $j$

$\varphi_j$  = ângulo de pré-torque médio das molas dos mecanismos no eixo  $j$

$\alpha$  = ângulo de abertura

$K_{suspi}$  = constante elástica da mola de suspensão  $i$

$d_i$  = deslocamento da mola de suspensão  $i$  durante o movimento de abertura

$d_{oi}$  = deslocamento inicial da mola de suspensão  $i$  (dado pela expressão 5.11)

As seções 5.2.1 e 5.4 apresentam respectivamente o cálculo da constante elástica das molas dos mecanismos de articulação e das molas de suspensão.

No problema como apresentado tem-se como forças generalizadas somente as forças de atrito nos carros de suspensão, que correspondem à ação da aceleração da gravidade. Para encontrar tais forças deve-se primeiramente calcular o trabalho exercido por elas:

$$W_{atr} = \sum_{i=1}^3 F_{atr\ din\ i} \cdot y_{ci} \quad (6.6)$$

onde:

$F_{atr\ din\ i}$  = força de atrito dinâmica equivalente no carro de suspensão  $i$

$y_{ci}$  = deslocamento no eixo  $y$  do carro de suspensão  $i$

A força de atrito dinâmica equivalente é dada pela expressão 5.8. Substituindo esta expressão na 6.6, tem-se:

$$W_{atr} = \sum_{i=1}^3 0.000892 \cdot F_{susp\ i} \cdot y_{ci} \quad (6.7)$$

A força de suspensão  $F_{susp\ i}$  e o deslocamento  $y_{ci}$  são função das coordenadas generalizadas  $\alpha$ ,  $\beta_2$ ,  $\beta_3$  e  $\beta_4$ , ou seja, das posições dos pontos de montagem das molas de suspensão nos painéis solares e dos ângulos entre estes pontos e os respectivos carros de suspensão.

As forças generalizadas podem ser encontradas através do cálculo do trabalho virtual exercido pelas forças de atrito. O trabalho virtual é dado por:

$$\delta W_{atr} = 0.000892 \cdot \delta \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp\ i} \cdot y_{ci} \right) \quad (6.8)$$

Aplicando o cálculo variacional na expressão anterior, tem-se:

$$\delta W_{atr} = 0.000892 \cdot \left[ \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp\ i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \alpha} \delta \alpha + \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp\ i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \beta_2} \delta \beta_2 + \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp\ i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \beta_3} \delta \beta_3 + \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp\ i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \beta_4} \delta \beta_4 \right] \quad (6.9)$$

O trabalho virtual pode ser considerado como o produto das forças generalizadas  $Q_i$  atuando sobre os deslocamentos virtuais  $\delta q_i$  [73]. A expressão 6.9 fornece então as forças generalizadas associadas às coordenadas generalizadas do problema:

$$\begin{aligned}
Q_{\alpha} &= 0.000892 \cdot \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp_i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \alpha} \\
Q_{\beta_2} &= 0.000892 \cdot \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp_i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \beta_2} \\
Q_{\beta_3} &= 0.000892 \cdot \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp_i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \beta_3} \\
Q_{\beta_4} &= 0.000892 \cdot \frac{\partial \left( \sum_{i=1}^3 F_{susp_i} \cdot y_{ci} \right)}{\partial \beta_4}
\end{aligned} \tag{6.10}$$

Pode-se substituir as expressões 6.4 e 6.5 em 6.2 e encontrar o Lagrangeano  $L$  do problema. Este será um termo extenso incorporando relações diversas entre as coordenadas e velocidades generalizadas do problema ( $\alpha, \beta_1, \beta_2, \beta_3, \beta_4, \dot{\alpha}, \dot{\beta}_1, \dot{\beta}_2, \dot{\beta}_3$  e  $\dot{\beta}_4$ ).

O Lagrangeano deverá ser diferenciado conforme a expressão 6.3, em duas diferentes situações: (1) em função de cada uma das velocidades generalizadas e o resultado em função do tempo e (2) em função de cada uma das coordenadas generalizadas.

Os resultados das diferenciações e os obtidos para as forças generalizadas, expressões 6.10, devem ser considerados na expressão 6.3. Obtém-se ao final cinco equações diferenciais de segunda ordem e cinco incógnitas, ou seja as coordenadas generalizadas do problema.

### 6.3 - A formulação utilizada pelo programa ADAMS<sup>®</sup>

A descrição da formulação do programa ADAMS<sup>®</sup>, apresentada nesta seção, está baseada no texto de Wielenga [64]. A notação matemática utilizada será a mesma do artigo de referência. Todos os vetores e matrizes serão sublinhados e as coordenadas de um vetor  $v$ , que é uma matriz coluna, no sistema de coordenadas  $a$ , será escrita como:  $\underline{v}_a = [v_1, v_2, v_3]^t$ .

Na seção 6.3.1 é apresentada a descrição do conjunto de equações do problema e na seção 6.3.2 os métodos fundamentais de solução do sistema de equações. Finalmente, na seção 6.3.3 são apresentadas as diversas análises efetuadas usando-se o ADAMS®.

### **6.3.1 - Descrição da construção do conjunto de equações do problema**

A modelagem do sistema mecânico está baseada na descrição matemática do comportamento de cada um dos elementos do mecanismo, ou seja: elos, juntas, movimentos impostos e forças aplicadas. O resultado da formulação é um conjunto de equações que incluem as variáveis de estado e equações matemáticas relacionando estas variáveis. A contribuição de cada um dos elementos do mecanismo na formação do conjunto de equações do problema é descrita a seguir.

#### **Equações das variáveis cinemáticas e do equilíbrio de forças e torques nos elos**

O elo é um corpo rígido que pode se movimentar no espaço. O ADAMS® mantém um conjunto de variáveis que descrevem a posição e orientação do sistema de coordenadas local (localizado no CM) de cada elo em relação a um sistema de coordenadas global (admitido como inercial), assim como as respectivas velocidades e acelerações. Estas são as variáveis cinemáticas do elo. Mantém também um conjunto de equações que relacionam estas variáveis e um outro que descreve o equilíbrio de forças e torques em cada elo.

Chamando o vetor do sistema de coordenadas global até o CM do elo de  $\underline{R} = [x, y, z]^t$  e a velocidade de translação do CM do elo de  $\underline{V}$ , tem-se três equações para descrever a translação do elo na seguinte forma:

$$\underline{V} = \dot{\underline{R}} \tag{6.11}$$

O ADAMS® usa os ângulos de Euler para descrever a orientação angular. Chamando o vetor de velocidade angular do elo de  $\underline{w}$ , a matriz de transformação dos eixos de Euler para os

eixos do sistema de referência local de  $\underline{B}$  e a velocidade angular nos eixos de Euler de  $\underline{\dot{\gamma}}$ , pode-se escrever:  $\underline{w} = \underline{B} \cdot \underline{\dot{\gamma}}$ . As componentes da velocidade angular nos eixos de Euler são admitidas pelo ADAMS<sup>®</sup> como novas variáveis denotadas por  $\underline{w}_e$ , ou seja:

$$\underline{w}_e = \underline{\dot{\gamma}} \quad (6.12)$$

Esta última expressão representa três equações para descrever a rotação do elo.

As equações restantes provenientes do elo são as equações de equilíbrio de forças e torques no CM, que pode transladar e rotacionar. A equação de Lagrange na forma apresentada abaixo é utilizada para determinar as contribuições da inércia de cada um dos elos.

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial K}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_i} - Q_i + \sum_{k=1}^m \frac{\partial \Phi_k}{\partial q_i} \cdot \lambda_k = 0, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (6.13)$$

onde:

$n$  = número de graus de liberdade do sistema mecânico

$K$  = energia cinética

$q_i$  =  $i$ -ésima coordenada generalizada

$\dot{q}_i$  =  $i$ -ésima velocidade generalizada

$Q_i$  =  $i$ -ésimas forças e torques generalizados

$m$  = número de restrições do sistema mecânico

$\Phi_k$  = equação de restrição

$\lambda_k$  = multiplicador de Lagrange, representa as forças de reação devido as restrições na direção  $q_i$ .

A partir da expressão 6.13 pode-se escrever a contribuição das forças inerciais de translação [64]:

$$\underline{M} \cdot \underline{\dot{V}} - \underline{Q}_R + \underline{C}_R = 0 \quad (6.14)$$

onde:

$\underline{M}$  = matriz englobando as massas do problema

$\underline{Q}_R$  = contribuição das forças aplicadas na direção das coordenadas translacionais

$\underline{C}_R$  = contribuição das forças de restrição na direção das coordenadas translacionais

A expressão 6.14 representa o acréscimo de mais três equações devido as inércias translacionais do elo.

A contribuição rotacional também pode ser escrita a partir da expressão 6.13 [64]:

$$\begin{aligned}\underline{P}_r - \frac{\partial K}{\partial \underline{\gamma}} - \underline{Q}_\gamma + \underline{C}_\gamma &= 0 \\ \underline{P}_r &= \underline{B}' \cdot \underline{J} \cdot \underline{B} \cdot \underline{w}_e\end{aligned}\tag{6.15}$$

onde:

$\underline{P}_r$  = momento no CM do elo

$\underline{Q}_\gamma$  = contribuição do torque aplicado na direção das coordenadas angulares

$\underline{C}_\gamma$  = contribuição do torque de restrição na direção das coordenadas angulares

$\underline{J}$  = tensor de inércia

Um sistema de coordenadas pode sempre ser escolhido de tal forma que seja posicionado e orientado conforme os eixos principais de inércia. Desta maneira a matriz do tensor de inércia é sempre diagonal, ou seja os produtos de inércia são iguais a zero.

A expressão 6.15, representando as inércias rotacionais do elo, contribui com mais seis equações ao sistema de equações do problema.

As expressões 6.11, 6.12, 6.14 e 6.15 totalizam quinze equações e quinze incógnitas para cada elo do problema. Seis destas equações têm termos que dependem das forças aplicadas e das restrições ( $\underline{Q}_R$ ,  $\underline{C}_R$ ,  $\underline{Q}_\gamma$  e  $\underline{C}_\gamma$ ). Tais forças e restrições são discutidas a seguir.

## Equações das forças e dos torques aplicados

As forças e torques aplicados ao sistema mecânico atuam nos elos e podem ser função de deslocamentos, velocidades, outras forças ou torques aplicados e do tempo. Tais forças e torques devem ser considerados de duas maneiras: (1) contribuindo no somatório das forças generalizadas de cada elo e (2) contribuindo com novas equações, que devem ser incluídas no conjunto de equações do problema, devido a definição da própria força. A contribuição ao somatório de forças de cada elo será abordada primeiramente.

No ADAMS<sup>®</sup> todas as forças são baseadas em quatro diferentes elementos fundamentais: *gravity*, *directed torque*, *translational force* e *field*. A contribuição de cada um destes elementos é obtida aplicando-se o princípio do trabalho virtual.

O elemento *gravity* representa a ação da aceleração da gravidade e é considerado atuando no CM do elo. O elemento *directed torque* é um torque atuando na direção de um vetor unitário fixo em relação ao elo. O elemento *translational force* é uma força atuando em um ponto localizado no elo, possui contribuição translacional e rotacional. O elemento *field* é uma combinação dos elementos *directed torque* e *translational force*, onde o torque tem três componentes independentes, uma em cada eixo, ao invés de uma. As expressões definindo a contribuição translacional e rotacional de cada um destes elementos, ao somatório de forças e torques em cada um dos elos, podem ser encontradas na tabela 2.2 da referência [64].

As forças e torques aplicados são admitidos no ADAMS<sup>®</sup> como de ação e também como de ação e reação. Os pontos de ação e reação onde as forças atuam são identificados por marcadores que representam um sistema de coordenadas em um ponto específico do elo. No marcador de reação é aplicada uma força ou torque com direções opostas aquelas aplicadas no marcador de ação.

A segunda consideração a respeito das forças e torques aplicados é que estes, devido a própria definição, contribuem com novas equações que devem ser incluídas no conjunto de

equações do problema. Os tipos de força e torque para este caso são divididas nas seguintes categorias: *gravity*, *simple torque*, *spanning force*, *directed force* e *field*.

A categoria *gravity* possui relações muito simples e não acrescenta qualquer equação, a sua contribuição é adicionada diretamente às equações do elo. A categoria *simple torque* adiciona apenas uma equação definindo a expressão do torque. A categoria *spanning force* representa uma força que atua ao longo de uma determinada direção, definida pelos marcadores de ação e reação, e acrescenta cinco equações: uma definindo o comprimento do vetor entre os marcadores de ação e reação; uma outra definindo o valor da força; e as últimas três equações definindo as componentes globais da força no marcador de ação, em termos da magnitude da força e do vetor unitário entre os marcadores de ação e reação. A categoria *directed force* é similar a anterior, exceto que a força está localizada em um específico vetor unitário. Acrescenta também cinco equações: a primeira é uma equação que não representa nada e é usada apenas devido ao processo de construção do sistema de equações; a segunda define o valor da força; e as três últimas representam a direção da força em relação ao marcador de reação. A categoria *field* acrescenta doze equações: as três primeiras definem as componentes, no marcador de reação, do vetor que define a direção entre os marcadores de ação e reação; três outras equações definem os três ângulos do marcador de ação em relação ao marcador de reação; e as últimas seis equações definem a força e torque no marcador de ação em termos dos valores computados nas seis primeiras equações. As expressões definindo cada uma das categorias de força descritas podem ser encontradas na tabela 2.3 da referência [64].

O ADAMS<sup>®</sup> possui os seguintes elementos de força: *gravity*, *rotational spring damper*, *translational spring damper*, *tridimensional composed force*, *tridimensional composed torque*, *bushing*, *beam*, *field* e *tire*. Cada um desses elementos é construído baseado nos elementos fundamentais e nas categorias de força descritas anteriormente. A tabela 2.4 da referência [64] apresenta os elementos de força e a tabela 2.3 as respectivas equações.

## Equações dos elementos de restrição

Os elementos de restrição são as juntas que permitem que dois elos se movimentem um em relação ao outro de uma maneira definida. Cada junta acrescenta graus de liberdade e restrições ao mecanismo. O ADAMS<sup>®</sup>, ao invés de considerar os graus de liberdade nas juntas, adiciona equações de restrição ao conjunto de equações do problema. As equações de restrição são em maior número e também mais simples que as equações dos graus de liberdade, o que permite que sejam utilizadas as vantagens das técnicas de matrizes esparsas.

Cada elemento de restrição é representado por um conjunto de equações de restrição e um conjunto de forças de reação que podem ser associadas aos multiplicadores de Lagrange. O número de forças de reação é igual ao número de equações de restrição adicionadas ao conjunto de equações do sistema mecânico. As forças de reação são consideradas nas equações de equilíbrio de forças dos elos correspondentes.

Os elementos de restrição são construídos a partir das seguintes restrições fundamentais: *atpoint*, *inplane*, *perpendicular* e *angular*.

A restrição fundamental *atpoint* permite que um ponto, pertencente a um determinado elo, possua sempre as mesmas coordenadas que um outro ponto pertencente a um segundo elo. A *inplane* faz com que um ponto, pertencente a um determinado elo, fique sempre localizado em um plano pertencente a um segundo elo. A *perpendicular* permite que um vetor unitário pertencente a um determinado elo, permaneça perpendicular a um outro vetor unitário pertencente a um segundo elo. Permite a rotação dos dois elos, exceto nas direções perpendiculares aos vetores. Finalmente a restrição fundamental *angular* permite a rotação de um elo em relação a outro em torno de um eixo comum, assumindo que os eixos dos elos serão sempre paralelos. A contribuição das forças e torques das restrições fundamentais nos elos de ação e reação podem ser encontradas na tabela 2.6 da referência [64].

O ADAMS<sup>®</sup> possui as seguintes juntas: *spherical, universal, revolute, translational, cylindrical, planar, screw, fixed, rackpin, gear, coupler, point-curve* e *curve-curve*. Os movimentos impostos *rotational* e *translational* também podem ser encontrados no ADAMS<sup>®</sup>. Tais juntas e movimentos impostos são construídos baseados nas restrições fundamentais descritas anteriormente. A tabela 2.7 da referência [64] apresenta cada uma das citadas juntas e movimentos impostos e as respectivas equações de restrição.

### 6.3.2 - Métodos fundamentais de solução

O ADAMS<sup>®</sup> resolve os sistemas de equações lineares e não lineares como parte fundamental de todas análises efetuadas. A solução dos sistemas de equações lineares será apresentada inicialmente pois estas, além de serem fundamentais em cada uma das análises, são usadas para encontrar a solução do sistema de equações não lineares.

Pode-se escrever as equações lineares na seguinte forma:  $\underline{A} \underline{x} = \underline{b}$ , onde:  $\underline{A}$  é uma matriz quadrada de constantes,  $\underline{x}$  é uma matriz coluna englobando as variáveis e  $\underline{b}$  é uma matriz coluna de constantes. No ADAMS<sup>®</sup>, como já citado, o sistema de equações é construído de tal maneira que a matriz  $\underline{A}$  é esparsa. Todas as vantagens da manipulação de tais matrizes são utilizadas, o que torna a solução do sistema de equações rápido e eficiente.

A solução é obtida através da decomposição  $\underline{L} \underline{U}$ , ou seja, matriz triangular inferior vezes matriz triangular superior [74]. O primeiro passo é a determinação do padrão de não zeros da matriz esparsa, posteriormente a matriz esparsa é fatorada no produto  $\underline{A} = \underline{L} \underline{U}$  e finalmente a solução do sistema  $\underline{L} \underline{U} \underline{x} = \underline{b}$  é obtida.

O conjunto de equações não lineares é escrito na forma:  $\underline{G}(\underline{x}) = 0$ , onde:  $\underline{x}$  é a matriz com as variáveis e  $\underline{G}$  é um conjunto de funções implícitas dependendo de  $\underline{x}$ . Uma solução direta não é possível neste caso e um procedimento iterativo é necessário. O ADAMS<sup>®</sup> usa o método da aproximação de Newton-Raphson para resolver o sistema de equações [75]. Tal

método é baseado na aproximação sucessiva de uma reta por uma curva até atingir o ponto de solução. Para um sistema de equações não lineares pode-se escrever o método de Newton-Raphson na seguinte forma:  $[\partial G/\partial \underline{x}] \Delta \underline{x} = -\underline{G}(\underline{x}_0)$ , onde:  $[\partial G/\partial \underline{x}]$  é o Jacobiano,  $\Delta \underline{x}$  é uma matriz coluna com as aproximações da solução e  $-\underline{G}(\underline{x}_0)$  é uma matriz coluna que representa os erros nas funções.

### 6.3.3 - Métodos de análise

O tipo de análise efetuada depende do mecanismo e do tipo de simulação requisitada pelo usuário. O ADAMS<sup>®</sup> classifica os mecanismos em duas categorias: *mecanismos cinemáticos* e *mecanismos dinâmicos*.

Os mecanismos cinemáticos são aqueles cujas variáveis cinemáticas são completamente determinadas pelas equações de restrição e não são influenciadas pelas forças aplicadas, sendo assim possuem grau de liberdade igual a zero. Para cada elo existirão apenas seis coordenadas generalizadas, três translacionais e três rotacionais, conforme apresentado na seção 6.3.1 (equações das variáveis cinemáticas).

Os mecanismos dinâmicos são aqueles que possuem ao menos um grau de liberdade. Nestes mecanismos as equações de restrição não definem completamente as variáveis cinemáticas e as forças aplicadas afetam a resposta.

A simulação pode ser requisitada de duas maneiras diferentes: (1) em função do tempo, chamada de **simulação transiente**, e (2) assumindo-se que todas as velocidades e acelerações são iguais a zero, chamada de **simulação estática**.

As diversas análises realizadas pelo ADAMS<sup>®</sup> em função da simulação requisitada e do tipo de mecanismo, são descritas a seguir.

### **Mecanismos cinemáticos - simulação transiente**

São realizadas neste caso, a cada incremento de tempo, as análises da posição, velocidade, aceleração e força para cada elo do mecanismo.

Como o número de equações de restrição é igual ao número de coordenadas generalizadas pode-se escrever:  $\underline{\Phi}(q, t) = 0$ , onde:  $\underline{\Phi}$  é uma matriz coluna representando as equações de restrição e  $q$  é a coordenada generalizada do elo. O sistema de equações é não linear e o método de Newton-Raphson é utilizado para resolver o problema. As equações, no processo de iteração de Newton-Raphson, para a posição, velocidade, aceleração e força cinemática são apresentadas na seção 4.1.1 da referência [64].

### **Mecanismos cinemáticos - simulação estática**

Neste caso primeiramente é realizado uma análise da posição cinemática do mecanismo. As velocidades e acelerações são admitidas como zero. Uma análise de força é realizada para encontrar todas as forças no sistema mecânico.

### **Mecanismos dinâmicos - simulação transiente**

O primeiro passo do ADAMS<sup>®</sup> para encontrar a resposta no tempo é calcular as posições e velocidades referentes as condições iniciais para todos os elos do mecanismo e considerando todas as restrições do problema. Posteriormente o ADAMS<sup>®</sup> calcula as correspondentes acelerações e forças consistentes com o conjunto de condições iniciais. Tendo feito isso o processo de integração das equações do movimento para encontrar a resposta ao longo do tempo é efetuada. A análise da condição inicial e a montagem e integração do conjunto de equações são descritas a seguir.

### **Análise da condição inicial**

As condições iniciais de posição impostas pelo usuário podem não satisfazer todas as restrições do sistema. Para tornar tais condições consistentes o ADAMS<sup>®</sup> procura uma nova posição e calcula as correspondentes velocidades iniciais para os elos do mecanismo. Com a finalidade de tornar o início do processo de integração mais suave, as acelerações e forças de reação iniciais são obtidas a partir do equilíbrio de forças do elo e da segunda derivada das equações de restrição. O problema de determinação das condições iniciais é um problema de minimização e o sistema de equações resultante é não linear. As equações para determinar a posição e velocidade inicial do mecanismo, assim como para determinar a aceleração e forças de reação, são apresentadas na seção 4.2.1 da referência [64].

### **Montagem e integração do conjunto de equações**

Para realizar uma análise dinâmica o ADAMS<sup>®</sup> monta o conjunto de equações do problema adicionando sempre novas equações. Em outros programas o número de equações é restrito ao número de graus de liberdade do mecanismo, o que implica em um menor número de equações mas de maior grau de complexidade. No ADAMS<sup>®</sup> o número de equações é maior mas estas são comparativamente mais simples.

O sistema de equações é montado na seguinte ordem: equações dos elos, equações de restrição, equações definidas pelo usuário e equações das forças aplicadas. A seção 6.3.1 descreve tais equações. A forma final do sistema de equações na ordem citada acima é:

$$\underline{M}(\dot{v}, v, \dot{q}, q, \lambda, f) = 0$$

$$F(v, q, f, t) = 0$$

$$\Phi(q, t) = 0$$

(6.16)

O sistema de equações é então integrado para encontrar a solução do problema. O método de integração usado pelo ADAMS<sup>®</sup> é o dos integradores BDF (*Backwards Differentiation Formulas*) [76]. Estes integradores são capazes de integrar um conjunto de equações englobando equações algébricas e diferenciais, o que permite maior flexibilidade na formulação das equações. Este método aproxima um polinômio por intermédio de valores de uma solução anterior, encontrando a solução do polinômio e conseqüentemente a solução das variáveis de estado.

### **Mecanismos dinâmicos - simulação estática**

Primeiramente é realizada uma análise da condição inicial de posição. Após encontrar a nova posição, as velocidades e acelerações são admitidas como sendo zero e o ADAMS<sup>®</sup> calcula então a nova posição referente ao equilíbrio de forças. Nesta simulação é utilizada o mesmo conjunto de equações usado nas simulações transientes. Nestas equações os termos referentes às inércias e às derivadas parciais da posição em relação ao tempo são admitidas como zero.

# CAPÍTULO 7

## MODELAGEM DO PROBLEMA USANDO-SE O PROGRAMA ADAMS®

Dois modelos, um para o caso laboratório e outro para o caso órbita, foram elaborados usando-se o ADAMS®. O modelo em órbita é uma simplificação do modelo em laboratório. No ADAMS® esta simplificação é obtida rapidamente removendo-se a influência do laboratório e atualizando-se os torques motores para os novos valores em órbita.

Este capítulo apresenta a construção e descrição dos modelos ADAMS®. Uma breve descrição dos elos, juntas e forças utilizadas na modelagem, baseada no artigo de Wielenga [64], é efetuada. Ao final um diagrama do modelo em laboratório e outro para o modelo em órbita são apresentados. O anexo D traz uma listagem, obtida como arquivo de saída do ADAMS®, que descreve detalhadamente o modelo elaborado para a simulação em laboratório.

### 7.1 - Construção e descrição dos modelos de simulação

A construção de modelos no ADAMS® é efetuada através de manipulação gráfica interativa no módulo de modelagem e de visualização gráfica (ADAMS® *View*). O outro módulo disponível é o de solução (ADAMS® *Solver*) onde as análises são efetuadas.

A construção do modelo é facilitada devido à existência de pré-definidos e variados tipos de elos, juntas e forças.

Os elos podem ser escolhidos de diferentes geometrias tridimensionais (*link, box, cylinder, frustum, ellipse, torus*), bidimensionais (*circle, polyline, e spline*) ou então podem ser obtidos através de operações (*extrude e revolve*). A geometria bidimensional pode ser projetada no terceiro eixo para a criação de geometria tridimensional. O elo *ground*, ou terra, é criado automaticamente pelo ADAMS<sup>®</sup> assim que é iniciada a construção do modelo.

Tem-se, para o modelo em laboratório, os seguintes elos: terra, *yoke*, painel solar interior, painel solar central, painel solar exterior, braço de suspensão e três carros de suspensão dos painéis interior, central e exterior. Além desses tem-se mais três blocos auxiliares criados para modelagem do mecanismo de sincronismo, o que totaliza doze elos. Em órbita tem-se: terra, *yoke*, os três painéis solares e os três blocos auxiliares do sincronismo, ou seja oito elos. O elo terra representa o satélite e/ou o dispositivo de testes.

No problema apresentado (CBERS) os elos foram construídos a partir da geometria *box*. Nesta geometria é necessário apenas definir os vértices do paralelepípedo a ser criado, ou então clicar na tela próximo ao *grid* de interesse e depois determinar a dimensão no eixo restante.

As propriedades de massa podem ser calculadas pelo ADAMS<sup>®</sup> a partir das geometrias criadas e das propriedades do material fornecidas pelo usuário. No caso apresentado (CBERS), devido as estruturas serem de material composto, torna-se mais fácil e eficiente calcular as propriedades de massa em um outro programa desenvolvido especialmente para esta finalidade e então introduzi-las no ADAMS<sup>®</sup>. Tal cálculo é apresentado na seção 4.1. Por outro lado, o fato de não utilizar o cálculo das propriedades de massa do ADAMS<sup>®</sup> permite maior liberdade na construção da geometria, o que facilita a modelagem.

Entre os diversos tipos de juntas disponíveis no ADAMS<sup>®</sup>, apresentadas na seção 6.3.1, foram utilizadas na construção dos modelos as juntas *translational, revolute, cylinder e spherical*.

A junta *translational*, ou translacional, permite a translação de um elo em relação a um outro de acordo com uma trajetória linear definida, ou seja possui um grau de liberdade translacional. Esta junta foi utilizada em dois diferentes casos: (1) modelagem da união entre os carros de suspensão e o trilho longitudinal do dispositivo de teste e (2) união entre o bloco auxiliar e o elo terra na modelagem do mecanismo de sincronismo. No caso (1) foi definida uma trajetória inclinada para o carro de suspensão de maneira a representar a inclinação medida dos trilhos. O mecanismo de sincronismo, caso (2), será descrito posteriormente nesta seção.

A junta *revolute*, ou revoluta, permite a rotação de um elo em relação a outro em torno de um eixo. Acrescenta um grau de liberdade rotacional. A modelagem da união entre o braço de suspensão e a estrutura do dispositivo de testes (elo terra) e da união entre o *yoke* e o BAPTA (elo terra) foram realizadas com este tipo de junta.

A junta *cylinder*, ou cilíndrica permite a rotação entre os elos, como a junta revoluta, além da translação de um elo em relação ao outro. A trajetória de translação é definida pelo eixo de rotação. Acrescenta um grau de liberdade rotacional e um translacional. Esta junta foi utilizada na modelagem da união entre o bloco auxiliar de sincronismo e o painel solar.

A junta *spherical*, ou esférica, permite a rotação de um elo em relação a outro em três diferentes eixos, acrescentando três graus de liberdade rotacionais. A junta esférica, sempre aos pares, foi utilizada na modelagem da união entre o *yoke* e painel solar interior e também na união entre os painéis solares. Quando estas juntas são montadas aos pares, ocorre redundância em duas restrições que passam a ser desconsideradas pelo ADAMS<sup>®</sup>, prevalecendo assim a rotação em torno do eixo definido pelos pontos de articulação de cada uma das juntas. A vantagem de utilizar este tipo de junta nos modelos é que estas representam os mancais dos mecanismos de articulação, o que permite obter as forças nos mancais durante o movimento de abertura.

Entre as diversas forças e torques disponíveis no ADAMS<sup>®</sup>, apresentados na seção 6.3.1, foram utilizados na construção dos modelos os seguintes: *gravity*, *translational spring damper*, *rotational spring damper*, *tridimensional composed force* e *tridimensional composed torque*. Os valores de tais forças e torques são inseridos no modelo através de funções que podem depender de deslocamentos, velocidades e acelerações de qualquer elo, do tempo e de outras forças aplicadas.

A força *gravity*, ou gravidade, representa a ação da força da gravidade no modelo e pode ser introduzida com componentes nos três eixos de translação. Com a finalidade de modelar a inclinação medida do satélite em relação ao trilho do dispositivo de testes, sem que todos os elementos modelados fossem rotacionados, o valor da força da gravidade foi modificado. A componente vertical (eixo *z*) foi diminuída e introduziu-se uma nova componente no eixo horizontal (eixo *y*). Como a magnitude da inclinação medida foi muito pequena, nenhuma outra força foi adicionada para compensar os efeitos da nova componente da força da gravidade (eixo *y*) nos carros de suspensão.

A força *translational spring damper*, ou mola translacional com amortecimento, foi utilizada, sem o amortecimento, para modelar as molas dos dispositivos de suspensão. O torque *rotational spring damper*, ou mola rotacional com amortecimento, foi utilizado, sem o amortecimento, para modelar as molas dos mecanismos de articulação.

A força *tridimensional composed force*, ou força tridimensional composta, representa a decomposição de uma força em três eixos definidos. A deformação apresentada pelos painéis solares e as forças aerodinâmicas de arrasto e sustentação no painel exterior foram modeladas com este tipo de força. O torque *tridimensional composed torque*, ou torque tridimensional composto, representa a decomposição de um torque em três eixos definidos. O momento atuando no eixo de articulação entre o painel central e o exterior, resultante das forças aerodinâmicas, foi modelado com tal torque.

A modelagem do mecanismo de sincronismo foi obtida determinando-se que cada um dos painéis solares, em um ponto localizado no topo, chamado de ponto de sincronismo, deve seguir uma trajetória linear que corresponde ao eixo  $y$  de abertura da asa. Como o painel solar rotaciona durante o movimento de abertura foi utilizado no modelo um bloco auxiliar sem massa montado no ponto de sincronismo de cada um dos painéis solares. Este bloco é conectado ao painel solar através de uma junta cilíndrica e segue uma trajetória no eixo  $y$  determinada por uma junta translacional que o conecta ao elo terra.

Com a finalidade de obter confiabilidade nos resultados e um completo entendimento de cada um dos elementos modelados, o modelo foi construído gradativamente, ou seja, passo a passo foi tornando-se complexo. Ao final da construção as forças aerodinâmicas e as forças devido às deformações dos painéis solares foram acrescentadas ao modelo. A cada passo de construção o comportamento do modelo foi analisado para os novos parâmetros introduzidos, obtendo-se as saídas numéricas, gráficas e de visualização cinemática de interesse.

O modelo foi construído da seguinte maneira: (1) foi criado um modelo na posição aberta com o elo terra, o *yoke*, uma junta revoluta, uma mola do tipo rotacional e a força da gravidade; (2) foram acrescentados ao modelo o painel solar interior, as juntas tipo esférica e a mola do tipo rotacional entre o *yoke* e o painel interior; (3) o bloco auxiliar, a junta cilíndrica e a junta translacional do sincronismo do painel interior foram introduzidas no modelo; (4) foram repetidos os passos 2 e 3 primeiramente para o painel solar central e depois para o exterior; (5) foram acrescentados ao modelo o braço de suspensão, a junta revoluta entre este e o elo terra e a mola do dispositivo de suspensão do *yoke*; (6) o carro de suspensão do painel solar interior e a respectiva mola de suspensão foram modelados, considerando-se nesse caso a inclinação dos trilhos longitudinais; (7) o passo 6 foi repetido primeiramente para o painel solar central e depois para o exterior; (8) por intermédio de condições iniciais impostas em todas as juntas e o artifício de criação de novos modelos a partir de resultados de simulação, a

asa foi posicionada na posição fechada como nova condição inicial de simulação; (9) todos os parâmetros das molas do tipo rotacional foram atualizados; (10) a força da gravidade foi modificada para representar a inclinação do simulador da parede lateral do satélite; (11) as forças de atrito entre os carros de suspensão e o trilho foram acrescentadas ao modelo; (12) a aerodinâmica foi modelada: primeiramente a força de arrasto, depois a de sustentação e por último o momento de arfagem; (13) as forças devido às deformações dos painéis solares foram modeladas.

O modelo órbita foi obtido a partir do modelo laboratório da seguinte maneira: (1) foram eliminadas do modelo as forças de atrito entre os carros de translação e o trilho, as forças aerodinâmicas, a força da gravidade, as molas translacionais, as juntas translacionais que conectavam os carros de suspensão com os trilhos do dispositivo de teste, a junta revoluta que conectava o braço de suspensão com o elo terra, o braço de suspensão e os carros de suspensão; (2) foram atualizados os valores das constantes de mola para todas as molas rotacionais, ou seja os torques motores resultantes foram atualizados para a condição espacial.

## **7.2 -Diagramas dos modelos de simulação**

Os modelos elaborados podem ser melhor entendidos através dos diagramas apresentados nas figuras 7.1 e 7.2.

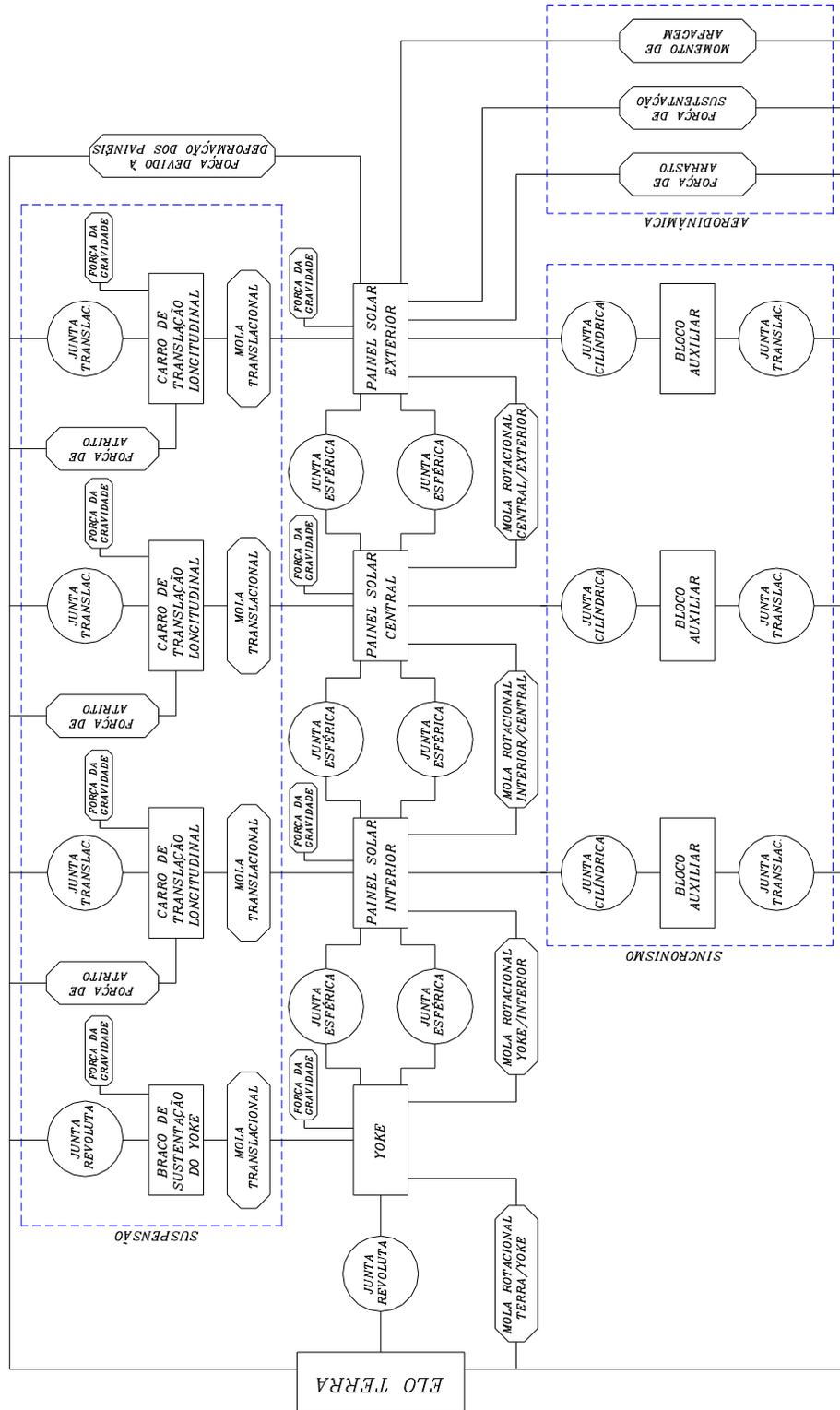


Figura 7.1: Diagrama do modelo para o caso laboratório.

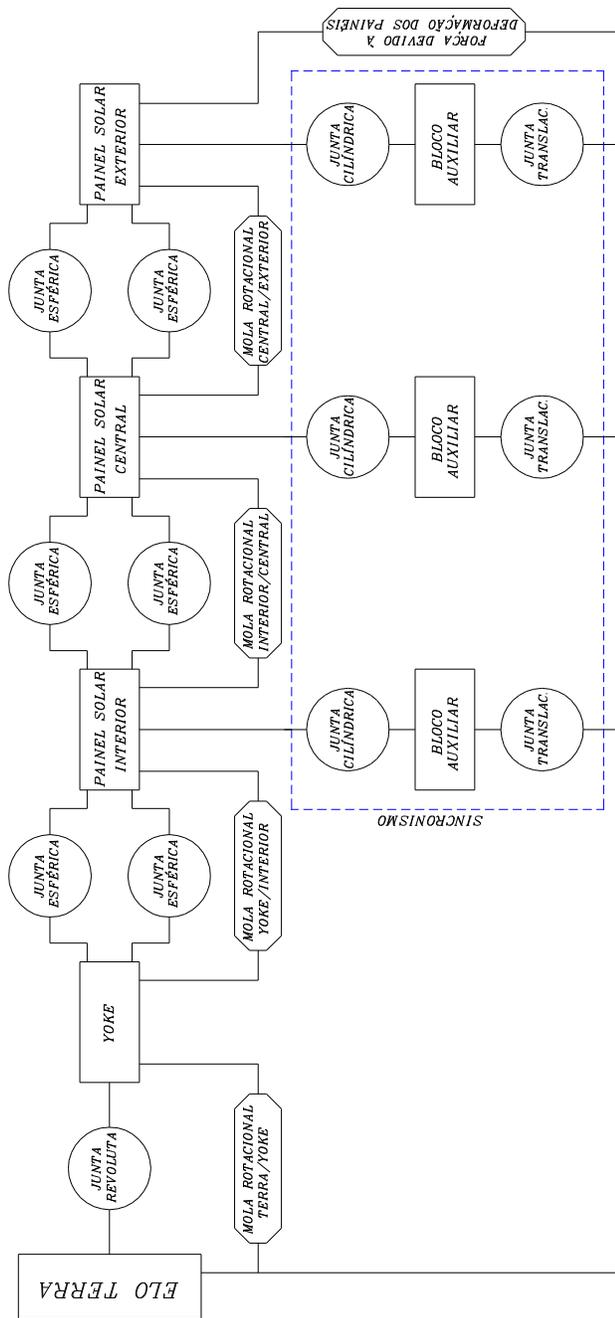


Figura 7.2: Diagrama do modelo para o caso órbita.

# CAPÍTULO 8

## APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS DE TESTE E DO AJUSTE DE PARÂMETROS DO MODELO DE SIMULAÇÃO EM LABORATÓRIO

Os parâmetros de projeto considerados no modelo são descritos no capítulo 4. O capítulo 5 apresenta a determinação destes parâmetros. A seção 4.3.1 ressalta a dificuldade em obter-se experimentalmente os torques de atrito nos mancais dos mecanismos de articulação. Nesta mesma seção é justificada a modificação no torque motor como a maneira de estimar o torque de atrito nos mancais, aproximando os resultados de simulação com os de teste. A variação do ângulo de abertura  $\alpha$  com o tempo foi usada como referência para a aproximação dos resultados, ou ajuste de parâmetro realizado. Os resultados dos testes de abertura e do ajuste de parâmetros, ou dos torques motores, são apresentados a seguir.

### **8.1 - Resultados dos testes de abertura**

O relatório [77] apresenta os resultados para os testes de abertura do modelo estrutural do gerador solar do satélite CBERS. Um total de sete testes foi realizado. O objetivo de realizar vários testes foi verificar a existência de variações nas forças das cordoalhas do mecanismo de sincronismo, uma eventual modificação no comportamento dos mancais e obter um número de amostras significativo para a análise dos resultados.

O programa *Labview*<sup>®</sup> foi utilizado nos testes de abertura. Este programa acionava o dispositivo desenvolvido para substituir os dispositivos pirotécnicos, descrito na seção 5.2.3, liberando assim o movimento de abertura, e realizava a aquisição de dados. Os dados das posições angulares de cada um dos eixos de articulação foram provenientes de sensores angulares, tipo potenciômetro, montados nos eixos dos mecanismos de articulação. A influência do torque de atrito apresentados por estes sensores na dinâmica de abertura é desprezível, desde que sejam montados corretamente.

A calibração do sistema de aquisição de dados foi efetuada montando-se cada um dos sensores em uma mesa posicionadora de precisão (*40 segundos de grau*). Os dados da posição angular da mesa e os indicados pelo sensor foram adquiridos pelo programa *Labview*<sup>®</sup>. Os resultados foram então comparados e operadores numéricos, representando as curvas de calibração de cada um dos sensores, foram acrescentados ao *Labview*<sup>®</sup>. O procedimento de calibração foi repetido três vezes para cada um dos sensores. O objetivo foi verificar a repetibilidade dos dados obtidos. Esta amostragem não é suficiente para obtermos o desvio padrão, ou a incerteza nos resultados experimentais, devido a calibração do sistema de aquisição de dados. A figura 8.1 mostra o resultado da calibração de um dos sensores.

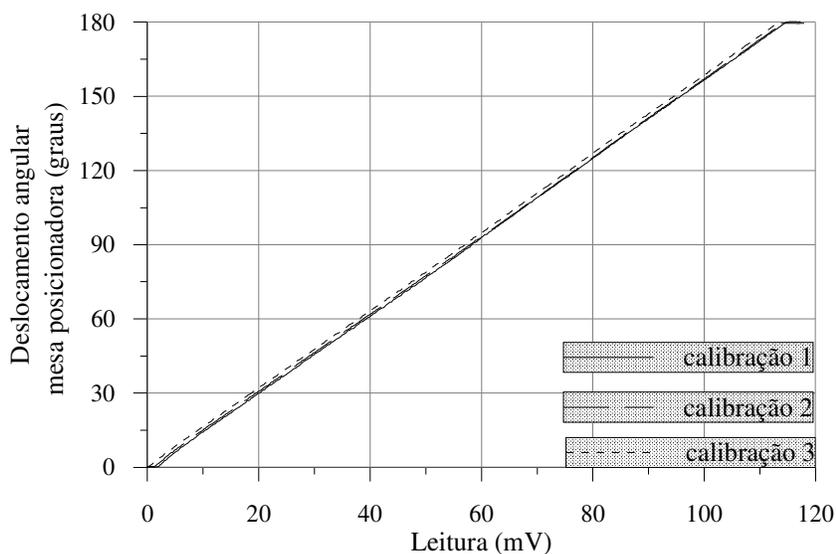


Figura 8.1: Calibração do sensor do sistema de aquisição de dados.

Pode-se no entanto, observar que existe uma excelente aproximação entre as curvas, o que nos leva a crer que as incertezas neste caso são muito pequenas. A curva de calibração adotada foi obtida através do cálculo da média das três curvas.

Usando-se o conjunto de pontos relacionando o tempo de abertura e a respectiva posição angular, foram plotados para todos os testes realizados os resultados obtidos para cada um dos eixos de articulação. A figura 8.2 apresenta os resultados para as posições angulares do primeiro teste.

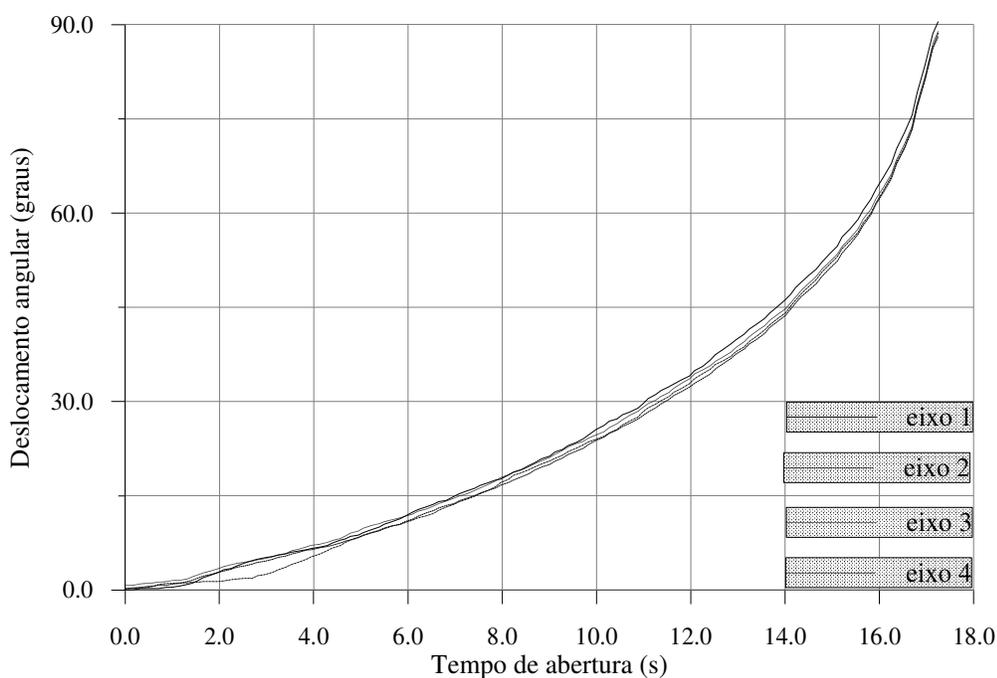


Figura 8.2: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para teste 1.

As diferenças de posição angular que ocorrem entre os elementos da asa (*yoke* e painéis solares) são devidas à flexibilidade da cordoalha, às diferentes forças iniciais aplicadas à cordoalha e à variação das forças atuando nesta durante o movimento de abertura, o que ocorre com maior intensidade nos primeiros seis segundos do movimento. As variações de força na cordoalha de sincronismo no *yoke*, painel solar interior e central foram discutidas e apresentadas na seção 4.3.1.

O painel solar central apresenta um comportamento mais uniforme e por este motivo o eixo de articulação entre o painel solar central e o interior, eixo 3, foi escolhido como o eixo de referência para o ajuste de parâmetro e também para as comparações entre os testes realizados.

A figura 8.3 mostra as curvas do deslocamento angular do eixo de articulação 3 em função do tempo de abertura para os sete testes realizados. Nesta figura a numeração dos testes esta de acordo com a sequência cronológica de execução.

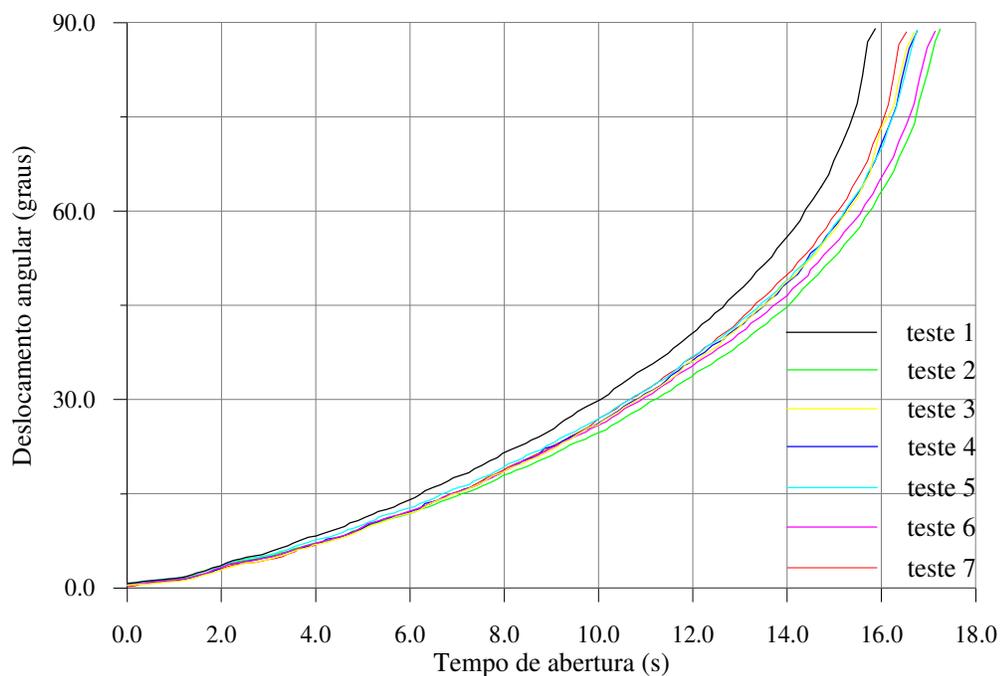


Figura 8.3: Deslocamento angular do eixo 3 em função do tempo de abertura para os sete testes.

Pode-se verificar que não há a caracterização de um acomodamento ou modificação do comportamento de qualquer parâmetro de projeto. As diferenças de inclinação das curvas podem ser justificadas pela dificuldade em manter-se a mesma configuração da asa do gerador solar na posição inicial de teste, ou seja, para cada teste há uma diferente força motora devido à deformação dos painéis solares.

O teste 7, que possui um resultado médio entre todos, foi escolhido para ser utilizado como teste de referência para o ajuste de parâmetro do modelo de simulação. As respectivas velocidade e aceleração angulares foram então calculadas através de um programa tipo planilha de cálculos. O método de derivação utilizado foi o da diferença central. A velocidade e aceleração angulares ao final do movimento foram calculadas pelo método da diferença anterior e a aceleração angular inicial pelo método da diferença posterior [78]. As figuras 8.4, 8.5 e 8.6 apresentam os resultados obtidos para o deslocamento, velocidade e aceleração angulares em função do tempo de abertura.

Do conjunto de pontos utilizados na figura 8.4 pode-se extrair um valor que represente o tempo total de abertura dos testes, ou seja: **16,4 s**. Da mesma maneira, do conjunto de pontos utilizados na figura 8.5, tem-se o seguinte valor para a velocidade angular de teste ao final do movimento de abertura: **43,9 graus/s**.

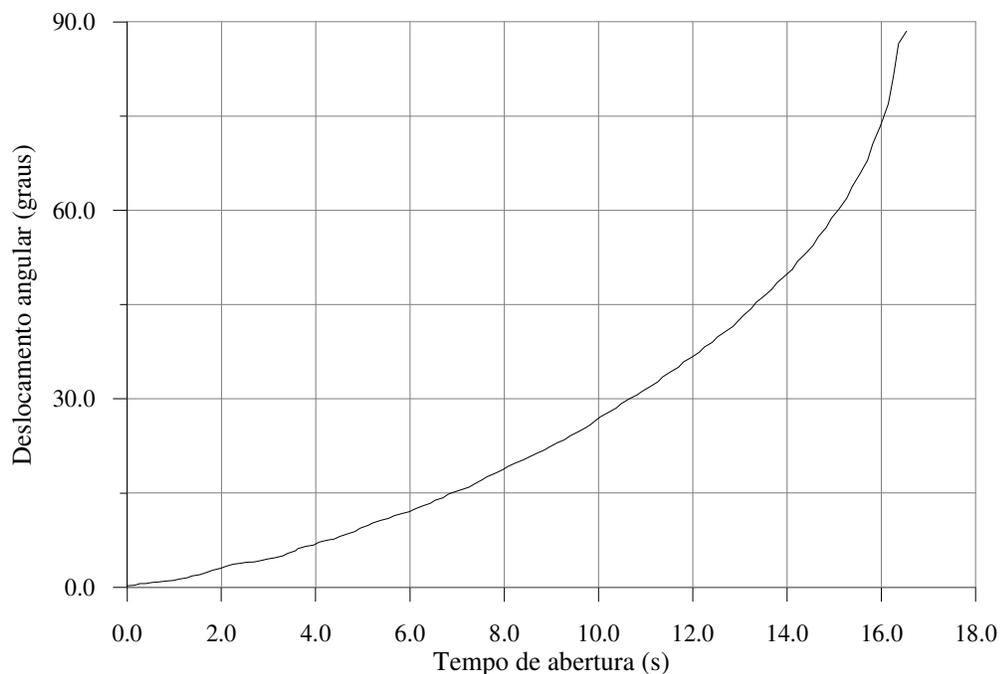


Figura 8.4: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para teste 7.

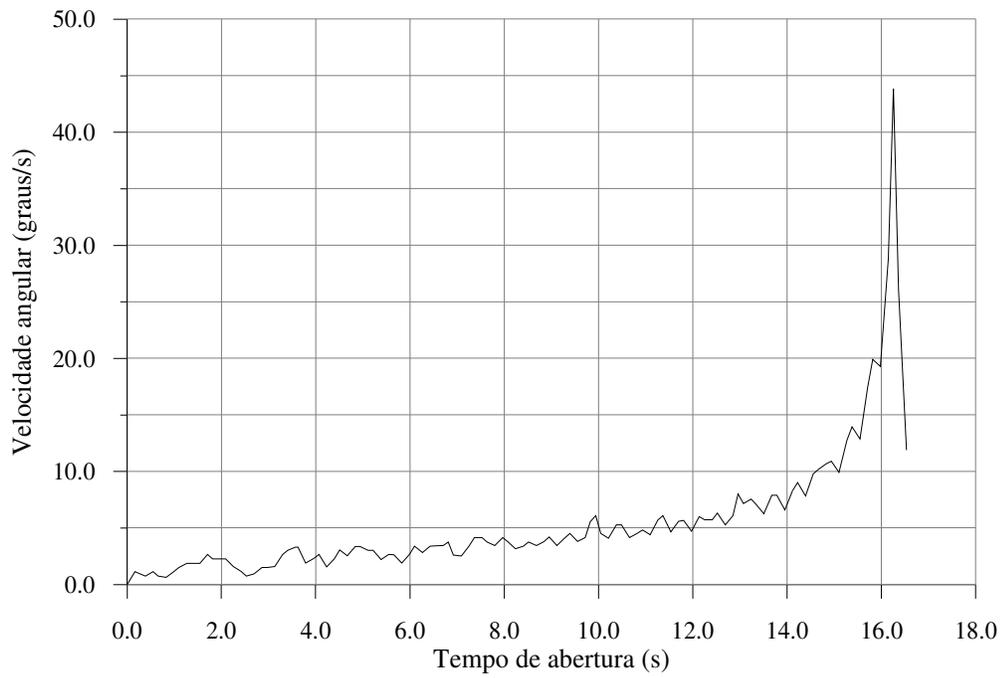


Figura 8.5: Velocidade angular em função do tempo de abertura para teste 7.

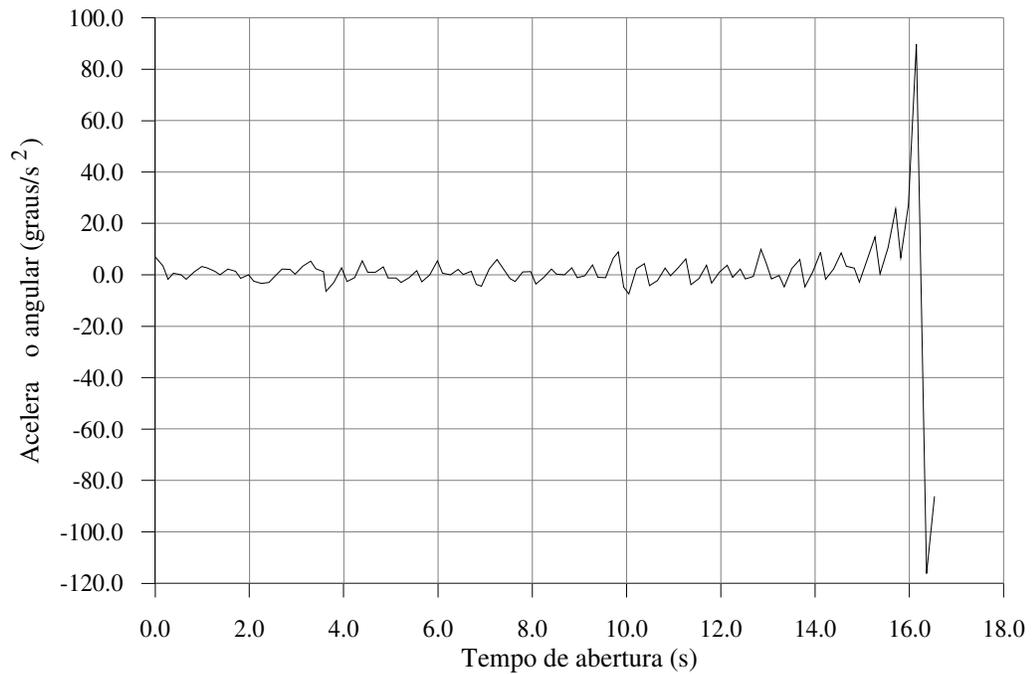


Figura 8.6: Aceleração angular em função do tempo de abertura para teste 7.

A curva deslocamento angular em função do tempo de abertura (figura 8.4) apresenta pequenas variações em sua forma e aproxima-se de uma parábola. As curvas da velocidade e da aceleração angulares em função do tempo apresentam variações tipo dente de serra durante todo o movimento de abertura (figuras 8.5 e 8.6). Estas figuras serão discutidas na seção 9.2 onde será efetuada uma comparação entre os resultados de simulação em laboratório e os de teste.

## 8.2 - Resultados do ajuste de parâmetros do modelo de simulação em laboratório

A figura 8.7 apresenta a comparação entre os resultados de simulação dinâmica para quatro diferentes valores de torque motor e o resultado obtido no teste 7.

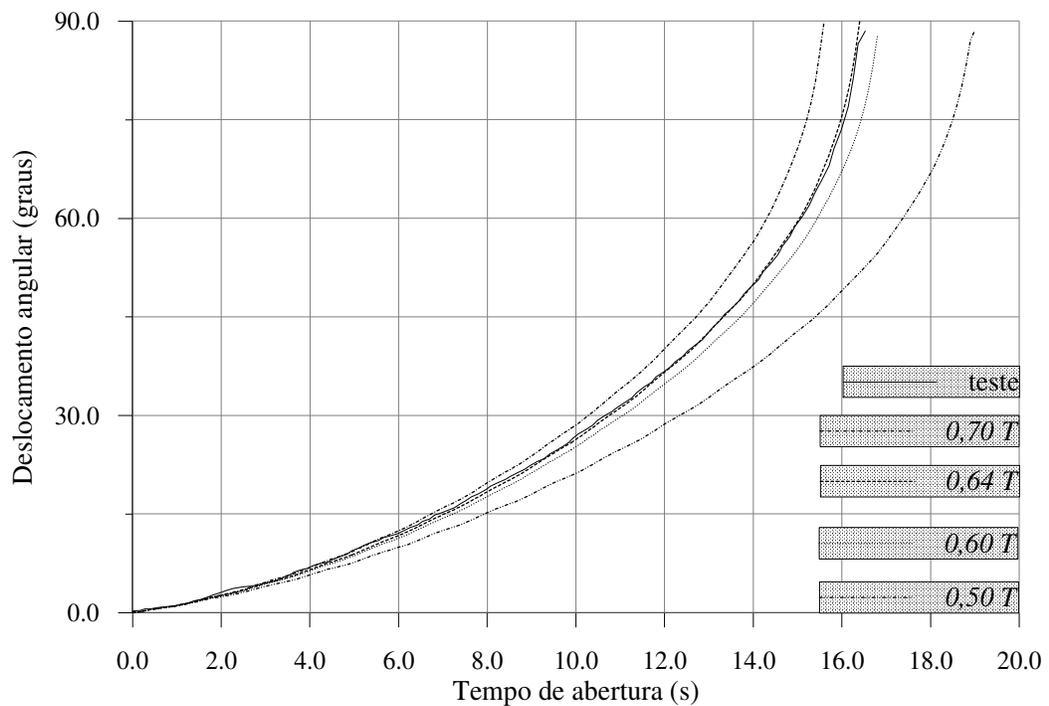


Figura 8.7: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para diferentes simulações e para o resultado de teste.

O modelo ADAMS<sup>®</sup> foi construído modelando-se o torque motor por intermédio de uma mola rotacional em cada eixo de articulação. Na figura 8.7 os torques são representados por constantes menores que 1,0. Estas constantes indicam o fator de multiplicação utilizado no torque total de cada um dos eixos de articulação para considerar o torque de atrito.

O torque de 0,64  $T$  possui a melhor aproximação com o resultado de teste ou seja, o torque de atrito representa, durante todo o movimento de abertura, uma média de 36% do torque total. O torque de atrito determinado é um valor de referência pois a variação deste durante o movimento de abertura não é linear como o torque motor (seção 5.7). Este é um dos motivos das pequenas diferenças entre as curvas de deslocamento angular em função do tempo obtidas para o teste de abertura e para a situação torque motor igual a 0,64  $T$ . Tem-se então para cada eixo de articulação o seguinte torque motor resultante:

$$T_1 = 1,9141 - 0,00442 \cdot \alpha$$

$$T_2 = 1,0150 - 0,00512 \cdot \alpha$$

$$T_3 = 0,9951 - 0,00506 \cdot \alpha$$

$$T_4 = 0,9669 - 0,00458 \cdot \alpha$$

(8.1)

Estas expressões substituem as expressões 5.15.

# CAPÍTULO 9

## APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES

Este capítulo apresenta os resultados das simulações efetuadas na condição de laboratório e de órbita, apresentando as curvas de deslocamento, velocidade e aceleração angulares em função do tempo de abertura (seção 9.1 e 9.3.2). Uma comparação entre as curvas de velocidade e aceleração angulares em função do tempo de abertura, obtidas na simulação em laboratório, e as respectivas curvas de teste é efetuada (seção 9.2). Considerações sobre os torques motores utilizados na simulação em órbita são feitas na seção 9.3.1.

O anexo E traz os seguintes resultados adicionais de simulação: (1) deslocamento do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura; (2) diferenças entre o deslocamento dos carros de suspensão e dos pontos de montagem da mola de suspensão nos painéis solares em função do tempo de abertura; (3) diferença entre o deslocamento do braço de suspensão e o ângulo de abertura em função do tempo de abertura; (4) força de atrito dinâmica equivalente entre os carros de suspensão e o trilho em função do tempo de abertura; (5) forças de arrasto, de sustentação e momento de arfagem em função do tempo e do ângulo de abertura; (6) deslocamento e velocidade angulares em função do tempo de abertura para a simulação com diferente situação de nivelamento do trilho e de inclinação do satélite e (7) deslocamento e velocidade angulares em função do tempo de abertura para simulação com diferentes valores dos coeficientes de atrito equivalentes. Tais resultados são importantes para a completa visualização do problema, para o projeto dos mecanismos de articulação e para o projeto do dispositivo de teste.

## 9.1 - Resultados da simulação em laboratório

As curvas de deslocamento, velocidade e aceleração angular em função do tempo para a simulação em laboratório são apresentadas nas figuras 9.1, 9.2 e 9.3.

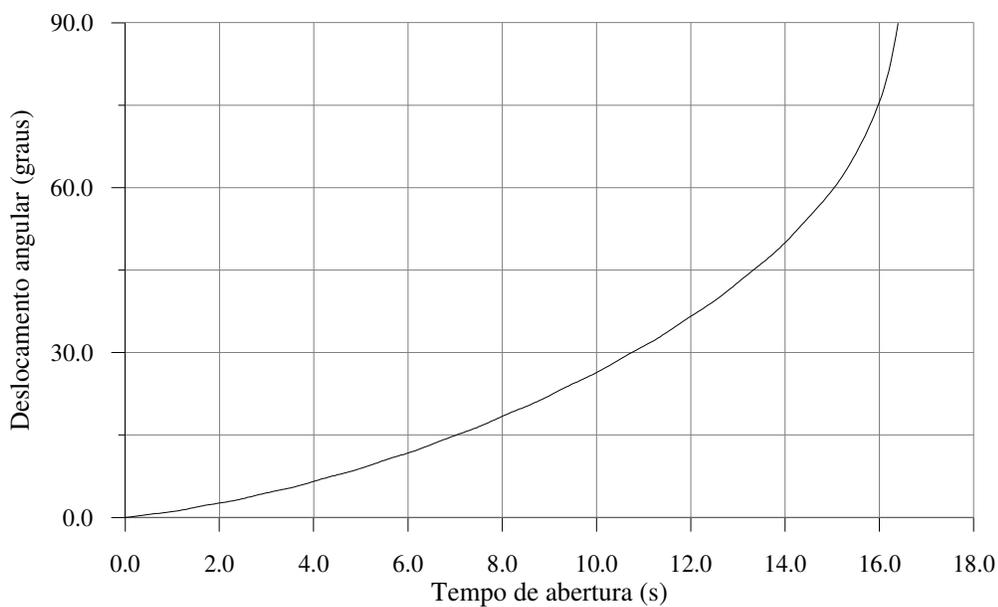


Figura 9.1: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.

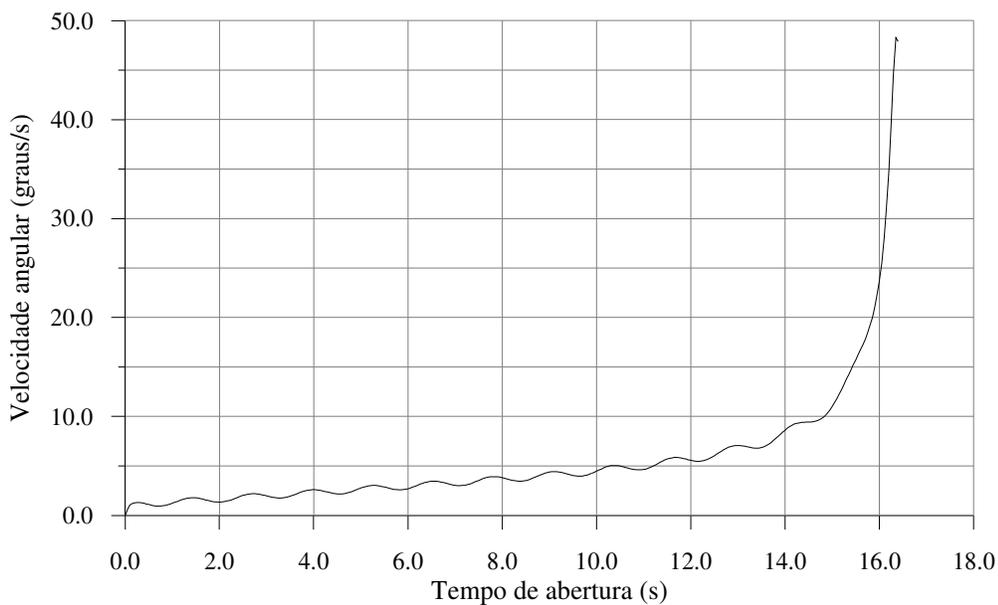


Figura 9.2: Velocidade angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.

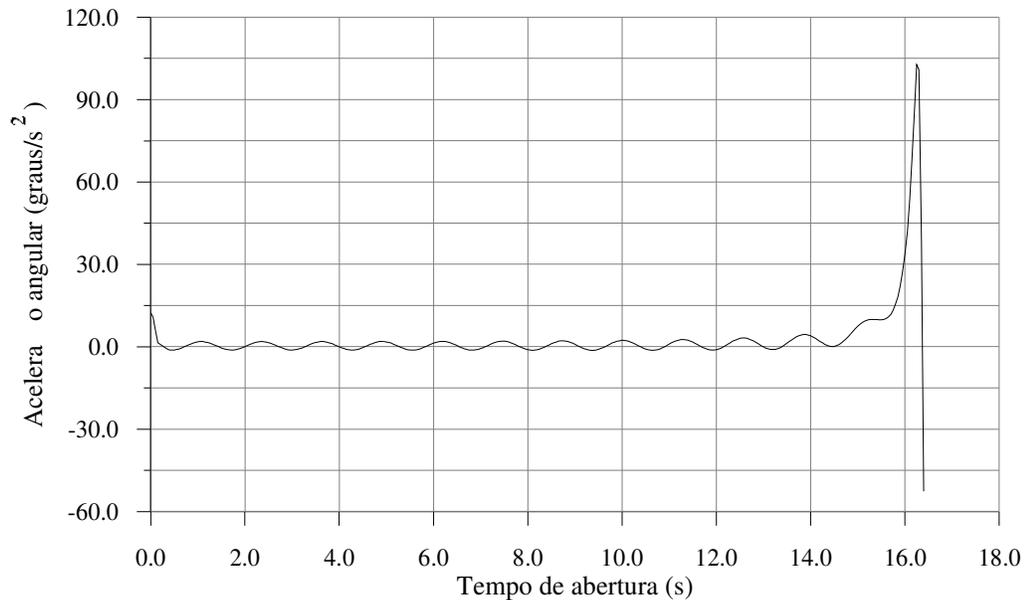


Figura 9.3: Aceleração angular em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.

Dos dados da figura 9.1 pode-se extrair o tempo total de abertura para a simulação em laboratório, ou seja: **16,35 s**. Da mesma maneira, dos dados da figura 9.2, tem-se a velocidade angular ao final do movimento de abertura obtida para a simulação em laboratório de **48,3 graus/s**.

A curva velocidade angular em função do tempo de abertura apresenta uma oscilação na forma senoidal (figura 9.2). Esta oscilação é devido a defasagem dos carros de suspensão que aceleram ou freiam os painéis solares durante o movimento de abertura, e também da defasagem do braço de suspensão em relação ao *yoke* que, da mesma maneira, acelera ou freia o *yoke*.

## 9.2 - Comparação entre os resultados de simulação em laboratório e os de teste

As curvas do deslocamento, velocidade e aceleração angular em função do tempo de abertura, obtidas na simulação em laboratório, e as respectivas curvas de teste são comparadas nas figuras 9.4, 9.5 e 9.6.

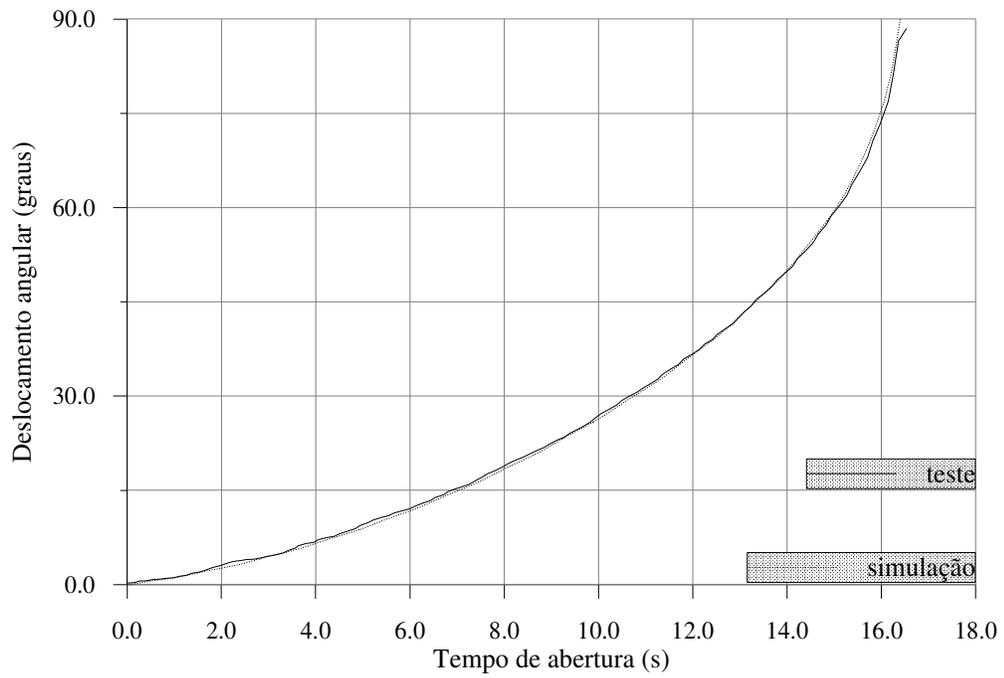


Figura 9.4: Comparação entre o deslocamento angular em função do tempo de abertura para resultados de simulação em laboratório e de teste.

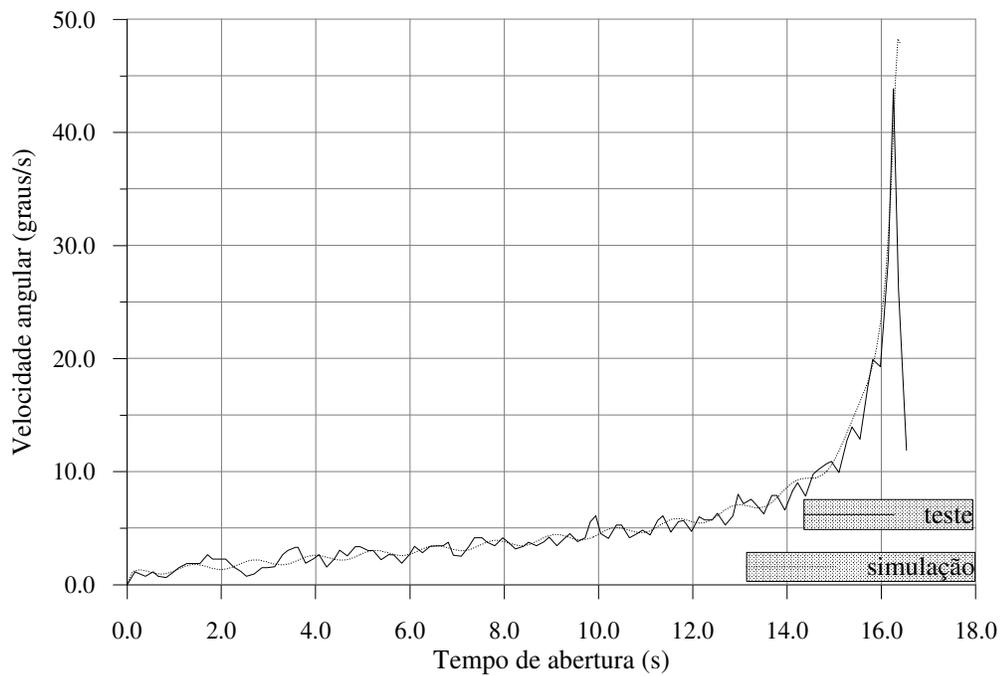


Figura 9.5: Comparação entre a velocidade angular em função do tempo de abertura para resultados de simulação em laboratório e de teste.

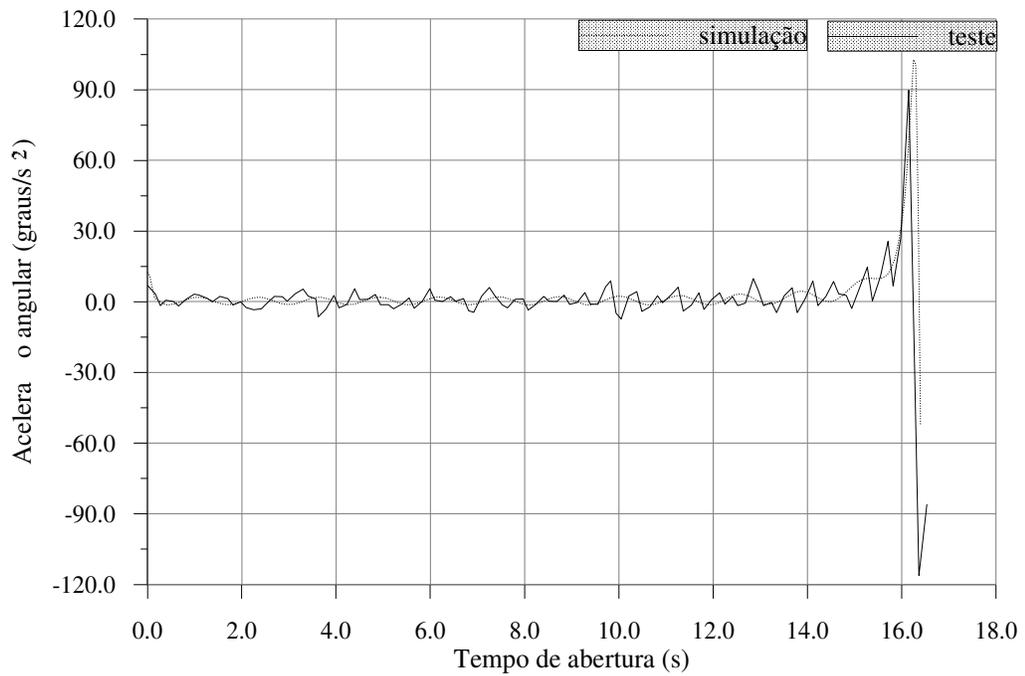


Figura 9.6: Comparação entre a aceleração angular em função do tempo de abertura para resultados de simulação em laboratório e de teste.

Pode-se verificar que há uma excelente aproximação entre o resultado de simulação e o de teste para o deslocamento angular (figura 9.4). Ao final do movimento de abertura há um aumento repentino e significativo da aceleração angular e, tanto para a velocidade (figura 9.5) quanto para a aceleração angular (figura 9.6), ocorre uma diferença entre os resultados de simulação e os de teste. Esta diferença é devida à frequência de aquisição de dados ( $6\text{ Hz}$ ) ser muito baixa, ou seja é pequeno o número de pontos adquiridos ao final do movimento, e também devido a erros introduzidos pelo método de derivação utilizado. Assim os valores obtidos para a velocidade e aceleração angular ao final do movimento de abertura no modelo de simulação em laboratório são os valores que devem ser atribuídos ao gerador solar nesta situação.

Observa-se na figura 9.5 que a curva da velocidade angular de teste, apesar de apresentar variações tipo dente de serra, acompanha a variação senoidal da curva de simulação durante todo o movimento de abertura. As variações tipo dente de serra são devidas às pequenas variações na medida do deslocamento angular que implicam em modificações significativas na

velocidade e conseqüentemente na aceleração angular calculadas. Estas pequenas variações do deslocamento angular podem ser devidas à flexibilidade da cordoalha do mecanismo de sincronismo que não foi incluída no modelo, além de erros aleatórios de medida (seção 8.1). Uma investigação mais detalhada poderia ser efetuada aumentando-se a frequência de aquisição de dados, pois sabe-se que para conhecer o comportamento de um sistema dinâmico é necessário adquirir dados em uma frequência pelo menos duas vezes maior do que a maior frequência do sistema. Esta é uma contribuição aos testes a serem realizados para o modelo de vôo do gerador solar.

### **9.3 - Simulação em órbita**

#### **9.3.1 - Torques motores para simulação em órbita**

A seção 4.3.1 descreve a metodologia para encontrarmos os valores dos torques motores na condição espacial. Tal torque é obtido a partir do torque de atrito em laboratório, determinado na seção 8.2, e de uma relação matemática que extrapola o torque de atrito para a condição espacial. Tal relação é obtida através de ensaios do mancal no ambiente de laboratório e no espacial. Para os mecanismos de articulação do problema apresentado, até a época de elaboração deste trabalho, não estava disponível qualquer análise ou relatório de teste de tais mancais.

Sendo assim, considerou-se para efeito de uma análise global do problema duas diferentes situações conservadoras de simulação: (1) torque de atrito na condição espacial igual ao de laboratório e (2) torque de atrito igual a zero. Tem-se então duas situações limite. Na situação (1) o torque de atrito será maior que o real, conforme descrito na seção 4.3.1. Nesta situação pode-se avaliar, de uma maneira conservativa, a margem de torque existente, ou seja quanto o torque motor determinado em 5.7 será maior que o torque necessário para vencer os atritos nos mancais dos mecanismos de articulação. Nesta avaliação da margem de torque deve-se considerar um tempo máximo de abertura requisitado pelo sistema de controle de atitude do satélite. Na outra situação (2) a velocidade angular será maior que a velocidade real, e a análise

estrutural transiente, devido ao impacto ao final da abertura, será realizada também de uma maneira conservativa. A tabela 9.1 resume os valores dos torques motores utilizados na simulação em órbita, para cada um dos eixos de articulação e nas duas situações citadas.

Tabela 9.1: Duas situações para os torques motores na condição espacial.

Torque ( $N \cdot m$ )	Situação 1	Situação 2
$T_{orb1}$	$1,9141 - 0,0044 \cdot \alpha$	$2,9907 - 0,0069 \cdot \alpha$
$T_{orb2}$	$1,0150 - 0,0051 \cdot \alpha$	$1,5859 - 0,0080 \cdot \alpha$
$T_{orb3}$	$0,9951 - 0,0051 \cdot \alpha$	$1,5549 - 0,0079 \cdot \alpha$
$T_{orb4}$	$0,9669 - 0,0046 \cdot \alpha$	$1,5107 - 0,0072 \cdot \alpha$

É importante lembrar que nova simulação em órbita deve ser efetuada após a realização dos ensaios de torque de atrito nos mancais.

### 9.3.2 - Resultados da simulação em órbita

As figuras de 9.7 a 9.12 mostram os resultados para o deslocamento, velocidade e aceleração angular para as duas diferentes situações de simulação em órbita.

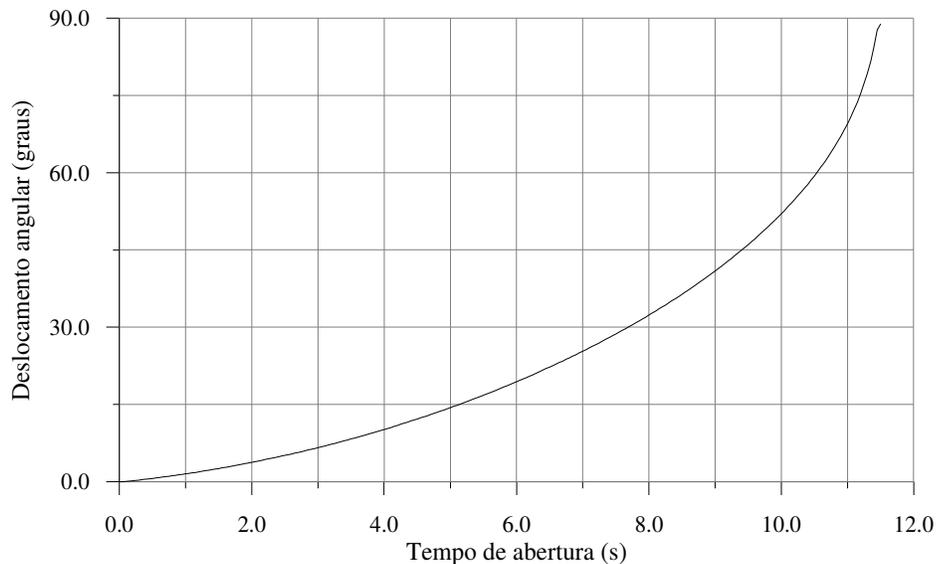


Figura 9.7: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.

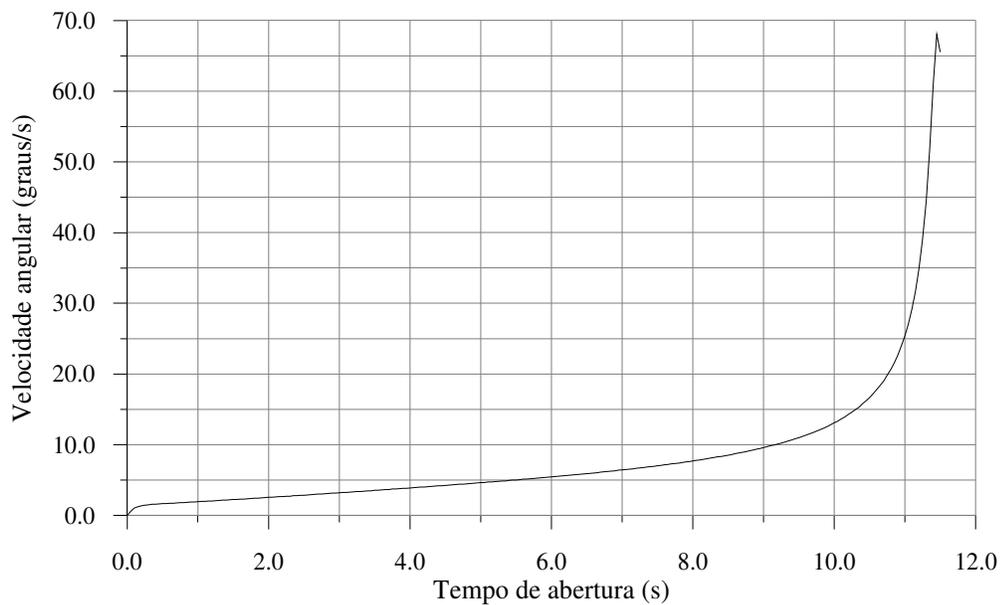


Figura 9.8: Velocidade angular em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.

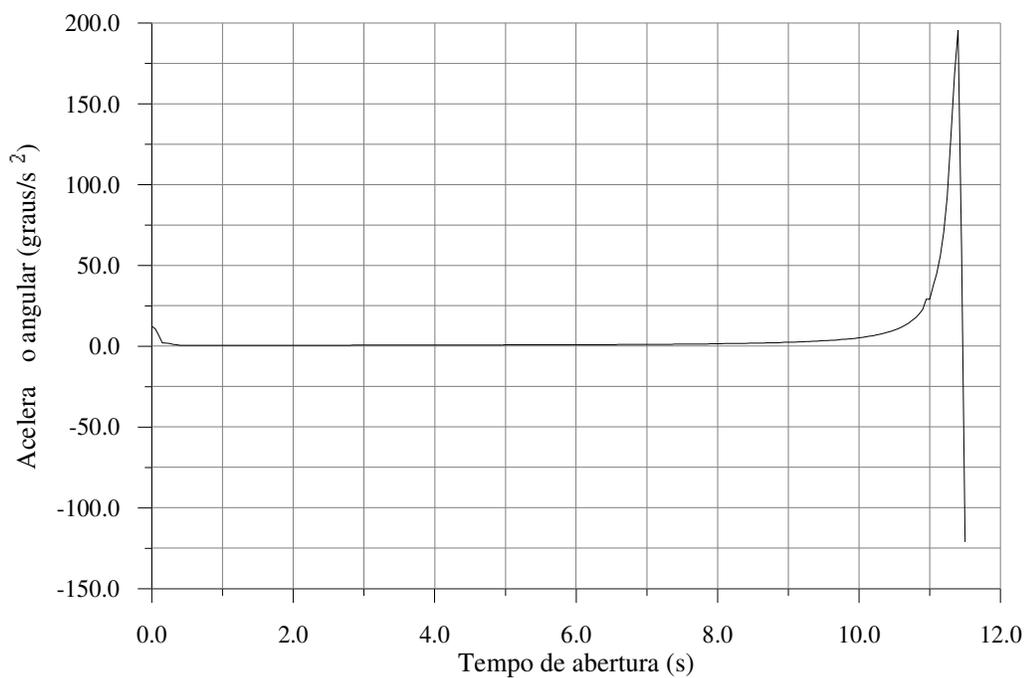


Figura 9.9: Aceleração angular em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.

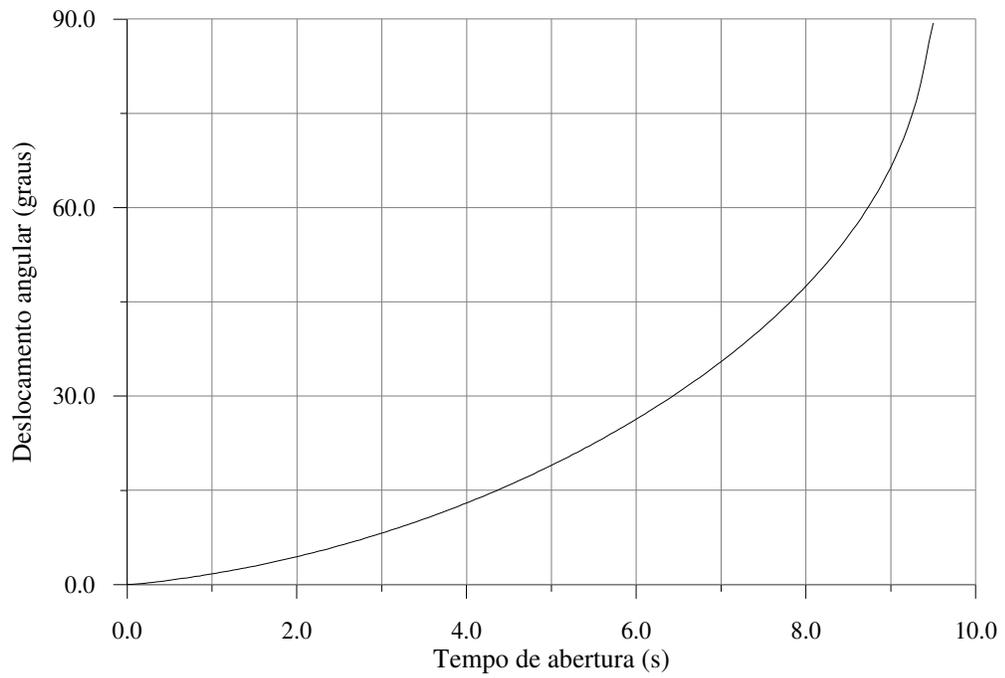


Figura 9.10: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.

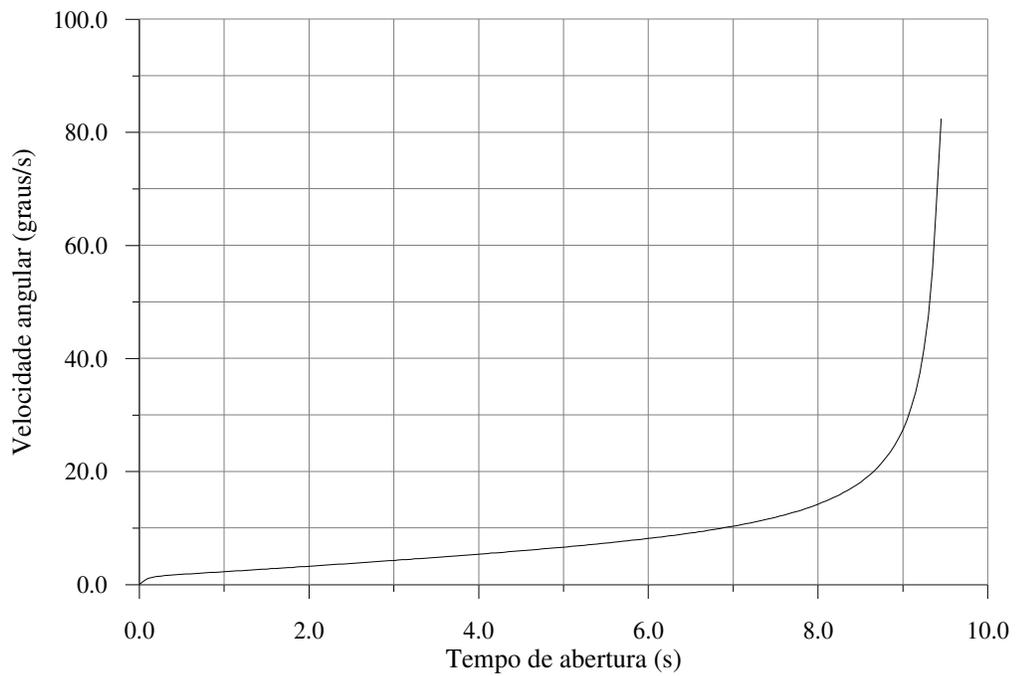


Figura 9.11: Velocidade angular em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.

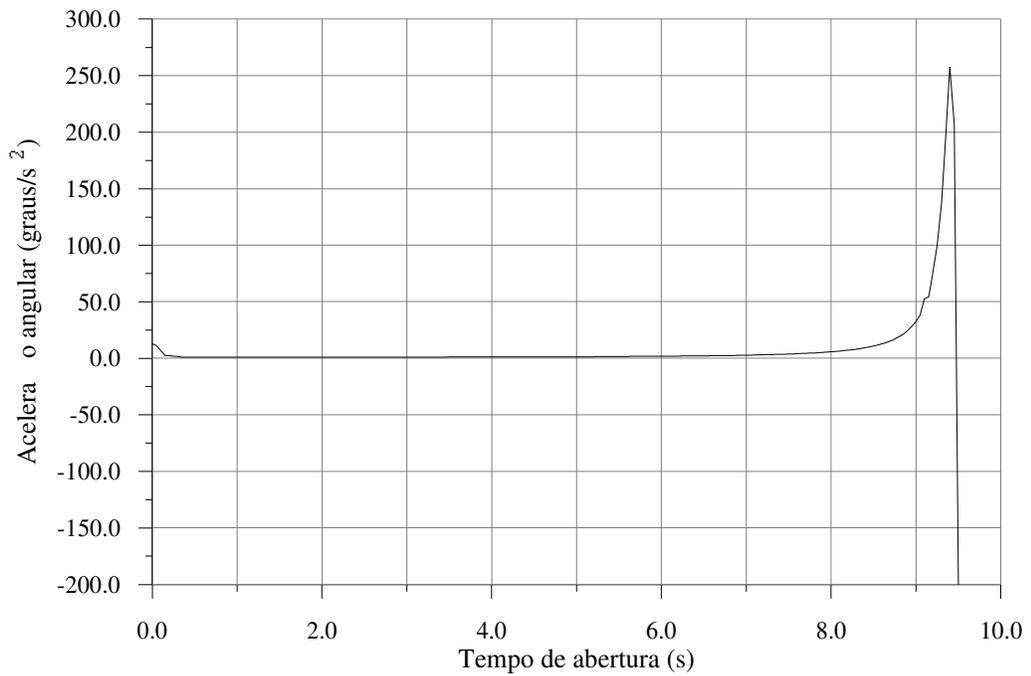


Figura 9.12 Aceleração angular em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.

Dos dados das figuras 9.7 e 9.8 pode-se extrair, para a situação 1 de simulação em órbita, o tempo total de abertura de **11,50 s**, e a velocidade angular ao final do movimento de abertura de **68,0 graus/s**. Da mesma maneira, dos dados das figuras 9.10 e 9.11, tem-se para a situação 2 de simulação em órbita o tempo total de abertura de **9,50 s**, e a velocidade angular ao final do movimento de abertura de **82,4 graus/s**.

# CAPÍTULO 10

## CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

A seção 9.2 mostra que existe uma excelente aproximação entre os resultados de simulação e os de teste. Devido a impossibilidade de executar novos testes de abertura com diferentes parâmetros, foi efetuada uma comparação com os resultados do modelo elaborado por Devloo [63]. O intuito foi realizar uma verificação adicional da confiabilidade dos modelos. Para tal comparação os modelos de simulação foram modificados, removendo-se as forças devido às deformações dos painéis solares e os efeitos da interação aerodinâmica (modelo de simulação em laboratório). O apêndice E mostra os resultados de tal comparação. Pode-se concluir que há excelente correspondência entre os resultados, o que vem a confirmar a confiabilidade dos modelos elaborados no ADAMS<sup>®</sup>. As pequenas diferenças podem ser atribuídas às diferentes inércias utilizadas no ADAMS<sup>®</sup> e no programa de Devloo [63].

A hipótese simplificadora 5, seção 4.7, que considera as diferenças angulares provenientes da flexibilidade da cordoalha do mecanismo de sincronismo como sendo mínimas, representa uma contribuição do trabalho efetuado. As pequenas diferenças angulares, apresentadas na seção 8.1, não influenciam o ajuste do modelo de simulação desde que a cordoalha do mecanismo de sincronismo seja escolhida adequadamente. Acredita-se que a escolha da flexibilidade da cordoalha e respectiva pré-tensão pode ser feita através de análise de dados obtidos experimentalmente, não sendo necessário incluí-la nos modelos de simulação. Uma estimativa inicial pode ser feita baseando-se em experiências de outros projetos semelhantes. Desta maneira o problema apresenta uma simplificação significativa,

pois os graus de liberdade que representam a posição dos painéis solares e do *yoke* são reduzidos de quatro para um.

As forças devido à deformação dos painéis solares fornecem energia rapidamente e no início do movimento de abertura. Caso estas forças não sejam modeladas, a inclinação da curva deslocamento angular em função do tempo de abertura será bem menor, ou seja o movimento de abertura será mais lento no início e o tempo de abertura, velocidade e aceleração angular serão menores. O apêndice F apresenta uma tentativa de ajuste do parâmetro torque motor sem considerar a deformação dos painéis solares. Pode-se concluir que sem considerar tais forças não é possível ajustar o modelo de simulação em laboratório e portanto nenhum resultado poderá ser obtido. Ressalta-se aqui a importância da inclusão nos modelos de simulação em laboratório e órbita da deformação dos painéis solares.

A importância da modelagem dos efeitos da interação aerodinâmica do painéis solares com o ar existente dentro do laboratório é discutida e apresentada no apêndice G. Pode-se verificar neste apêndice que a força de arrasto é predominante em relação a de sustentação e ao momento de arfagem. Como conclusão pode-se afirmar que a inexistência do arrasto aerodinâmico no modelo de simulação em laboratório representa uma diminuição de aproximadamente 8% na velocidade angular em órbita. Sendo o valor obtido na simulação sem a aerodinâmica menor que o valor obtido com a aerodinâmica temos um erro que está contra a segurança. Desta maneira justifica-se a inclusão do arrasto aerodinâmico no modelo de simulação em laboratório.

Uma análise de sensibilidade dos parâmetros de saída dos modelos de simulação em laboratório e órbita em relação a determinados parâmetros de entrada, pode ser realizada utilizando-se os modelos de simulação dinâmicos construídos. Tal análise deve ser efetuada após a determinação do valor máximo admissível da velocidade angular em órbita, que é resultado das análises estruturais transientes devido ao impacto ao final do movimento de abertura. Como resultado desta análise de sensibilidade poder-se-ia obter os valores e tolerâncias dos parâmetros relacionados com o projeto do gerador solar (massas, inércias e torques das molas motoras), com

a fabricação (deformação dos painéis solares), com a montagem da asa (desvios de posicionamento dos painéis solares e *yoke* e posicionamento angular do satélite em relação ao trilho) e com o dispositivo de teste (atrito entre os carros de suspensão e trilho, nivelamento do trilho, massas dos carros de suspensão e do braço de suspensão e molas de suspensão).

O modelo de simulação dinâmica em laboratório inclui o nivelamento do trilho e a inclinação do satélite em relação ao trilho. As figuras ANE22 e ANE23, anexo E, mostram o deslocamento e velocidade angulares em uma diferente situação de nivelamento e inclinação. O anexo E traz também a curva de deslocamento e velocidade angulares caso os coeficientes de atrito dinâmico equivalentes fossem diferentes (figura ANE24 e ANE25). Como pode ser observado nas figuras citadas neste parágrafo, há uma diferença significativa nos resultados de simulação comparando-se com os resultados obtidos no capítulo 9. Independentemente de qualquer análise futura pode-se afirmar que há uma sensibilidade do modelo ao nivelamento do trilho, a inclinação do satélite e aos coeficientes de atrito dinâmico equivalentes.

A modelagem no ADAMS<sup>®</sup> apresentou de fato as vantagens citadas na seção 6.2, ou seja o trabalho de modelagem e análise de resultados foi extremamente facilitado. Além disso o modelo para simulação em laboratório, por se tratar de um modelo amplo, poderá ser modificado para utilização em outros satélites a serem desenvolvidos no INPE. Cabe ressaltar que todas as análises dinâmicas realizadas para o movimento de abertura do satélite CBERS, foram efetuadas usando-se estes modelos construídos no ADAMS<sup>®</sup>.

Trabalhos futuros poderiam ser desenvolvidos utilizando-se o ADAMS<sup>®</sup>: (1) a flexibilidade dos painéis e *yoke* pode ser acrescentada ao modelo, em substituição aos elos rígidos do modelo atual, a partir da interface do ADAMS<sup>®</sup> com programas de FEA, tipo NASTRAN ou ANSYS.

Assim as análises transientes do impacto ao final do movimento de abertura poderiam ser efetuadas dentro do ambiente ADAMS<sup>®</sup>; (2) um mecanismo de sincronismo com controle ativo do movimento poderia ser acrescentado ao projeto mecânico dos mecanismos de abertura. A modelagem deste mecanismo seria facilitada devido a interface do ADAMS<sup>®</sup> com programas de controle, como por exemplo o Matrix\_X.

# APÊNDICE A

## CÁLCULO DA CONSTANTE ELÁSTICA DAS MOLAS DOS MECANISMOS DE ARTICULAÇÃO

As molas dos mecanismos de articulação entre painéis e entre o *yoke* e o BAPTA são molas espirais, tipo Arquimedes. As figuras 3.3 e 3.4 mostram a montagem nos mecanismos de articulação. O torque proporcionado por cada uma destas molas é dado pela seguinte expressão:

$$T_{mec} = K_{mec} \cdot (\varphi - \alpha) \quad (A.1)$$

onde:

$K_{mec}$  = constante elástica da mola do mecanismo

$\varphi$  = ângulo de pré-torque da mola

$\alpha$  = ângulo de abertura (eixo z)

Para mola com lâmina retangular tem-se a seguinte expressão para a constante elástica

[79]:

$$K_{mec} = \frac{E \cdot b \cdot e^3}{12 \cdot \theta \cdot R_m} \quad (A.2)$$

onde:

$E$  = módulo de elasticidade normal

$b$  = largura da lâmina

$e$  = espessura da lâmina

$\theta$  = ângulo total de enrolamento, função do número de voltas da lâmina

$R_m$  = raio médio

Escolhendo mola em aço inoxidável, que possui módulo de elasticidade igual a  $2,1 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ , largura da lâmina de  $10,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ , espessura de  $0,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ , ângulo total de enrolamento correspondente a 7 voltas, e raio médio de  $28,0 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ , tem-se o seguinte valor para a constante de rigidez torsional:

$$K_{mec} = 1,52 \cdot 10^{-3} \quad [\text{N} \cdot \text{m}/\text{grau}] \quad (\text{A.3})$$

Rescrevendo a expressão A.1 tem-se a seguinte expressão para o torque dado por cada uma das molas dos mecanismos de articulação:

$$T_{mec} = 1,52 \cdot 10^{-3} \cdot (\varphi - \alpha) \quad [\text{N} \cdot \text{m}] \quad (\text{A.4})$$

# APÊNDICE B

## CÁLCULO DOS COEFICIENTES DE ATRITO DINÂMICO EQUIVALENTES ENTRE OS CARROS DE SUSPENSÃO E O TRILHO

Os coeficientes de atrito dinâmicos equivalentes foram determinados através de ensaios. A seção 5.3 descreve resumidamente tais ensaios e a figura 5.8 ilustra o problema.

Para encontrar o coeficiente de atrito dinâmico equivalente deve-se inclinar o trilho do dispositivo de teste de uma altura  $h$  em uma distância  $d$ . Nesta situação tem-se o seguinte ângulo de inclinação:

$$\xi = \arctan\left(\frac{h}{d}\right) \quad (\text{B.1})$$

Abandonando o carro no ponto  $0$  (figura 5.8), a velocidade inicial neste ponto será igual a zero. Assim tem-se a seguinte expressão para a posição do carro de suspensão no trilho em função do tempo:

$$pos_c = \frac{g \cdot (\text{sen} \xi - \mu_{din} \cdot \text{cos} \xi) \cdot t^2}{2} \quad (\text{B.2})$$

onde:

$\mu_{din}$  = coeficiente de atrito dinâmico equivalente

Considerando a situação em que  $\mu_{din} = 0$  e uma outra em que  $\mu_{din} \neq 0$  e igualando-se, em ambas as situações, as expressões para a diferença de posição entre o ponto 1 e o ponto 2 (figura 5.8) tem-se a seguinte expressão para o coeficiente de atrito equivalente:

$$\mu_{din} = \tan \xi \cdot \left[ 1 - \frac{T_2^2 - T_1^2}{t_2^2 - t_1^2} \right] \quad (B.3)$$

onde:

$T_1$  = tempo para atingir o ponto 1, caso  $\mu_{din} = 0$

$T_2$  = tempo para atingir o ponto 2, caso  $\mu_{din} = 0$

$t_1$  = tempo para atingir o ponto 1, caso  $\mu_{din} \neq 0$

$t_2$  = tempo para atingir o ponto 2, caso  $\mu_{din} \neq 0$

Ou seja, conhecendo-se o tempo de ensaio, onde  $\mu_{din} \neq 0$ , entre o ponto 1 e o ponto 2 e calculando-se tal tempo através da expressão B.2, no caso  $\mu_{din} = 0$  ( $\Delta T$ ), pode-se determinar o coeficiente de atrito equivalente.

Para os conjuntos carro de suspensão-trilho, pode-se escrever um valor típico para o coeficiente de atrito dinâmico equivalente:

$$\mu_{din} = 0.000892 \quad (B.4)$$

# APÊNDICE C

## CÁLCULO DA CONSTANTE ELÁSTICA DAS MOLAS DE SUSPENSÃO

As molas de suspensão são molas helicoidais de tração. A figura 4.4 mostra a montagem dessas molas. A força proporcionada por tais molas é dada pela seguinte expressão:

$$F_{susp} = K_{susp} \cdot (d + d_o) \quad (C.1)$$

onde:

$K_{susp}$  = constante elástica da mola de suspensão

$d$  = deslocamento da mola a partir do deslocamento  $d_o$

$d_o$  = deslocamento inicial ou pré-carregamento da mola

Para mola helicoidal, fio redondo, tem-se a seguinte expressão para a constante elástica [79]:

$$K_{susp} = \frac{G \cdot d_f^4}{64 \cdot n_e \cdot R_m^3} \quad (C.2)$$

onde:

$G$  = módulo de elasticidade tangencial

$d_f$  = diâmetro do fio

$n_e$  = número de espiras ativas

$R_m$  = raio nominal

Adotando-se mola em aço carbono que possui  $G = 8,25 \cdot 10^{-10} \text{ N/m}^2$ , fio da mola com diâmetro  $2,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$ , raio nominal da mola de  $15,5 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  e número de espiras ativas igual a 42, tem-se o seguinte valor para a constante de rigidez:

$$K_{susp} = 2580 \quad [N/m] \tag{C.3}$$

Substituindo o valor obtido em C.3 na expressão C.1, tem-se:

$$F_{susp} = 2580 \cdot (d + d_o) \quad [N] \tag{C.4}$$

# APÊNDICE D

## DESCRIÇÃO DO ENSAIO DE DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES AERODINÂMICOS E DO CÁLCULO DAS FORÇAS E TORQUE AERODINÂMICOS NO PAINEL SOLAR EXTERIOR

Do estudo da aerodinâmica, tem-se as seguintes expressões para a força de arrasto ( $F_a$ ), de sustentação ( $F_s$ ) e para o momento de arfagem ( $M_a$ ) [80]:

$$F_a = C_a \cdot P_{din} \cdot A$$

$$F_s = C_s \cdot P_{din} \cdot A$$

$$M_a = C_{arf} \cdot P_{din} \cdot A \cdot \left(\frac{w}{2}\right)$$

(D.1)

onde:

$C_a$  = coeficiente aerodinâmico de arrasto

$P_{din}$  = pressão dinâmica do ar sobre o painel

$A$  = área do painel sujeita a pressão aerodinâmica

$C_s$  = coeficiente aerodinâmico de sustentação

$C_{arf}$  = coeficiente aerodinâmico de arfagem

$w$  = largura do painel

A pressão dinâmica é escrita como:

$$P_{din} = \frac{\rho \cdot v_{ar}^2}{2} \quad (D.2)$$

onde:

$\rho$  = densidade do ar

$v_{ar}$  = velocidade do ar sobre o painel, corresponde a velocidade de translação do CM do painel solar exterior durante o movimento de abertura

E a densidade do ar é dada por:

$$\rho = \frac{P_{atm}}{R \cdot T_{amb}} \quad (D.3)$$

onde:

$P_{atm}$  = pressão atmosférica no laboratório

$R$  = constante = 273

$T_{amb}$  = temperatura ambiente

Os coeficientes aerodinâmicos dependem da geometria e da rugosidade da superfície do painel solar. Para superfícies aerodinâmicas de grandes dimensões como a do painel solar, os coeficientes aerodinâmicos são determinados experimentalmente, através de ensaios em túnel de vento de modelos em escala reduzida. A dimensão do modelo é limitada pela dimensão do túnel de vento. Como a espessura do painel (22 mm) é muito pequena comparada com a largura (1744 mm) e comprimento (2581 mm), tem-se a caracterização de um ensaio em 2-D. Em ensaios 2-D é recomendável que a área do modelo não ultrapasse 5% da área do túnel de vento [80]. Procedendo desta maneira, os coeficientes obtidos para o modelo em escala serão os mesmos do modelo real, desde que as superfícies sejam similares.

O ensaio de determinação dos coeficientes aerodinâmicos foi realizado usando-se o túnel de vento do grupo de aerodinâmica da Divisão de Aeronáutica e Mecânica do ITA. Montado

neste túnel há um sensor de carga, baseado em extensômetros elétricos, projetado para ensaios de determinação de forças aerodinâmicas. A figura APD1 ilustra a configuração do ensaio realizado:

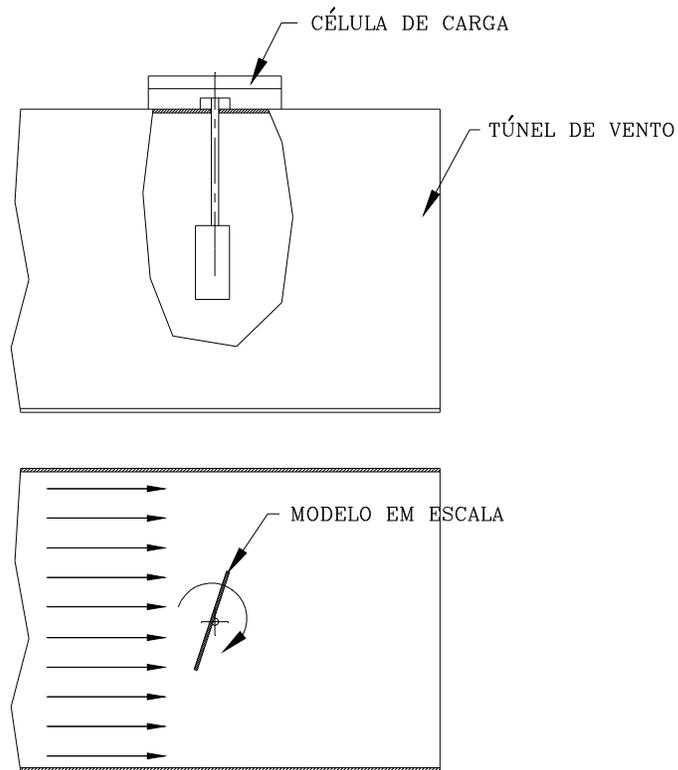


Figura APD1: Ensaio de determinação dos coeficientes aerodinâmicos.

O ensaio foi realizado em dois passos: (1) calibração da célula de carga por intermédio de aplicação de forças conhecidas; (2) leitura da força de arrasto e de sustentação em diferentes posições angulares do modelo (*15 em 15 graus*) e para uma velocidade do fluxo de ar no túnel de vento constante.

Conhecendo-se as forças aerodinâmicas por intermédio dos ensaios e usando-se as expressões D.1, D.2 e D.3, pode-se calcular os coeficientes aerodinâmicos em função de diferentes posições angulares.

Aplicando interpolação polinomial nas curvas dos coeficientes aerodinâmicos em função da posição angular, tem-se:

$$\begin{aligned}
 C_a &= -4,68 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2 - 1,10 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 1,30 \\
 C_s &= -5,04 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha^4 + 8,88 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3 - 4,10 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 + 2,10 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha \\
 C_{arf} &= -1,25 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3 - 1,33 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 + 2,20 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha
 \end{aligned}
 \tag{D.4}$$

onde:

$\alpha$  = ângulo de ataque, correspondente ao ângulo de abertura

As figuras APD2, APD3 e ADD4 ilustram a variação dos coeficientes aerodinâmicos em função do ângulo de ataque do painel solar.

As forças de arrasto e de sustentação e o momento de arfagem para o modelo real podem ser obtidas através das expressões D.1. Substituindo nesta expressão os valores dos coeficientes aerodinâmicos obtidos em D.4, da pressão dinâmica ( $P_{din}$ ) dada pela expressão D.2, da densidade do ar dada pela expressão D.3 e das dimensões do painel solar ( $A$ ,  $w$ ), tem-se o seguinte:

$$\begin{aligned}
 F_a &= 2,66 \cdot v_p^2 \cdot (1,30 - 1,10 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha - 4,68 \cdot 10^{-5} \cdot \alpha^2) \\
 F_s &= 2,66 \cdot v_p^2 \cdot (-2,11 \cdot 10^{-3} + 2,07 \cdot 10^{-3} \cdot \alpha - 4,13 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 + 8,88 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3 - 5,04 \cdot 10^{-8} \cdot \alpha^4) \\
 M_a &= 2,33 \cdot v_p^2 \cdot (8,00 \cdot 10^{-3} + 2,20 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha - 1,32 \cdot 10^{-4} \cdot \alpha^2 - 1,25 \cdot 10^{-6} \cdot \alpha^3)
 \end{aligned}
 \tag{D.5}$$

onde:

$v_p$  = velocidade translacional no eixo y do CM do painel solar exterior

A figura 5.10 ilustra tais forças e momentos. As figuras ANE11 a ANE16, anexo E, trazem a variação de tais forças e momento em função do tempo e do ângulo de abertura para o modelo de simulação dinâmico em laboratório.

A força de arrasto é zero no início do movimento de abertura, pois a velocidade de translação do painel solar e o ângulo de abertura são também zero, atinge o máximo em um determinado ângulo (figura ANE12) e depois vai novamente a zero, pois a velocidade de translação é zero ao final do movimento de abertura. De maneira semelhante pode-se descrever a força de sustentação e o momento de arfagem (figuras ANE14 e ANE16). A força de arrasto, que atua no eixo  $y$  de abertura, possui maior magnitude que a força de sustentação que atua no eixo transversal. O momento de arfagem possui magnitude de pequeno valor. Sendo assim pode-se dizer que a contribuição da aerodinâmica ao modelo é devida em sua maior parte à força de arrasto.

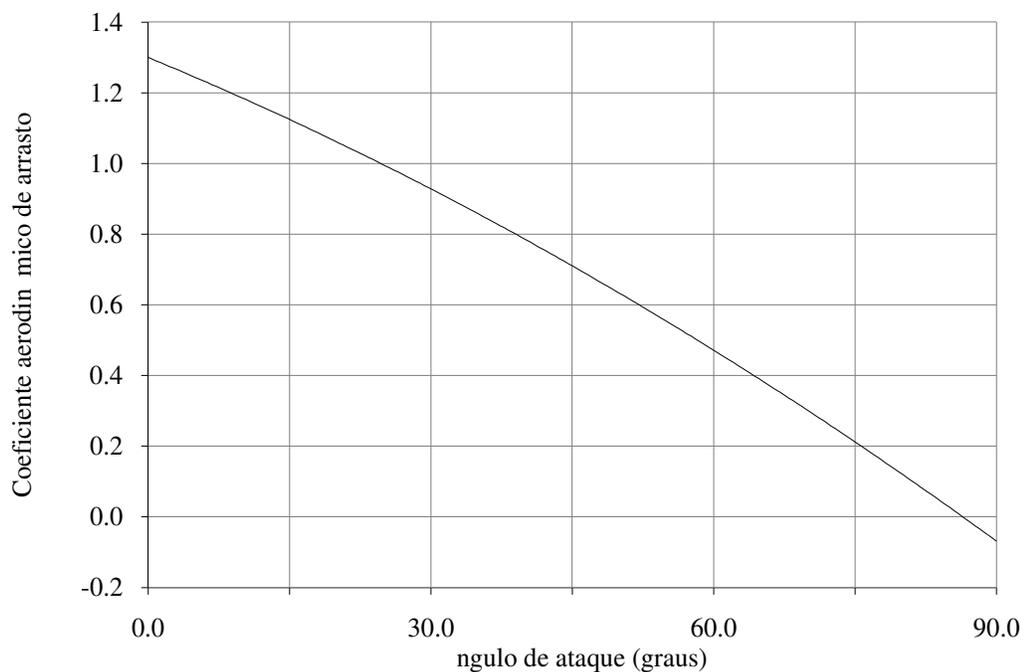


Figura APD2: Coeficiente aerodinâmico de arrasto em função do ângulo de ataque.

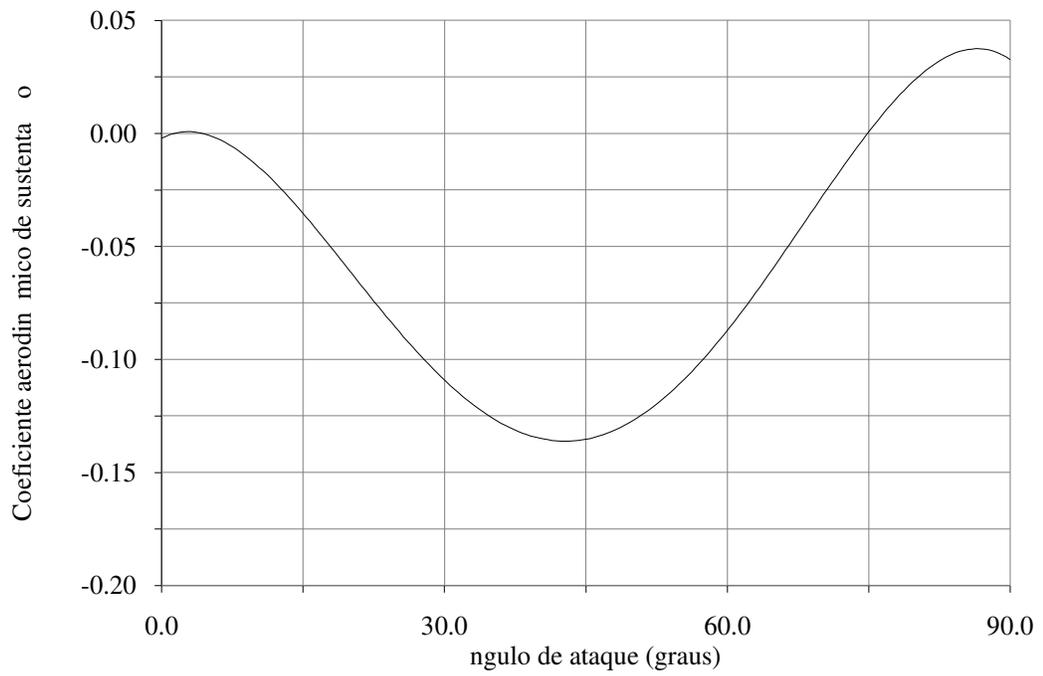


Figura APD3: Coeficiente aerodinâmico de sustentação em função do ângulo de ataque.

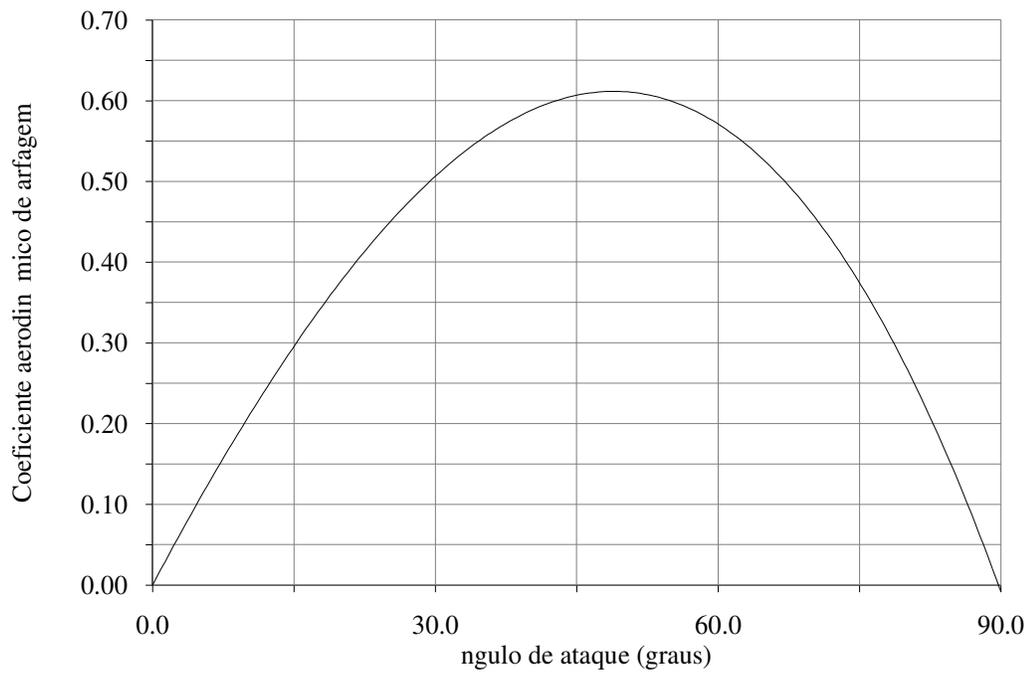


Figura APD4: Coeficiente aerodinâmico de arfagem em função do ângulo de ataque.

# APÊNDICE E

## COMPARAÇÃO DOS RESULTADOS DE SIMULAÇÃO

Este apêndice apresenta uma comparação entre os resultados de simulação, posição e velocidade angular em função do tempo de abertura, obtidos para o modelo ADAMS<sup>®</sup> e para o modelo de Devloo [63], tanto para a condição em laboratório quanto para a condição em órbita. Para tal comparação o modelo ADAMS<sup>®</sup> foi modificado removendo-se as forças devido à deformação dos painéis e os efeitos da aerodinâmica (modelo simulação em laboratório). As figuras APE1, APE2, APE3 e APE4 sintetizam esta comparação. Nestas figuras os resultados do modelo de Devloo são as curvas com menor tempo de abertura.

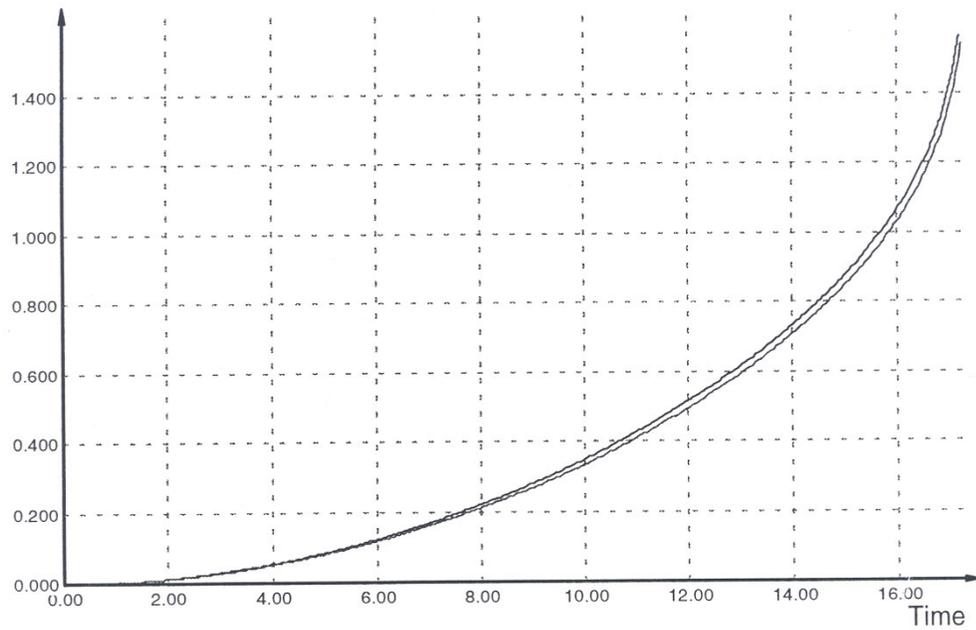


Figura APE1: Deslocamento angular em função do tempo de abertura em laboratório para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.

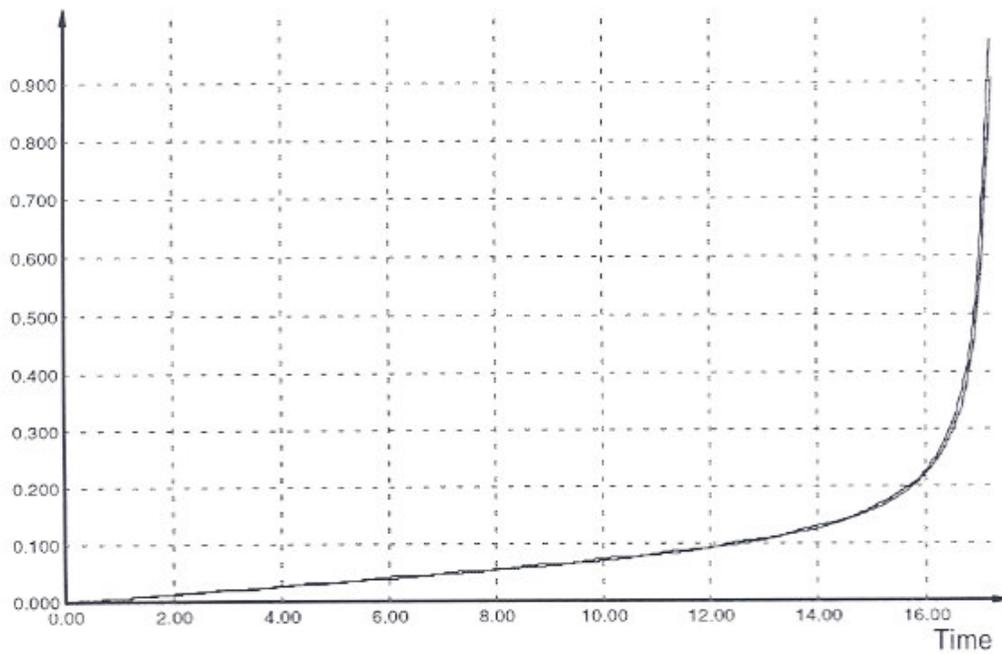


Figura APE2: Velocidade angular em função do tempo de abertura em laboratório para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.

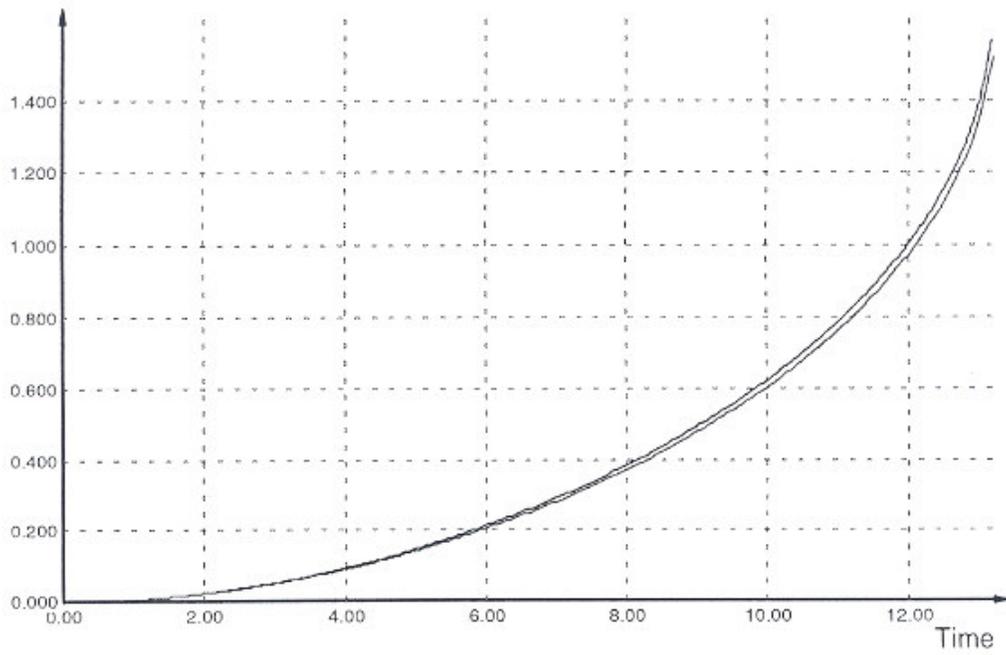


Figura APE3: Deslocamento angular em função do tempo de abertura em órbita para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.

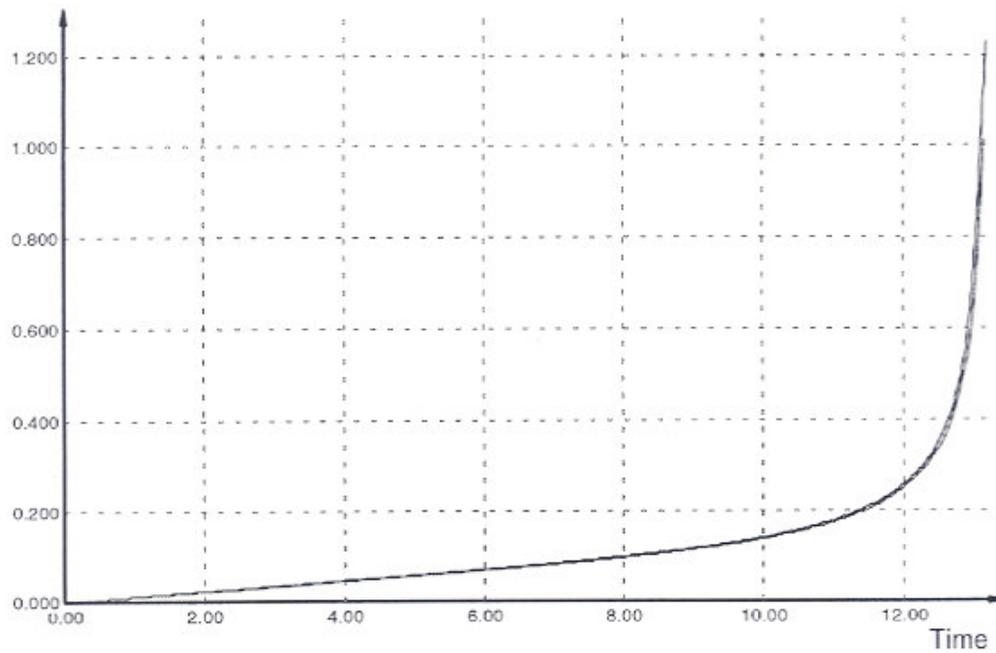


Figura APE4: Velocidade angular em função do tempo de abertura em órbita para modelo de simulação ADAMS® e modelo de Devloo.

# APÊNDICE F

## AVALIAÇÃO DA IMPORTÂNCIA DA MODELAGEM DA DEFORMAÇÃO DOS PAINÉIS SOLARES

Este apêndice apresenta uma avaliação da importância da modelagem da deformação dos painéis solares. Para tal, as forças que representam a deformação dos painéis, descritas na seção 4.2.3 e determinadas na seção 5.2.3, foram excluídas do modelo de simulação dinâmica em laboratório elaborado no ADAMS<sup>®</sup>. A figura APF1 apresenta as curvas do deslocamento angular em função do tempo de abertura (1) para as simulações com torque motor igual a  $0,64 T$ , ou seja o torque motor após o ajuste de parâmetros, (2) para uma tentativa de ajuste com torque motor igual a  $0,80 T$  e (3) para o resultado de teste.

Pode-se observar na figura APF1 que as curvas de simulação possuem inclinações diferentes da curva obtida no teste. Uma tentativa de aproximação é dada pela curva com torque motor igual a  $0,80 T$ , onde pode-se observar que o deslocamento angular é mais lento no início do movimento. Tal fato é devido a não inclusão das forças devido às deformações apresentadas pelos painéis solares. Pode-se concluir então que não é possível uma aproximação dos resultados de simulação com os de teste sem a inclusão no modelo das citadas forças.

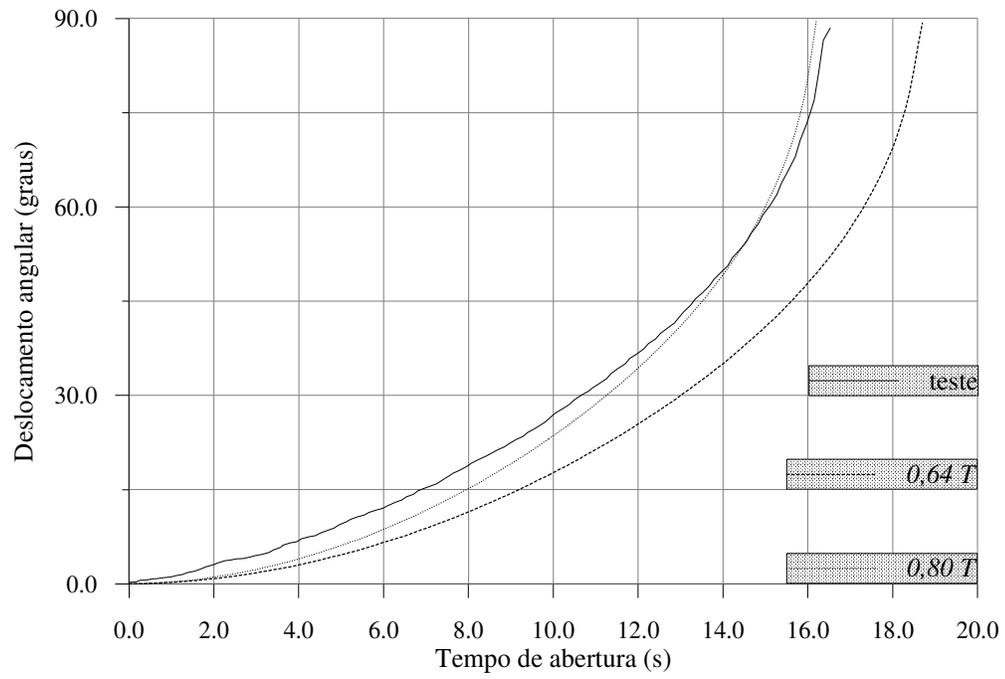


Figura APF1: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para simulações sem as forças devido às deformações dos painéis solares e resultado de teste.

# APÊNDICE G

## AVALIAÇÃO DA IMPORTÂNCIA DA MODELAGEM DA AERODINÂMICA

Este apêndice apresenta uma avaliação da importância da inclusão no modelo de simulação dinâmica em laboratório dos efeitos da interação aerodinâmica do painel solar exterior com o ar existente dentro do laboratório de teste. Tal avaliação foi efetuada seguindo-se os seguintes passos: (1) as forças aerodinâmicas de arrasto, de sustentação e o momento de arfagem foram excluídas do modelo de simulação em laboratório; (2) foi efetuada a simulação dinâmica do novo modelo; (3) foi realizado novo ajuste do parâmetro torque motor do problema; (4) o modelo construído para a simulação em órbita foi atualizado com os novos torques motores, considerando-se a situação torque motor em laboratório igual a torque motor em órbita (situação 1, seção 9.3.1); (5) a nova velocidade angular foi então comparada com a obtida anteriormente na situação 1 de simulação em órbita e apresentada na seção 9.3.2.

A figura APG1 apresenta as curvas do deslocamento angular em função do tempo de abertura para as simulações (1) com torque motor igual  $0,64 T$ , ou seja o torque motor após o ajuste de parâmetros, (2) para novo torque motor ( $0,56 T$ ) resultante do ajuste de resultados de simulação como o de teste no modelo sem a aerodinâmica e (3) para o resultado de teste. Pode-se verificar que as curvas de simulação após o novo ajuste e a curva de teste apresentam uma pequena diferença.

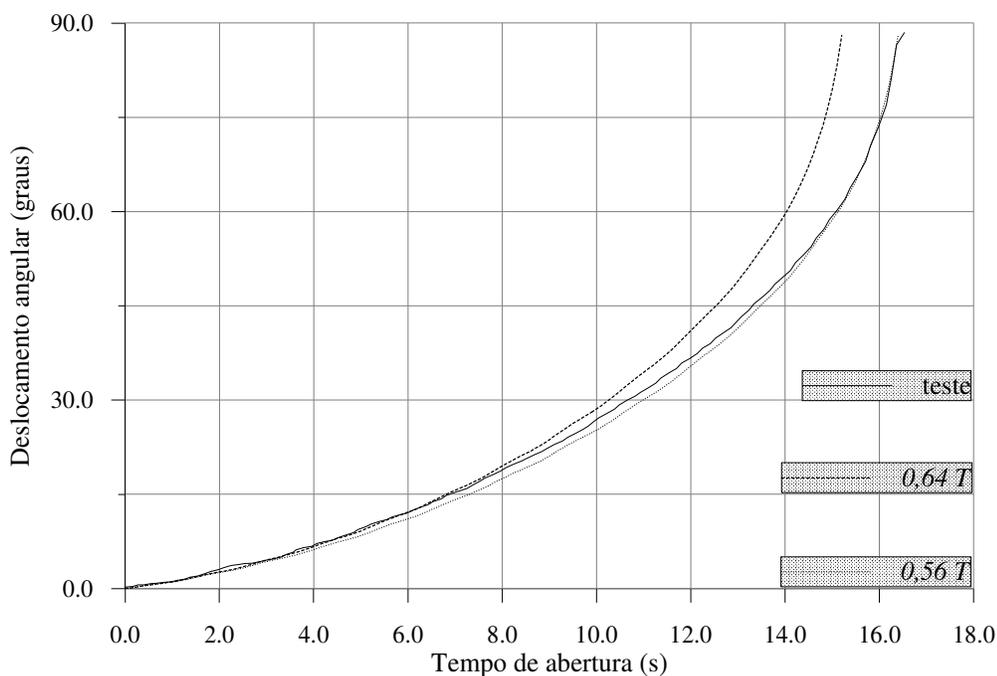


Figura APG1: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para simulações em laboratório sem a aerodinâmica.

As figuras APG2 e APG3 mostram o deslocamento e velocidade angulares em função do tempo de abertura para a simulação em órbita do modelo dinâmico atualizado com o novo torque motor determinado sem a inclusão da interação aerodinâmica. Nesta figura está incluso, com finalidade comparativa, os resultados obtidos para a situação 1 de simulação em órbita, apresentados na seção 9.3.2 e que considera os efeitos da interação aerodinâmica.

A velocidade angular ao final do movimento de abertura para a simulação sem a aerodinâmica em órbita é igual a **62,6** *graus/s* e para a simulação com a aerodinâmica **68,0** *graus/s*. Assim, caso a aerodinâmica não seja considerada no modelo de simulação em laboratório, teremos uma diminuição da velocidade angular de simulação em órbita ao final do movimento de abertura de aproximadamente 8%. Tal diferença justifica a inclusão da aerodinâmica no modelo de simulação.

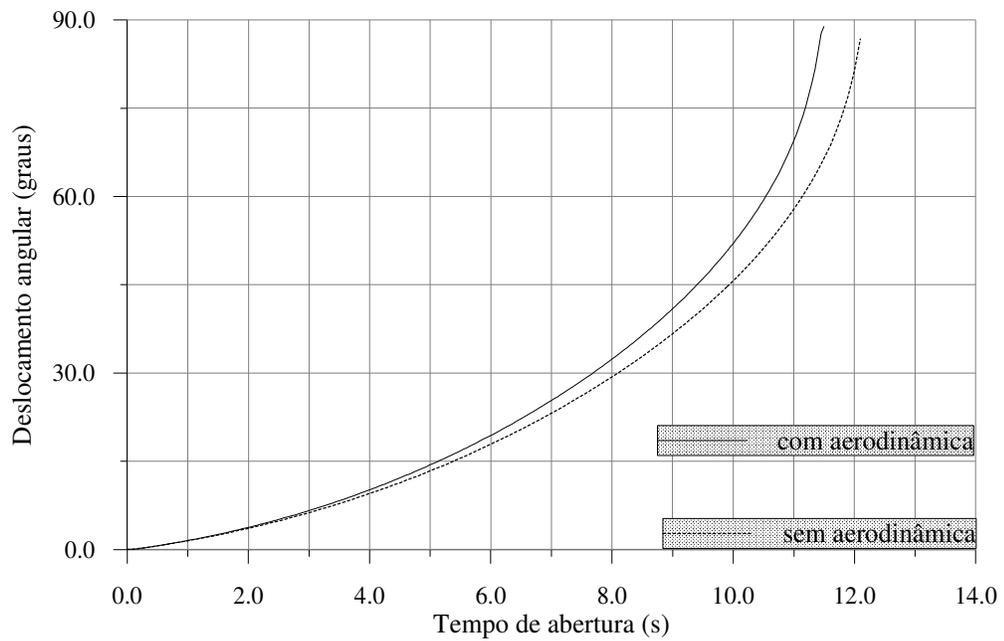


Figura APG2: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para a situação 1 de simulação em órbita com e sem os efeitos da aerodinâmica em laboratório.

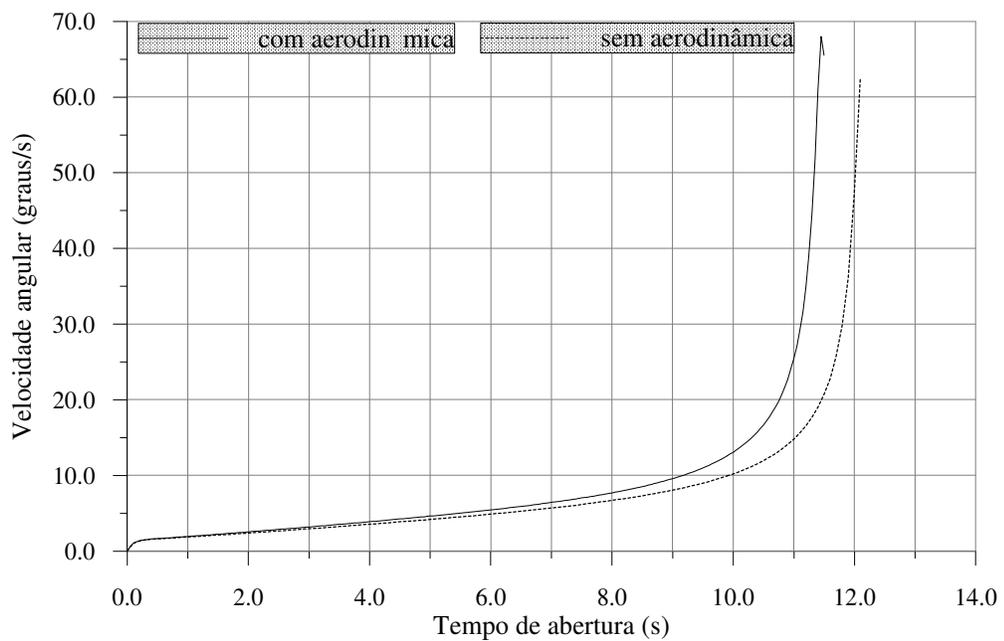


Figura APG3: Velocidade angular em função do tempo de abertura para a situação 1 de simulação em órbita com e sem os efeitos da aerodinâmica em laboratório.

# ANEXO A

## RESULTADOS DO CÁLCULO DAS PROPRIEDADES DE MASSA - PROGRAMA INÉRCIA -

Este anexo apresenta, de acordo com os grupos de massa descritos na seção 5.1, os seguintes resultados do cálculo das propriedades de massa obtidos no programa INÉRCIA [69]:

- A.1-** Resultado do cálculo das propriedades de massa do *yoke* (grupo 1);
- A.2-** Resultados do cálculo das propriedades de massa do painel solar interior (grupo 2);
- A.3-** Resultados do cálculo das propriedades de massa do painel solar central (grupo 3);
- A.4-** Resultados do cálculo das propriedades de massa do painel solar exterior (grupo 4);
- A.5-** Resultados do cálculo das propriedades de massa do braço de suspensão do *yoke* do dispositivo de teste (grupo 6).

## A.1 - Resultado do cálculo das propriedades de massa do yoke

### 13.0 RESUMO DOS RESULTADOS CASO: CBERS/SAG/ SM2 MODEL

DATA: MARCH/96 SISTEMA: YOKE STRUCTURE

#### Massa e Centro de massa:

$$M_{\text{Massa}} = 5.424 \cdot \text{kg}$$

$$X_{\text{cm}} = 422.9801 \cdot \text{mm} \quad Y_{\text{cm}} = 116.5929 \cdot \text{mm}$$

$$Z_{\text{cm}} = 0 \cdot \text{mm}$$

$$\sqrt{X_{\text{cm}}^2 + Y_{\text{cm}}^2} = 438.7551 \cdot \text{mm}$$

#### Momentos principais de inércia:

$$I_{P_0} = 0.3923 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{P_1} = 3.1982 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{P_2} = 3.5898 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

#### Razões entre os momentos principais de inércia:

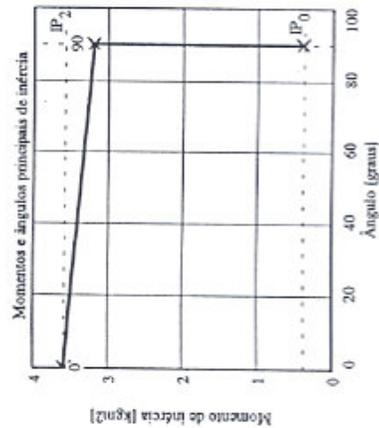
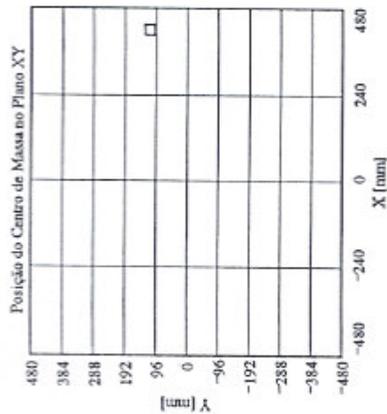
$$\frac{I_{P_2}}{I_{P_0}} = 9.1501 \quad \frac{I_{P_2}}{I_{P_1}} = 1.1224 \quad \frac{I_{P_1}}{I_{P_0}} = 8.1519$$

#### Ângulos dos eixos principais com o eixo $Z_1$ :

$$\alpha_{P_0} = 90 \quad \alpha_{P_1} = 90 \quad \alpha_{P_2} = 0$$

#### Tensor de inércia no referencial $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ :

$$T = \begin{pmatrix} 3.198 & -0.0226 & 0 \\ -0.0226 & 0.3925 & 0 \\ 0 & 0 & 3.5898 \end{pmatrix} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$



	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$M =$	5	4	0.23	0	1	0	2	0	3	0	0	0.606	0	0
	4	22	1.034	0.03	0	0.023	0	2.05	0	0	0	0.606	0	0
	6	4	0.23	0	1	0	2	0	3	0	0	0.497	1.17	0
	7	4	0.23	0	1	0	2	0	3	0	0	0.596	-1.17	0
	8	4	0.23	0	1	0	2	0	3	0	0	0.81	-1.275	0
	9	4	0.45	0	1	0	2	0	3	0	0	-0.04	0	0
	10	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

## A.2 - Resultados do cálculo das propriedades de massa do painel solar interior

### .13.0 RESUMO DOS RESULTADOS CASO: CBERS/SAG/SM2 MODEL DATA: MARCH/96 SISTEMA: INNER SOLAR PANEL

**Massa e Centro de massa:**

$$M_{\text{massa}} = 14,222 \cdot \text{kg}$$

$$X_{\text{cm}} = 867,143 \cdot \text{mm}, Y_{\text{cm}} = 1,246 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

$$Z_{\text{cm}} = 2,2363 \cdot \text{mm}$$

$$\sqrt{X_{\text{cm}}^2 + Y_{\text{cm}}^2} = 1,5181 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

**Momentos principais de inércia:**

$$I_{P_0} = 3,8331 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{P_1} = 8,604 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{P_2} = 12,4345 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

**Razões entre os momentos principais de inércia:**

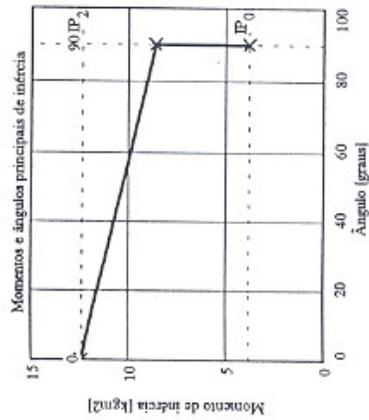
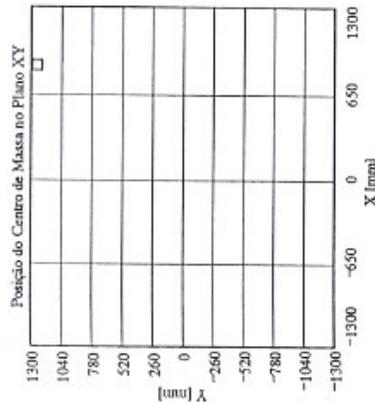
$$\frac{I_{P_2}}{I_{P_0}} = 3,244 \quad \frac{I_{P_2}}{I_{P_1}} = 1,4452 \quad \frac{I_{P_1}}{I_{P_0}} = 2,2447$$

**Ângulos dos eixos principais com o eixo  $Z_1$ :**

$$\beta_0 = 89,9242 \quad \beta_1 = 90,0356 \quad \beta_2 = 0,0838$$

**Tensor de inércia no referencial  $O_x X_1 Y_1 Z_1$ :**

$$I = \begin{pmatrix} 8,6023 & -0,0893 & -0,0026 \\ -0,0893 & 3,8348 & -0,0113 \\ -0,0026 & -0,0113 & 12,4345 \end{pmatrix} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$



0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	21	0.627	0.006	0	0	0	1.75	0	0	0	0.8775	0.2	-0.016
2	21	0.175	0.012	0	0	0	0.6	0	0	0	0.66	0.817	-0.017
3	22	0.353	0.012	0	0	0	1.219	0	0	0	0.8775	1.427	-0.017
4	21	0.3	0.006	0	0	0	1.75	0	0	0	0.8775	2.036	-0.016
5	1	0.15	0.06	1	0.11	2	0.01	3	0	0	0.195	0.584	-0.015
6	1	0.04	0.246	1	0.467	2	0.004	3	0	0	0.706	0.493	-0.012
7	1	5.186	1.755	1	2.581	2	5 \cdot 10^{-4}	3	0	0	0.8775	1.2905	0.0113
8	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	-0.02	2.556	0
9	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	-0.02	0.025	0
10	1	6.871	1.755	1	2.581	2	0.022	3	0	0	0.8775	1.2905	0
11	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	1.775	2.556	0
12	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	1.775	0.025	0
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

$M =$

## A.3 - Resultados do cálculo das propriedades de massa do painel solar central

**.13.0 RESUMO DOS RESULTADOS** CASO:CBERS/SAG/SM2 MODEL  
 DATA: MARCH/96 SISTEMA: CENTER SOLAR PANEL

**Massa e Centro de massa:**

$M_{\text{massa}} = 13.91 \cdot \text{kg}$   
 $X_{\text{cm}} = 866.9107 \cdot \text{mm}$   
 $Y_{\text{cm}} = 1.2569 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$   
 $Z_{\text{cm}} = 2.5417 \cdot \text{mm}$

$\sqrt{X_{\text{cm}}^2 + Y_{\text{cm}}^2} = 1.5269 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$

**Momentos principais de inércia:**

$I_{P_0} = 3.753 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$   
 $I_{P_1} = 8.338 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$   
 $I_{P_2} = 12.0886 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$

**Razões entre os momentos principais de inércia:**

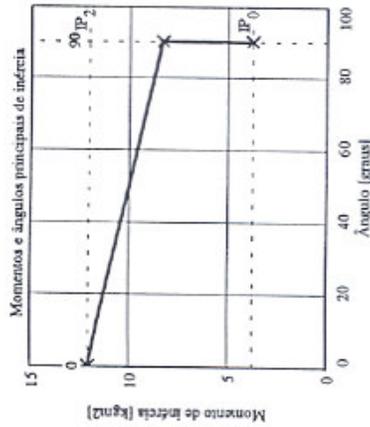
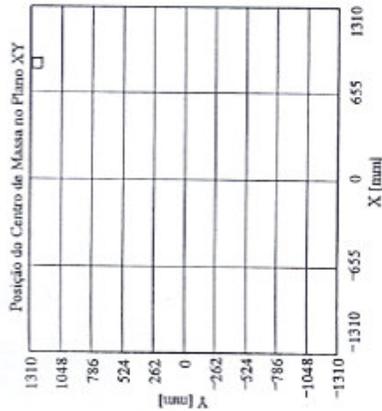
$\frac{I_{P_2}}{I_{P_0}} = 3.221$   $\frac{I_{P_2}}{I_{P_1}} = 1.4498$   $\frac{I_{P_1}}{I_{P_0}} = 2.2217$

**Ângulos dos eixos principais com o eixo  $Z_0$ :**

$\beta_0 = 89.9386$   $\beta_1 = 90.0376$   $\beta_2 = 0.072$

**Tensor de inércia no referencial  $O_0 X_0 Y_0 Z_0$ :**

$$T = \begin{pmatrix} 8.3362 & -0.0909 & -0.0026 \\ -0.0909 & 3.7548 & -0.0089 \\ -0.0026 & -0.0089 & 12.0886 \end{pmatrix} \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$



0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	21	0.461	0.006	0	0	0	1.75	0	0	0	0.8775	0.2	-0.016
2	21	0.175	0.012	0	0	0	0.6	0	0	0	0.66	0.817	-0.017
3	22	0.353	0.012	0	0	0	1.219	0	0	0	0.8775	1.427	-0.017
4	21	0.279	0.006	0	0	0	1.75	0	0	0	0.8775	2.036	-0.014
5	1	0.15	0.06	1	0.11	2	0.01	3	0	0	0.195	0.584	-0.015
6	1	0.04	0.246	1	0.467	2	0.004	3	0	0	0.706	0.493	-0.012
7	1	5.186	1.755	1	2.581	2	5*10^-4	3	0	0	0.8775	1.2905	0.0113
8	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	-0.02	2.556	0
9	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	-0.02	0.025	0
10	1	6.746	1.755	1	2.581	2	0.022	3	0	0	0.8775	1.2905	0
11	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	1.775	2.556	0
12	1	0.13	0.037	1	0.05	2	0.022	3	0	0	1.775	0.025	0
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

## A.4 - Resultados do cálculo das propriedades de massa do painel solar exterior

### 13.0 RESUMO DOS RESULTADOS CASO: CBERS/SAG/SM2 MODEL DATA: MARCH/96 SISTEMA: OUTER SOLAR PANEL

#### Massa e Centro de massa:

$$M_{\text{massa}} = 13,858 \cdot \text{kg}$$

$$X_{\text{cm}} = 816,869 \cdot \text{mm}, Y_{\text{cm}} = 1,2745 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

$$Z_{\text{cm}} = 2,9615 \cdot \text{mm}$$

$$\sqrt{X_{\text{cm}}^2 + Y_{\text{cm}}^2} = 1,5138 \cdot 10^3 \cdot \text{mm}$$

#### Momentos principais de inércia:

$$I_{P_0} = 3,9157 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{P_1} = 8,336 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_{P_2} = 12,1315 \cdot \text{kg} \cdot \text{m}^2$$

#### Razões entre os momentos principais de inércia:

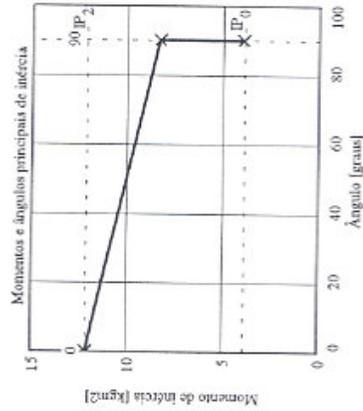
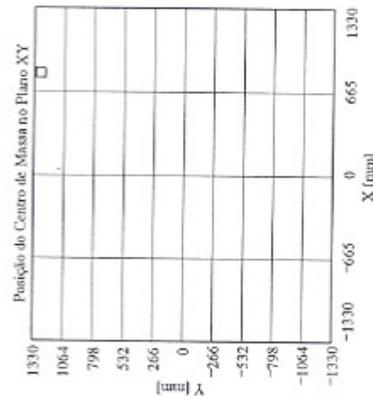
$$\frac{I_{P_2}}{I_{P_0}} = 3,0981 \quad \frac{I_{P_2}}{I_{P_1}} = 1,4553 \quad \frac{I_{P_1}}{I_{P_0}} = 2,1288$$

#### Ângulos dos eixos principais com o eixo $z_i$ :

$$\beta_0 = 89,9658 \quad \beta_1 = 90,083 \quad \beta_2 = 0,0898$$

#### Tensor de inércia no referencial $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ :

$$I = \begin{pmatrix} 8,335 & -0,0653 & -0,0056 \\ -0,0653 & 3,9167 & -0,0048 \\ -0,0056 & -0,0048 & 12,1315 \end{pmatrix} \text{kg} \cdot \text{m}^2$$



	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$M =$	1	21	0,157	0,006	0	0	0	1,75	0	0	0	0,8775	0,2	-0,014
	2	21	0,175	0,012	0	0	0	0,6	0	0	0	0,66	0,817	-0,017
	3	22	0,353	0,012	0	0	0	1,219	0	0	0	0,8775	1,427	-0,017
	4	21	0,157	0,006	0	0	0	1,75	0	0	0	0,8775	2,036	-0,014
	5	1	0,23	0,06	1	0,11	2	0,01	3	0	0	0,195	0,584	-0,015
	6	1	0,04	0,246	1	0,467	2	0,004	3	0	0	0,706	0,493	-0,012
	7	1	5,186	1,755	1	2,581	2	$5 \cdot 10^{-4}$	3	0	0	0,8775	1,2905	0,0113
	8	1	0,179	0,037	1	0,05	2	0,022	3	0	0	-0,02	2,556	0
	9	1	0,13	0,037	1	0,05	2	0,022	3	0	0	-0,02	0,025	0
	10	1	6,851	1,755	1	2,581	2	0,022	3	0	0	0,8775	1,2905	0
	11	1	0,2	0,04	1	0,1	2	0,022	3	0	0	-0,025	2,531	0
	12	0	0,2	0,04	1	0,1	2	0,022	3	0	0	-0,025	0,05	0
	13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	14	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	15	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	16	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	17	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	18	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	19	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	20	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	21	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	22	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	23	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	24	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	25	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	26	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	27	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

## A.5 - Resultados do cálculo das propriedades de massa do braço de suspensão do yoke do dispositivo de teste

### RESUMO DOS RESULTADOS CASO: 001/01-DATA: 08/11/95-SAG/DR SWING ARM

**Massa e Centro de massa:**

$Massa = 6,5 \text{ kg}$   
 $X_{cm} = 413,6923 \text{ mm}$   $Y_{cm} = 195,3077 \text{ mm}$   
 $Z_{cm} = 0 \text{ mm}$

$$\sqrt{X_{cm}^2 + Y_{cm}^2} = 457,4783 \text{ mm}$$

**Momentos principais de inércia:**

$I_{P_0} = 0,1884 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$   
 $I_{P_1} = 1,201 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$   
 $I_{P_2} = 1,3889 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$

**Razões entre os momentos principais de inércia:**

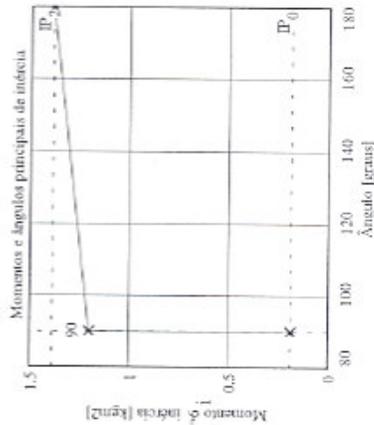
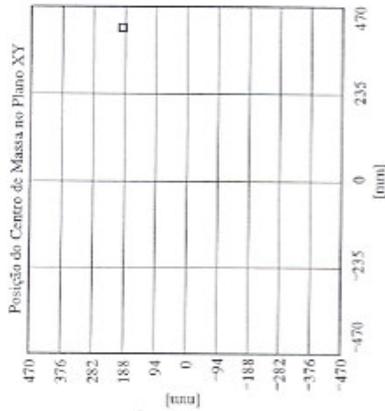
$$\frac{I_{P_2}}{I_{P_0}} = 7,3708 \quad \frac{I_{P_2}}{I_{P_1}} = 1,1564 \quad \frac{I_{P_1}}{I_{P_0}} = 6,3738$$

**Ângulos dos eixos principais com o eixo  $z_1$ :**

$$\beta_0 = 90 \quad \beta_1 = 90 \quad \beta_2 = 180 - 1,2074 \cdot 10^{-1}$$

**Tensor de inércia no referencial  $O_1 x_1 y_1 z_1$ :**

$$T = \begin{pmatrix} 0,3766 & 0,3938 & 0 \\ 0,3938 & 1,0129 & 0 \\ 0 & 0 & 1,3889 \end{pmatrix} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$



M =

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
1	4	1.1	0	1	0	2	0	3	0	0	0.02	0.06	0
2	4	1.1	0	1	0	2	0	3	0	0	0.02	0.63	0
3	4	1.1	0	1	0	2	0	3	0	0	0.87	0.06	0
4	4	0.2	0	1	0	2	0	3	0	0	0.705	-0.01	0
5	4	0.2	0	1	0	2	0	3	0	0	1.01	-0.01	0
6	4	0.3	0	1	0	2	0	3	0	0	0.86	-0.055	0
7	21	0.6	0.02	0	0	0	0.245	0	0	0	0.86	-0.035	0
8	21	0.5	0.038	0	0.034	0	0.65	0	0	0	0.47	0.02	0
9	21	0.7	0.03	0	0.026	0	0.48	0	0	0	0.02	0.35	0
10	21	0.7	0.038	0	0.034	0	0.88	0	-36	3	0.46	0.33	0
11	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
12	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
13	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0

## ANEXO B

### CURVAS DO TORQUE EM FUNÇÃO DO ÂNGULO PARA AS MOLAS DOS MECANISMOS DE ARTICULAÇÃO

A figura ANB1 mostra uma curva típica resultante dos ensaios de determinação do torque aplicado pelas molas espirais dos mecanismos de articulação e foi extraída de [70]. Duas curvas estão inclusas nesta figura: uma delas, a curva com valores de torque superior, indica as leituras durante o carregamento da mola, a outra curva indica as leituras durante o descarregamento da mola.

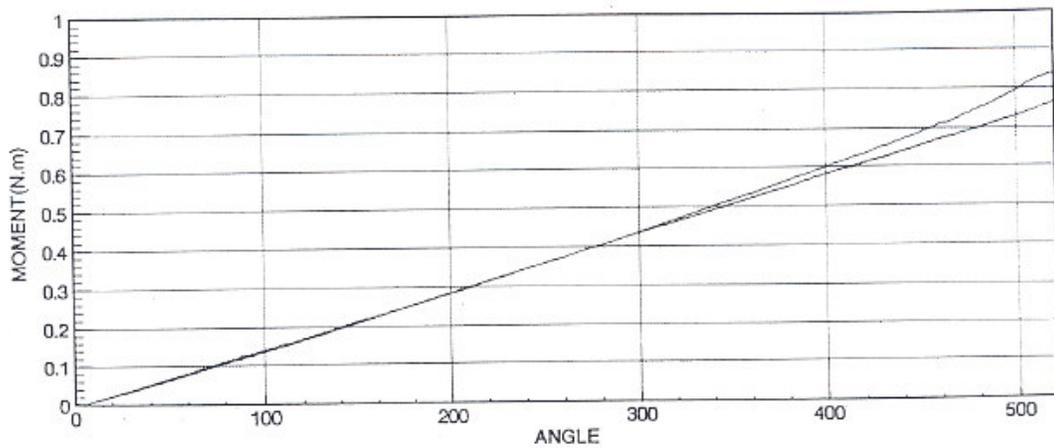


Figura ANB1: Torque em função do ângulo de abertura para mola do mecanismo de articulação.

## ANEXO C

### CURVAS DOS TORQUES DOS CABOS ELÉTRICOS ENTRE PAINÉIS SOLARES EM FUNÇÃO DO ÂNGULO DE ABERTURA

As figuras ANC1, ANC2 E ANC3 são curvas típicas resultantes dos ensaios de determinação do torque dos cabos elétricos entre painéis solares e foram extraídas de [71]. Tais curvas mostram o comportamento do torque em diferentes temperaturas que expressam as temperaturas de laboratório e as temperaturas mínima ( $-75^{\circ}C$ ) e máxima ( $+70^{\circ}C$ ) previstas para o subsistema gerador solar do CBERS.

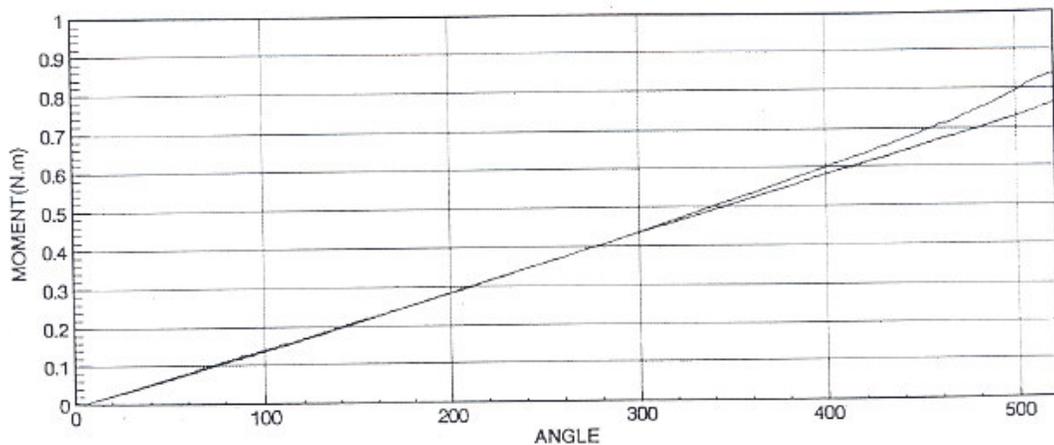


Figura ANC1: Torque em função do ângulo de abertura para cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o *yoke* na temperatura de  $22^{\circ}C$ .

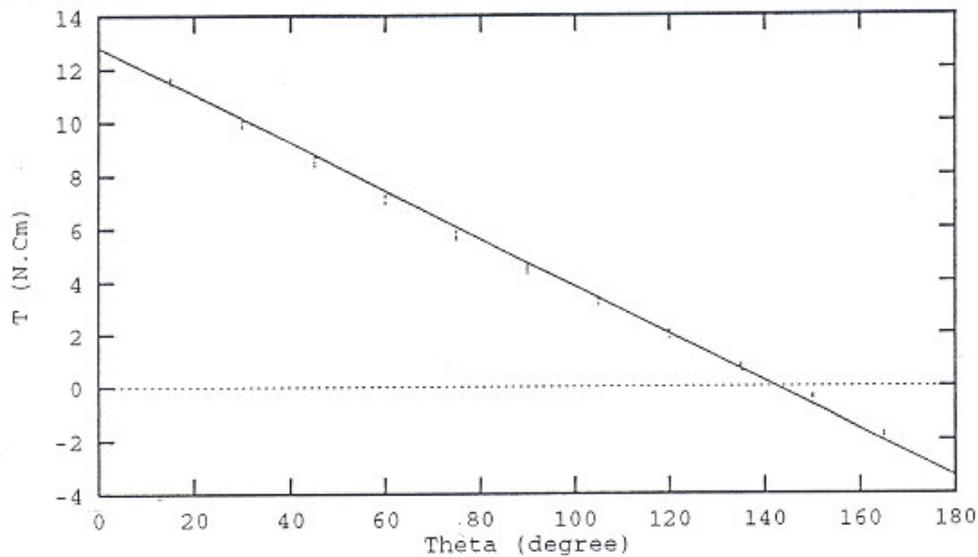


Figura ANC2: Torque em função do ângulo de abertura para cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o *yoke* na temperatura de  $70^{\circ}C$ .

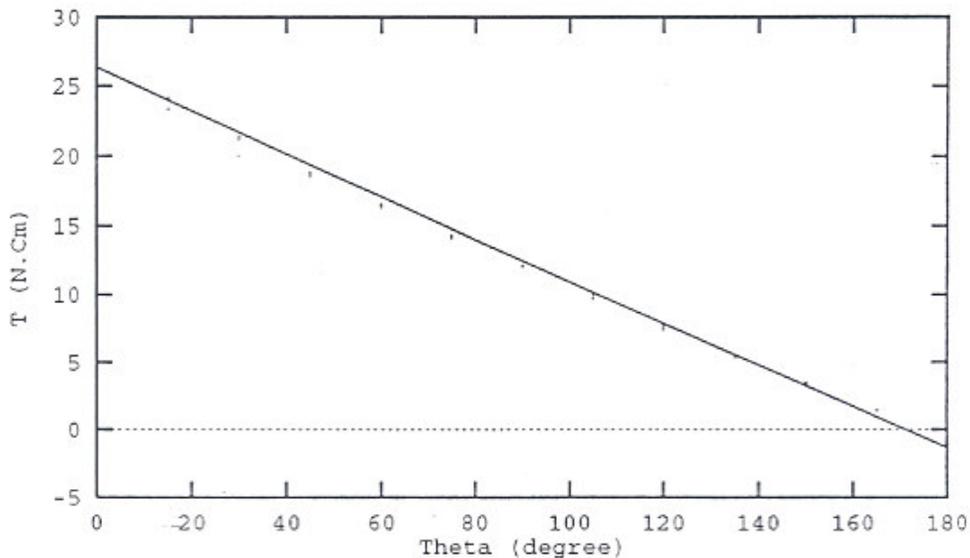


Figura ANC3: Torque em função do ângulo de abertura para cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o *yoke* na temperatura de  $-75^{\circ}C$ .

A figura ANC4 mostra a variação do torque do cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o *yoke* com o decorrer do tempo. Neste ensaio o cabo elétrico foi mantido na posição referente ao gerador solar fechado e em determinados intervalos de tempo foram efetuadas leituras do torque aplicado pelo cabo elétrico.

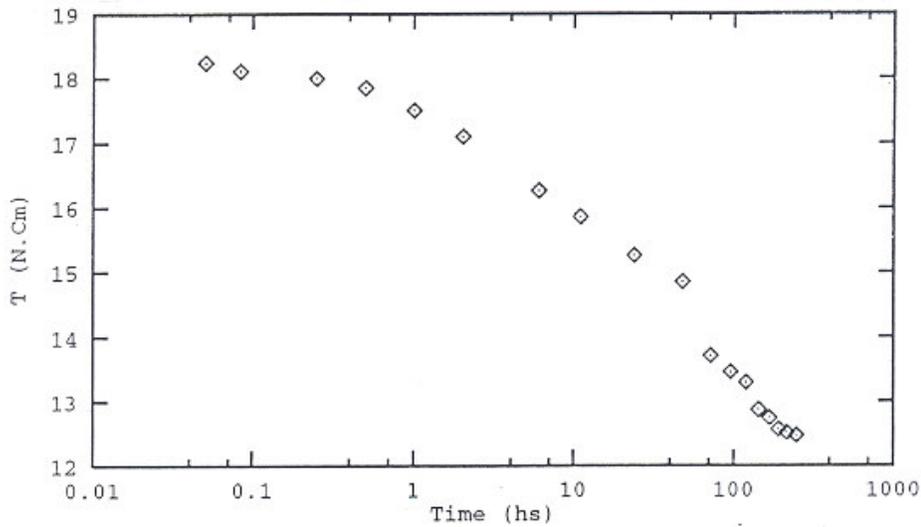


Figura ANC4: Torque do cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o *yoke* em função do tempo de montagem na posição fechada.

A figura ANC5 mostra os resultados dos ensaios de torque em função do ângulo de abertura realizados no cabo elétrico entre o painel solar interior e o *yoke* (1) logo após a montagem no dispositivo de medida (curva com valores de torque maior) e (2) depois da estabilização do torque, ou seja período de 10 dias (curva com valores de torque menor).

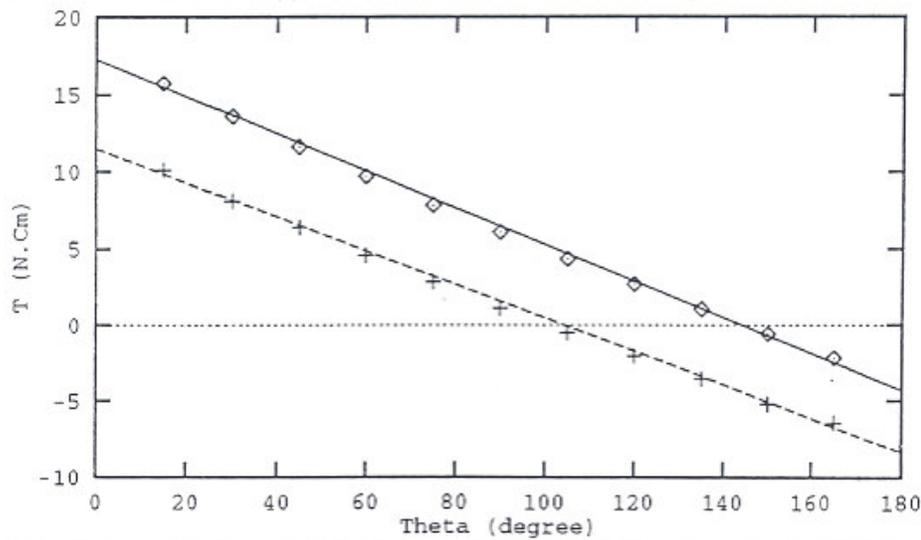


Figura ANC5: Torque do cabo elétrico de potência entre o painel solar interior e o *yoke* em função do ângulo de abertura após um período de 10 dias na posição fechada.

# ANEXO D

## LISTAGEM DO MODELO ADAMS® DE SIMULAÇÃO EM LABORATÓRIO

```
!----- Default Units for Model -----!  
  
defaults units &  
  length = mm &  
  angle = deg &  
  force = newton &  
  mass = kg &  
  time = sec  
!  
defaults units &  
  coordinate_system_type = cartesian &  
  orientation_type = body323  
!  
!----- Default Attributes for Model -----!  
!  
defaults attributes &  
  inheritance = bottom_up &  
  icon_visibility = on &  
  grid_visibility = on &  
  size_of_icons = 20.0 &  
  spacing_for_grid = 1.0  
!  
!----- Adams/View Model -----!  
!  
model create &  
  model_name = sag90  
!  
!----- Rigid Parts -----!  
!  
! Create parts and their dependent markers and graphics  
!  
!----- ground -----!  
!  
!***** Ground Part *****  
!  
defaults model &  
  part_name = ground  
!  
defaults coordinate_system &  
  default_coordinate_system = .sag90.ground  
!  
!***** Markers for current part *****  
!  
marker create &  
  marker_name = .sag90.ground.MAR3 &  
  adams_id = 3 &  
  location = -300.0, -250.0, -100.0 &  
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d  
!  
marker create &  
  marker_name = .sag90.ground.MAR24 &  
  adams_id = 24 &  
  location = 1988.0, 1310.5, -22.0 &  
  orientation = 180.0d, 90.0d, 180.0d  
!  
marker create &  
  marker_name = .sag90.ground.mar92 &  
  adams_id = 92 &  
  location = 4772.5, 0.0, 0.0 &  
  orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d  
!  
marker create &  
  marker_name = .sag90.ground.mar162 &  
  adams_id = 162 &  
  location = 3641.0, 1310.5, -22.0 &
```

```

orientation = 180.0d, 90.0d, 180.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar167 &
adams_id = 167 &
location = 5733.0, 1310.5, -22.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 180.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.MAR174 &
adams_id = 174 &
location = 63.0, 2225.0, -44.0 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.MAR190 &
adams_id = 190 &
location = 63.0, 0.0, -44.0 &
orientation = 90.0d, 90.0d, -90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar194 &
adams_id = 194 &
location = 98.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar197 &
adams_id = 197 &
location = 142.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar198 &
adams_id = 198 &
location = 186.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar201 &
adams_id = 201 &
location = 217.0, 40.0, -60.6 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar203 &
adams_id = 203 &
location = 4672.5, 0.0, -100.0 &
orientation = 180.0d, 180.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar211 &
adams_id = 211 &
location = 0.0, 0.0, -958.5 &
orientation = 0.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.mar214 &
adams_id = 214 &
location = 0.0, 0.0, 796.5 &
orientation = 0.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.MAR240 &
adams_id = 240 &
location = 63.0, 0.0, -44.0 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.MAR243 &
adams_id = 243 &
location = 217.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 1.111E-02d, 90.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.MAR245 &
adams_id = 245 &
location = 173.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 1.111E-02d, 90.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.ground.MAR247 &
adams_id = 247 &
location = 129.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 1.111E-02d, 90.0d, 0.0d
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.ground.groundblock &
adams_id = 3 &
corner_marker = .sag90.ground.MAR3 &
diag_corner_coords = 300.0, 500.0, 200.0
!
model display &
model_name = sag90

```

```

!!----- yoke -----!
!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
  part_name = .sag90.yoke &
  adams_id = 2 &
  location = 96.0, 0.0, -519.75 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.yoke
!
***** Markers for current part *****
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR1 &
  adams_id = 1 &
  location = -438.7500136157, -1290.0, -21.9997284585 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.yokecm &
  adams_id = 4 &
  location = 68.7499931921, 116.6, -11.0000425492 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR33 &
  adams_id = 33 &
  location = 388.749993192, 1290.5, -11.0002405966 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR173 &
  adams_id = 173 &
  location = -475.7500204235, 0.0, -32.9997055593 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, -90.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR178 &
  adams_id = 178 &
  location = 475.7500068078, 0.0, 10.9997055593 &
  orientation = -90.0d, 90.0d, 179.9999645398d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR191 &
  adams_id = 191 &
  location = -475.7500204235, 0.0, -32.9997055593 &
  orientation = 90.0d, 90.0d, -179.9999645398d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR210 &
  adams_id = 210 &
  location = 438.7499863842, 0.0, -22.0002715415 &
  orientation = 90.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR220 &
  adams_id = 220 &
  location = 475.7500068078, 1260.0, 10.9997055593 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR222 &
  adams_id = 222 &
  location = 475.7500068078, -1260.0, 10.9997055593 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR224 &
  adams_id = 224 &
  location = -1353.2499659604, 1260.0, 55.0008375237 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR226 &
  adams_id = 226 &
  location = -1353.2499659604, -1260.0, 55.0008375237 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR228 &
  adams_id = 228 &
  location = 475.7500612708, 1260.0, 98.9997055593 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR230 &
  adams_id = 230 &
  location = 475.7500612708, -1260.0, 98.9997055593 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.yoke.MAR241 &
  adams_id = 241 &

```

```

location = -475.7500204235, 0.0, -32.9997055593 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 179.9999645398d
!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.yoke &
mass = 5.42 &
center_of_mass_marker = .sag90.yoke.yokecm &
inertia_marker = .sag90.yoke.yokecm &
ixx = 3.2E+06 &
iyy = 3.9E+05 &
izz = 3.59E+06 &
ixy = 0.0 &
izx = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.yoke.yokeblock &
adams_id = 1 &
corner_marker = .sag90.yoke.MAR1 &
diag_corner_coords = 877.5, 2581.0, 22.0
!
model display &
model_name = sag90
!
!----- inner -----!
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
part_name = .sag90.inner &
adams_id = 3 &
location = 118.0, 0.0, -81.0 &
orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.inner
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.MAR2 &
adams_id = 2 &
location = -877.4999863841, -1290.5, -22.000543083 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.innercm &
adams_id = 9 &
location = 70.5000068079, -44.5, -10.9999563677 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.MAR21 &
adams_id = 21 &
location = 59.0000068079, 1290.5, -10.999963485 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0000354602d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.suspinner &
adams_id = 53 &
location = 70.5000068079, 1290.5, -10.9999563677 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.MAR179 &
adams_id = 179 &
location = -914.5000068077, 0.0, 10.9994340178 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 3.5460243362E-05d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.MAR192 &
adams_id = 192 &
location = 914.5000204235, 0.0, -32.9994340178 &
orientation = 90.0d, 90.0d, -3.5460243383E-05d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.mar213 &
adams_id = 213 &
location = 877.4999999998, 0.0, 5.4308299521E-04 &
orientation = 90.0d, 180.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.MAR221 &
adams_id = 221 &
location = -914.5000068077, 1260.0, 10.9994340178 &
orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.inner.MAR223 &
adams_id = 223 &
location = -914.5000068077, -1260.0, 10.9994340178 &
orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!

```

```

marker create &
  marker_name = .sag90.inner.MAR225 &
  adams_id = 225 &
  location = 914.5000204235, 1260.0, -32.9994340178 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.inner.MAR227 &
  adams_id = 227 &
  location = 914.5000204235, -1260.0, -32.9994340178 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.inner.MAR229 &
  adams_id = 229 &
  location = -914.4999523447, 1260.0, -77.0005659822 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.inner.MAR231 &
  adams_id = 231 &
  location = -914.4999523447, -1260.0, -77.0005659822 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.inner.MAR232 &
  adams_id = 232 &
  location = 914.5000204235, 1260.0, -32.9994340178 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.inner.MAR234 &
  adams_id = 234 &
  location = 914.5000204235, -1260.0, -32.9994340178 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
  part_name = .sag90.inner &
  mass = 14.22 &
  center_of_mass_marker = .sag90.inner.innercm &
  inertia_marker = .sag90.inner.innercm &
  ixx = 8.6E+06 &
  iyy = 3.83E+06 &
  izz = 1.243E+07 &
  ixy = 0.0 &
  izx = 0.0 &
  iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
  block_name = .sag90.inner.innerblock &
  adams_id = 2 &
  corner_marker = .sag90.inner.MAR2 &
  diag_corner_coords = 1755.0, 2581.0, 22.0
!
model display &
  model_name = sag90
!!----- carroccliner -----!
!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
  part_name = .sag90.carroccliner &
  adams_id = 4 &
  location = 129.0, 1300.5, -22.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.carroccliner
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carroccliner.MAR20 &
  adams_id = 20 &
  location = -20.0, -10.0, -11.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carroccliner.MAR22 &
  adams_id = 22 &
  location = 0.0, -10.0, 0.0 &
  orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carroccliner.MAR23 &
  adams_id = 23 &
  location = 0.0, 10.0, 0.0 &
  orientation = 180.0d, 90.0d, 180.0d
marker create &
  marker_name = .sag90.carroccliner.cm &
  adams_id = 29 &
  location = 0.0, 0.0, 0.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d

```

```

!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.carrocclinner &
mass = 0.0 &
center_of_mass_marker = .sag90.carrocclinner.cm &
inertia_marker = .sag90.carrocclinner.cm &
ixx = 0.0 &
iyy = 0.0 &
izz = 0.0 &
ixy = 0.0 &
izx = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.carrocclinner.carrocclinner &
adams_id = 4 &
corner_marker = .sag90.carrocclinner.MAR20 &
diag_corner_coords = 40.0, 20.0, 22.0
!
model display &
model_name = sag90
!
!----- carrotranslinner -----!
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
part_name = .sag90.carrotranslinner &
adams_id = 5 &
location = 129.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.carrotranslinner
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslinner.MAR25 &
adams_id = 25 &
location = -40.0, -20.0, 20.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslinner.cm &
adams_id = 30 &
location = 0.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslinner.mar195 &
adams_id = 195 &
location = 31.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslinner.MAR246 &
adams_id = 246 &
location = 0.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 1.111E-02d, 90.0d, 0.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.carrotranslinner &
mass = 4.6 &
center_of_mass_marker = .sag90.carrotranslinner.cm &
inertia_marker = .sag90.carrotranslinner.cm &
ixx = 0.0 &
iyy = 0.0 &
izz = 0.0 &
ixy = 0.0 &
izx = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.carrotranslinner.carrotranslinner &
adams_id = 6 &
corner_marker = .sag90.carrotranslinner.MAR25 &
diag_corner_coords = 80.0, 40.0, -40.0
!
model display &
model_name = sag90
!
!----- swingarm -----!
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
part_name = .sag90.swingarm &
adams_id = 6 &
location = 85.0, 2225.0, -519.75 &

```

```

orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.swingarm
!
***** Markers for current part *****
!
marker create &
marker_name = .sag90.swingarm.MAR34 &
adams_id = 34 &
location = -438.7500068078, -10.0, -10.9997284585 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.swingarm.MAR37 &
adams_id = 37 &
location = 388.7499999999, -10.0, -2.4059659759E-04 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.swingarm.cm &
adams_id = 40 &
location = -25.25, 185.3, 1.5627174499E-05 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.swingarm.MAR175 &
adams_id = 175 &
location = -475.7500136157, 0.0, -21.9997055593 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 179.9999645398d
!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.swingarm &
mass = 6,5 &
center_of_mass_marker = .sag90.swingarm.cm &
inertia_marker = .sag90.swingarm.cm &
ixx = 3.8E+05 &
iyy = 1.01E+06 &
izz = 1.39E+06 &
ixy = 0.0 &
ixz = 0.0 &
iyz = 0.0
!
***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.swingarm.swingarm &
adams_id = 7 &
corner_marker = .sag90.swingarm.MAR34 &
diag_corner_coords = 877.5, 20.0, 22.0
!
model display &
model_name = sag90
!----- center -----!
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
part_name = .sag90.center &
adams_id = 7 &
location = 184.0, 0.0, -81.0 &
orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.center
!
***** Markers for current part *****
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR2 &
adams_id = 97 &
location = -877.5000136156, -1290.5, -21.999456917 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.centercm &
adams_id = 98 &
location = -91.6000068079, -33.6, -10.9999433089 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.suspcenter &
adams_id = 102 &
location = -91.6000068079, 1290.5, -10.9999433089 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.mar93 &
adams_id = 93 &
location = 914.5000068077, 0.0, 10.9994340178 &
orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR165 &
adams_id = 165 &

```

```

location = -59.0000068079, 1290.5, -10.999963485 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 89.9999645398d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR180 &
adams_id = 180 &
location = 914.5000068077, 0.0, 10.9994340178 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 179.9999645398d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR193 &
adams_id = 193 &
location = -914.5000204235, 0.0, -32.9994340178 &
orientation = 90.0d, 90.0d, -179.9999645398d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.mar202 &
adams_id = 202 &
location = 914.5000068077, 0.0, 10.9994340178 &
orientation = 180.0d, 180.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR233 &
adams_id = 233 &
location = -914.5000204235, 1260.0, -32.9994340178 &
orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR235 &
adams_id = 235 &
location = -914.5000204235, -1260.0, -32.9994340178 &
orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR236 &
adams_id = 236 &
location = 914.5000068077, 1260.0, 10.9994340178 &
orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.center.MAR238 &
adams_id = 238 &
location = 914.5000068077, -1260.0, 10.9994340178 &
orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.center &
mass = 13.91 &
center_of_mass_marker = .sag90.center.centercm &
inertia_marker = .sag90.center.centercm &
ixx = 8.34E+06 &
iyy = 3.75E+06 &
izz = 1.209E+07 &
ixy = 0.0 &
ixz = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.center.centerblock &
adams_id = 8 &
corner_marker = .sag90.center.MAR2 &
diag_corner_coords = 1755.0, 2581.0, 22.0
!
model display &
model_name = sag90
!
!----- carroclcenter -----!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
part_name = .sag90.carroclcenter &
adams_id = 8 &
location = 173.0, 1300.5, -22.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.carroclcenter
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
marker_name = .sag90.carroclcenter.MAR20 &
adams_id = 103 &
location = -20.0, -10.0, -11.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
marker create &
marker_name = .sag90.carroclcenter.cm &
adams_id = 106 &
location = 0.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carroclcenter.mar163 &

```

```

adams_id = 163 &
location = 58.0, 10.0, 0.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 180.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrocclcenter.MAR164 &
adams_id = 164 &
location = 0.0, -10.0, 0.0 &
orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.carrocclcenter &
mass = 0.0 &
center_of_mass_marker = .sag90.carrocclcenter.cm &
inertia_marker = .sag90.carrocclcenter.cm &
ixx = 0.0 &
iyy = 0.0 &
izz = 0.0 &
ixy = 0.0 &
izx = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.carrocclcenter.carrocclinner &
adams_id = 9 &
corner_marker = .sag90.carrocclcenter.MAR20 &
diag_corner_coords = 40.0, 20.0, 22.0
!
model display &
model_name = sag90
!
!----- carrotranslcenter -----!
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
part_name = .sag90.carrotranslcenter &
adams_id = 9 &
location = 173.0, 2925.0, -22.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
default_coordinate_system = .sag90.carrotranslcenter
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslcenter.MAR25 &
adams_id = 107 &
location = -40.0, -20.0, 20.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslcenter.cm &
adams_id = 108 &
location = 0.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslcenter.MAR196 &
adams_id = 196 &
location = 31.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d
!
marker create &
marker_name = .sag90.carrotranslcenter.MAR244 &
adams_id = 244 &
location = 0.0, 0.0, 0.0 &
orientation = 1.111E-02d, 90.0d, 0.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
part_name = .sag90.carrotranslcenter &
mass = 4.6 &
center_of_mass_marker = .sag90.carrotranslcenter.cm &
inertia_marker = .sag90.carrotranslcenter.cm &
ixx = 0.0 &
iyy = 0.0 &
izz = 0.0 &
ixy = 0.0 &
izx = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
block_name = .sag90.carrotranslcenter.carrotranslinner &
adams_id = 10 &
corner_marker = .sag90.carrotranslcenter.MAR25 &
diag_corner_coords = 80.0, 40.0, -40.0
!
model display &
model_name = sag90
!

```

```

!----- outer -----!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
  part_name = .sag90.outer &
  adams_id = 10 &
  location = 206.0, 0.0, -81.0 &
  orientation = 180.0d, 89.9999645398d, 180.0d
!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.outer
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.MAR2 &
  adams_id = 125 &
  location = -877.4999863841, -1290.5, -22.000543083 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.outercm &
  adams_id = 126 &
  location = 20.4000068079, -16.0, -10.9999873745 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.suspouter &
  adams_id = 131 &
  location = 20.4000068079, 1290.5, -10.9999873745 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.MAR168 &
  adams_id = 168 &
  location = 59.0000068079, 1290.5, -10.999963485 &
  orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0000354602d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.MAR181 &
  adams_id = 181 &
  location = -914.5000068077, 0.0, 10.9994340178 &
  orientation = -90.0d, 90.0d, 3.5460243362E-05d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.mar200 &
  adams_id = 200 &
  location = 20.4000068079, -40.0, -10.9999873745 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.MAR237 &
  adams_id = 237 &
  location = -914.5000068077, 1260.0, 10.9994340178 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.outer.MAR239 &
  adams_id = 239 &
  location = -914.5000068077, -1260.0, 10.9994340178 &
  orientation = 0.0d, 89.9999645398d, 0.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
  part_name = .sag90.outer &
  mass = 13.86 &
  center_of_mass_marker = .sag90.outer.outercm &
  inertia_marker = .sag90.outer.outercm &
  ixx = 8.34E+06 &
  iyy = 3.92E+06 &
  izz = 1.213E+07 &
  ixy = 0.0 &
  izx = 0.0 &
  iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
  block_name = .sag90.outer.outerblock &
  adams_id = 11 &
  corner_marker = .sag90.outer.MAR2 &
  diag_corner_coords = 1755.0, 2581.0, 22.0
!
model display &
  model_name = sag90
!----- carroclouter -----!

defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
  part_name = .sag90.carroclouter &
  adams_id = 11 &
  location = 217.0, 1300.5, -22.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d

```

```

!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.carrocclouter
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrocclouter.MAR20 &
  adams_id = 136 &
  location = -20.0, -10.0, -11.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrocclouter.cm &
  adams_id = 139 &
  location = 0.0, 0.0, 0.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrocclouter.mar166 &
  adams_id = 166 &
  location = -87.0, 10.0, 0.0 &
  orientation = 180.0d, 90.0d, 180.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrocclouter.MAR169 &
  adams_id = 169 &
  location = 0.0, -10.0, 0.0 &
  orientation = -90.0d, 90.0d, 90.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
  part_name = .sag90.carrocclouter &
  mass = 0.0 &
  center_of_mass_marker = .sag90.carrocclouter.cm &
  inertia_marker = .sag90.carrocclouter.cm &
  ixx = 0.0 &
  iyy = 0.0 &
  izz = 0.0 &
  ixy = 0.0 &
  izx = 0.0 &
  iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
  block_name = .sag90.carrocclouter.carrocclinner &
  adams_id = 12 &
  corner_marker = .sag90.carrocclouter.MAR20 &
  diag_corner_coords = 40.0, 20.0, 22.0
!
model display &
  model_name = sag90
!!----- carrotranslouter -----!

defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.ground
!
part create rigid_body name_and_position &
  part_name = .sag90.carrotranslouter &
  adams_id = 12 &
  location = 217.0, 2925.0, -22.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
defaults coordinate_system &
  default_coordinate_system = .sag90.carrotranslouter
!
!***** Markers for current part *****
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrotranslouter.MAR25 &
  adams_id = 144 &
  location = -40.0, -20.0, 20.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrotranslouter.cm &
  adams_id = 145 &
  location = 0.0, 0.0, 0.0 &
  orientation = 0.0d, 0.0d, 0.0d
!
marker create &
  marker_name = .sag90.carrotranslouter.mar199 &
  adams_id = 199 &
  location = 31.0, 0.0, 0.0 &
  orientation = 180.0d, 90.0d, 90.0d
marker create &
  marker_name = .sag90.carrotranslouter.MAR242 &
  adams_id = 242 &
  location = 0.0, 0.0, 0.0 &
  orientation = 1.111E-02d, 90.0d, 0.0d
!
part create rigid_body mass_properties &
  part_name = .sag90.carrotranslouter &
  mass = 4.6 &
  center_of_mass_marker = .sag90.carrotranslouter.cm &
  inertia_marker = .sag90.carrotranslouter.cm &

```

```

ixx = 0.0 &
iyy = 0.0 &
izz = 0.0 &
ixy = 0.0 &
izx = 0.0 &
iyz = 0.0
!
!***** Graphics for current part *****
!
geometry create shape block &
  block_name = .sag90.carrotranslouter.carrotranslinner &
  adams_id = 13 &
  corner_marker = .sag90.carrotranslouter.MAR25 &
  diag_corner_coords = 80.0, 40.0, -40.0
!
model display &
  model_name = sag90
!
!----- Data storage -----!

data_element create variable &
  variable_name = .sag90.angleouter &
  adams_id = 1 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.posforcayoke &
  adams_id = 2 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.angleyoke &
  adams_id = 3 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.anglecenter &
  adams_id = 4 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.angleinner &
  adams_id = 5 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.pontosuspensaouter &
  adams_id = 6 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.pontosuspensaocenter &
  adams_id = 7 &
  function = ""
!
data_element create variable &
  variable_name = .sag90.pontosuspensaoinner &
  adams_id = 8 &
  function = ""
!!----- Joints -----!!

constraint create joint cylindrical &
  joint_name = .sag90.cilcclinner &
  adams_id = 7 &
  i_marker_name = .sag90.inner.MAR21 &
  j_marker_name = .sag90.carrocclinner.MAR22
!
constraint create joint translational &
  joint_name = .sag90.translcclinner &
  adams_id = 8 &
  i_marker_name = .sag90.carrocclinner.MAR23 &
  j_marker_name = .sag90.ground.MAR24
!
constraint create joint translational &
  joint_name = .sag90.translcclcenter &
  adams_id = 47 &
  i_marker_name = .sag90.ground.mar162 &
  j_marker_name = .sag90.carrocclcenter.mar163
!
constraint create joint cylindrical &
  joint_name = .sag90.cilcclcenter &
  adams_id = 51 &
  i_marker_name = .sag90.carrocclcenter.MAR164 &
  j_marker_name = .sag90.center.MAR165
!
constraint create joint translational &
  joint_name = .sag90.translcclouter &
  adams_id = 53 &
  i_marker_name = .sag90.carrocclouter.mar166 &
  j_marker_name = .sag90.ground.mar167
!
constraint create joint cylindrical &
  joint_name = .sag90.cilcclouter &
  adams_id = 55 &
  i_marker_name = .sag90.outer.MAR168 &
  j_marker_name = .sag90.carrocclouter.MAR169

```

```

!
constraint create joint revolute &
  joint_name = .sag90.revswingarm &
  adams_id = 61 &
  i_marker_name = .sag90.ground.MAR174 &
  j_marker_name = .sag90.swingarm.MAR175
!
constraint create joint spherical &
  joint_name = .sag90.sphyokeinnera &
  adams_id = 75 &
  i_marker_name = .sag90.yoke.MAR220 &
  j_marker_name = .sag90.inner.MAR221
!
constraint create joint spherical &
  joint_name = .sag90.sphyokeinnerb &
  adams_id = 76 &
  i_marker_name = .sag90.yoke.MAR222 &
  j_marker_name = .sag90.inner.MAR223
!
constraint create joint spherical &
  joint_name = .sag90.sphinnercentera &
  adams_id = 77 &
  i_marker_name = .sag90.inner.MAR232 &
  j_marker_name = .sag90.center.MAR233
!
constraint create joint spherical &
  joint_name = .sag90.sphinnercenterb &
  adams_id = 78 &
  i_marker_name = .sag90.inner.MAR234 &
  j_marker_name = .sag90.center.MAR235
!
constraint create joint spherical &
  joint_name = .sag90.sphcenteroutera &
  adams_id = 79 &
  i_marker_name = .sag90.center.MAR236 &
  j_marker_name = .sag90.outer.MAR237
!
constraint create joint spherical &
  joint_name = .sag90.sphcenterouterb &
  adams_id = 80 &
  i_marker_name = .sag90.center.MAR238 &
  j_marker_name = .sag90.outer.MAR239
!
constraint create joint revolute &
  joint_name = .sag90.revyokehinge &
  adams_id = 82 &
  i_marker_name = .sag90.ground.MAR240 &
  j_marker_name = .sag90.yoke.MAR241
!
constraint create joint translational &
  joint_name = .sag90.transcarroouter &
  adams_id = 83 &
  i_marker_name = .sag90.carrotranslouter.MAR242 &
  j_marker_name = .sag90.ground.MAR243
!
constraint create joint translational &
  joint_name = .sag90.transcarrocenter &
  adams_id = 84 &
  i_marker_name = .sag90.carrotranslcenter.MAR244 &
  j_marker_name = .sag90.ground.MAR245
!
constraint create joint translational &
  joint_name = .sag90.transcarroinner &
  adams_id = 85 &
  i_marker_name = .sag90.carrotranslinner.MAR246 &
  j_marker_name = .sag90.ground.MAR247
!!----- Forces -----!

force create element_like translational_spring_damper &
  spring_damper_name = .sag90.suspyokespr &
  adams_id = 4 &
  i_marker_name = .sag90.yoke.MAR33 &
  j_marker_name = .sag90.swingarm.MAR37 &
  damping = 0.0 &
  stiffness = 2.5 &
  preload = 0.0 &
  displacement_at_preload = 916.6
!
force create element_like translational_spring_damper &
  spring_damper_name = .sag90.suspinnerspring &
  adams_id = 14 &
  i_marker_name = .sag90.inner.suspinner &
  j_marker_name = .sag90.carrotranslinner.cm &
  damping = 0.0 &
  stiffness = 2.5 &
  preload = 0.0 &
  displacement_at_preload = 1578.7
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.arrasto &
  adams_id = 7 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.center.mar93 &
  j_marker_name = .sag90.ground.mar92 &
  action_only = on &
  function = ""

```

```

!
force create direct torque_vector &
torque_vector_name = .sag90.momentoarfagem &
adams_id = 1 &
i_marker_name = .sag90.outer.mar200 &
j_part_name = .sag90.ground &
ref_marker_name = .sag90.ground.mar201 &
j_marker_id = 96 &
x_torque_function = "" &
y_torque_function = "" &
z_torque_function = ""
!
force create element_like translational_spring_damper &
spring_damper_name = .sag90.suspcenterspring &
adams_id = 15 &
i_marker_name = .sag90.center.suspcenter &
j_marker_name = .sag90.carrotranslcenter.cm &
damping = 0.0 &
stiffness = 2.5 &
preload = 0.0 &
displacement_at_preload = 1579.9
!
force create element_like translational_spring_damper &
spring_damper_name = .sag90.suspouterspring &
adams_id = 24 &
i_marker_name = .sag90.outer.suspouter &
j_marker_name = .sag90.carrotranslouter.cm &
damping = 0.0 &
stiffness = 2.5 &
preload = 0.0 &
displacement_at_preload = 1580.1
!
force create element_like rotational_spring_damper &
spring_damper_name = .sag90.yokeinnerspring &
adams_id = 31 &
i_marker_name = .sag90.yoke.MAR178 &
j_marker_name = .sag90.inner.MAR179 &
damping = 0.0 &
stiffness = 3.198 &
preload = 1269.0 &
displacement_at_preload = 0.0d
!
force create element_like rotational_spring_damper &
spring_damper_name = .sag90.centerouterspring &
adams_id = 33 &
i_marker_name = .sag90.center.MAR180 &
j_marker_name = .sag90.outer.MAR181 &
damping = 0.0 &
stiffness = 2.863 &
preload = 1209.0 &
displacement_at_preload = 0.0d
!
force create element_like rotational_spring_damper &
spring_damper_name = .sag90.yokehingespring &
adams_id = 37 &
i_marker_name = .sag90.ground.MAR190 &
j_marker_name = .sag90.yoke.MAR191 &
damping = 0.0 &
stiffness = 5.518 &
preload = 2393.0 &
displacement_at_preload = 0.0d
!
force create element_like rotational_spring_damper &
spring_damper_name = .sag90.innercenterspring &
adams_id = 39 &
i_marker_name = .sag90.inner.MAR192 &
j_marker_name = .sag90.center.MAR193 &
damping = 0.0 &
stiffness = 3.161 &
preload = 1244.0 &
displacement_at_preload = 0.0d
!
force create direct single_component_force &
single_component_force_name = .sag90.fatrestinner &
adams_id = 9 &
type_of_freedom = translational &
i_marker_name = .sag90.ground.mar194 &
j_marker_name = .sag90.carrotranslinner.mar195 &
action_only = off &
function = ""
!
force create direct single_component_force &
single_component_force_name = .sag90.fatrestcenter &
adams_id = 10 &
type_of_freedom = translational &
i_marker_name = .sag90.ground.mar197 &
j_marker_name = .sag90.carrotranslcenter.MAR196 &
action_only = off &
function = ""
!
force create direct single_component_force &
single_component_force_name = .sag90.fatrestouter &
adams_id = 11 &
type_of_freedom = translational &
i_marker_name = .sag90.ground.mar198 &
j_marker_name = .sag90.carrotranslouter.mar199 &

```

```

    action_only = off &
    function = ""
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.fatrdinner &
  adams_id = 12 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.ground.mar194 &
  j_marker_name = .sag90.carrotranslinner.mar195 &
  action_only = off &
  function = ""
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.fatrdincenter &
  adams_id = 13 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.ground.mar197 &
  j_marker_name = .sag90.carrotranslcenter.MAR196 &
  action_only = off &
  function = ""
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.fatrdinouter &
  adams_id = 14 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.ground.mar198 &
  j_marker_name = .sag90.carrotranslouter.mar199 &
  action_only = off &
  function = ""
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.sustentacao &
  adams_id = 15 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.center.mar202 &
  j_marker_name = .sag90.ground.mar203 &
  action_only = on &
  function = ""
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.yokeimpulseforce &
  adams_id = 16 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.yoke.MAR210 &
  j_marker_name = .sag90.ground.mar211 &
  action_only = off &
  function = ""
!
force create direct single_component_force &
  single_component_force_name = .sag90.innerimpulseforce &
  adams_id = 18 &
  type_of_freedom = translational &
  i_marker_name = .sag90.inner.mar213 &
  j_marker_name = .sag90.ground.mar214 &
  action_only = off &
  function = ""
!!----- Function definitions -----!!

data_element modify variable &
  variable_name = angleouter &
  function = "90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = posforcayoke &
  function = "DX(.sag90.yoke.MAR210, .sag90.ground.mar211, .sag90.ground.MAR3)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = angleyoke &
  function = "90 - 57.3*THETA(.sag90.yoke.yokecm, .sag90.ground.MAR3)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = anglecenter &
  function = "90 - 57.3*THETA(.sag90.center.centercm, .sag90.ground.MAR3)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = angleinner &
  function = "90 - 57.3*THETA(.sag90.inner.innercm, .sag90.ground.MAR3)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = pontosuspensaoouter &
  function = "DX(.sag90.outer.suspouter)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = pontosuspensaocenter &
  function = "DX(.sag90.center.suspcenter)"
!
data_element modify variable &
  variable_name = pontosuspensaoinner &
  function = "DX(.sag90.inner.suspinner)"
!
force modify direct single_component_force &
  single_component_force_name = arrasto &
  function = "(1.30 - 0.0107*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3)) - ", &
    "0.0000468*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3))**2)*", &
    "2.66*((VX(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3, .sag90.ground.MAR3)/1000)**2)"
!

```

```

force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = fatrestinner &
function = "SPDP(.sag90.suspinnerpring, 1, 2, .sag90.ground.MAR3)*", &
"STEP(SPDP(.sag90.suspinnerpring, 1, 2, .sag90.ground.MAR3) +", &
"2*0.000893*(SPDP(.sag90.suspinnerpring, 1, 3, .sag90.ground.MAR3) - 4.6*9.81), -10**(-3),", &
"STEP(time, 0.40, -1, 0.45, 0), 10**(-3), 0)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = fatrestcenter &
function = "SPDP(.sag90.suspcenterpring, 1, 2, .sag90.ground.MAR3)*", &
"STEP(SPDP(.sag90.suspcenterpring, 1, 2, .sag90.ground.MAR3) +", &
"2*0.000893*(SPDP(.sag90.suspcenterpring, 1, 3, .sag90.ground.MAR3) - 4.6*9.81), -10**(-3),", &
"STEP(time, 0.40, -1, 0.45, 0), 10**(-3), 0)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = fatrestouter &
function = "SPDP(.sag90.suspouterpring, 1, 2, .sag90.ground.MAR3)*", &
"STEP(SPDP(.sag90.suspouterpring, 1, 2, .sag90.ground.MAR3) +", &
"2*0.000893*(SPDP(.sag90.suspouterpring, 1, 3, .sag90.ground.MAR3) - 4.6*9.81), -10**(-3),", &
"STEP(time, 0.40, -1, 0.45, 0), 10**(-3), 0)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = fatrdinner &
function = "0.000893*(SPDP(.sag90.suspinnerpring, 1, 3, .sag90.ground.MAR3) - 4.6*9.81)*", &
"STEP(VX(.sag90.carrottranslinner.cm, .sag90.ground.MAR3, .sag90.ground.MAR3), -10**(-3), -1, 10**(-3), 1)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = fatrdcenter &
function = "0.000893*(SPDP(.sag90.suspcenterpring, 1, 3, .sag90.ground.MAR3) - 4.6*9.81)*", &
"STEP(VX(.sag90.carrottranscenter.cm, .sag90.ground.MAR3, .sag90.ground.MAR3), -10**(-3), -1, 10**(-3), 1)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = fatrdouter &
function = "0.000893*(SPDP(.sag90.suspouterpring, 1, 3, .sag90.ground.MAR3) - 4.6*9.81)*", &
"STEP(VX(.sag90.carrottranslouter.cm, .sag90.ground.MAR3, .sag90.ground.MAR3), -10**(-3), -1, 10**(-3), 1)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = sustentacao &
function = "(-0.0021 + 0.0021*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3)) -", &
"0.000413*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3))**2 +", &
"0.00000888*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3))**3 -", &
"0.0000000504*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3))**4)*", &
"2.66*(VX(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3, .sag90.ground.MAR3)/1000)**2)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = yokeimpulseforce &
function = "(40 - 10.227*(DX(.sag90.yoke.MAR210, .sag90.ground.mar211, .sag90.ground.MAR3) - 74))*", &
"STEP(DX(.sag90.yoke.MAR210, .sag90.ground.mar211, .sag90.ground.MAR3), 78, 1, 78.1, 0)"
!
force modify direct single_component_force &
single_component_force_name = innerimpulseforce &
function = "(40 - 10.227*(DX(.sag90.inner.mar213, .sag90.ground.mar214, .sag90.ground.MAR3) - 118))*", &
"STEP(DX(.sag90.inner.mar213, .sag90.ground.mar214, .sag90.ground.MAR3), 122, 1, 122.1, 0)"
!
force modify direct torque_vector &
torque_vector_name = momentoarfagem &
x_torque_function = "0" &
y_torque_function = "((0.008 + 0.022*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3)) -", &
"0.000133*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3))**2 -", &
"0.00000125*(90 - 57.3*THETA(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3))**3)*", &
"2.34*(VX(.sag90.outer.outercm, .sag90.ground.MAR3, .sag90.ground.MAR3)/1000)**2)/1000" &
z_torque_function = "0"
!
!----- Accgrav -----!
!
!
force create body gravitational &
gravity_field_name = gravityforce &
x_component_gravity = 0.951204441 &
y_component_gravity = -9809.999954 &
z_component_gravity = 0.0
!
!----- Analysis settings -----!

```

# ANEXO E

## RESULTADOS ADICIONAIS DAS SIMULAÇÕES EM LABORATÓRIO E ÓRBITA

Este anexo traz os seguintes resultados adicionais de simulação:

**1-** deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura, para as simulações em laboratório e órbita (figuras ANE1 até ANE3);

**2-** diferenças entre o deslocamento translacional dos carros de suspensão e os respectivos pontos de montagem da mola de suspensão nos painéis solares em função do tempo de abertura (figuras ANE4 até ANE6);

**3-** diferença entre o deslocamento angular do braço de suspensão e o ângulo de abertura em função do tempo de abertura (figura ANE7);

**4-** força de atrito equivalente entre os carros de suspensão e o trilho em função do tempo de abertura para cada um dos carro de suspensão (figuras ANE8 até ANE10);

**5-** forças de arrasto, de sustentação e momento de arfagem em função do tempo e do ângulo de abertura (figuras ANE11 até ANE16);

**6-** deslocamento e velocidade angulares em função do tempo de abertura para a simulação em laboratório com diferente situação de nivelamento do trilho e da inclinação do satélite (figuras ANE17 e ANE18);

**7-** deslocamento e velocidade angulares em função do tempo de abertura para simulação com diferentes valores dos coeficientes de atrito equivalentes (figuras ANE19 e ANE20).

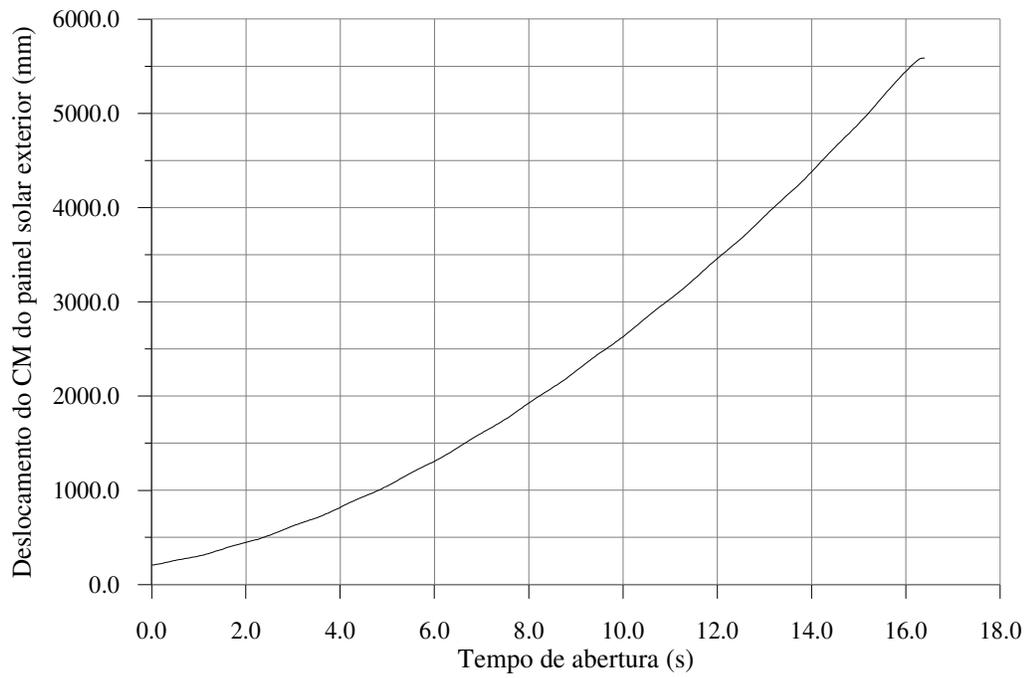


Figura ANE1: Deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura para simulação em laboratório.

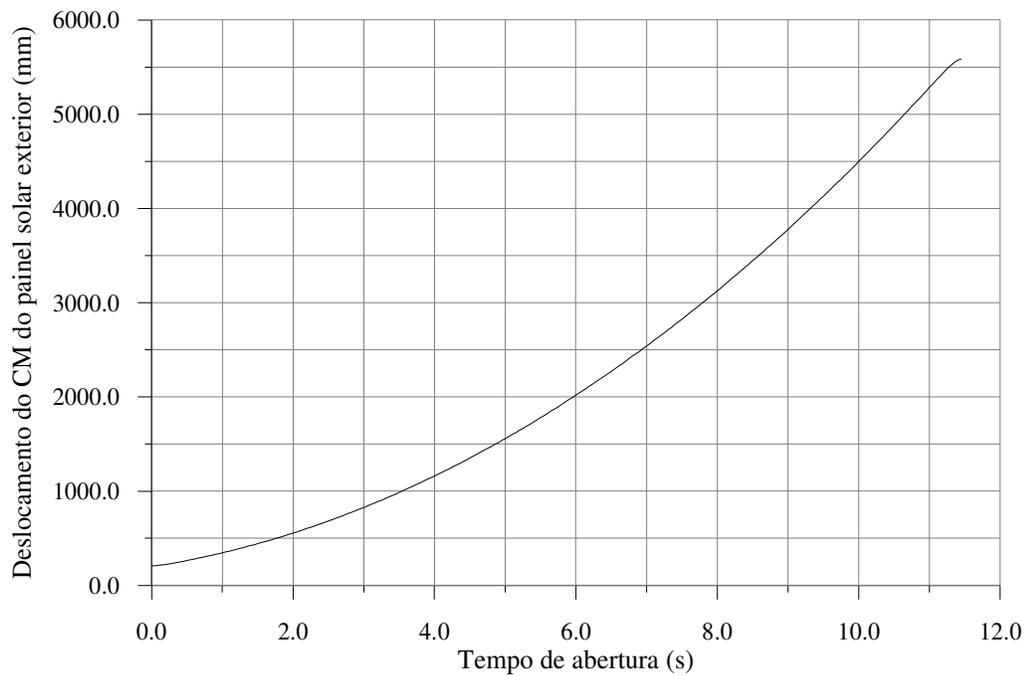


Figura ANE2: Deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura para situação 1 de simulação em órbita.

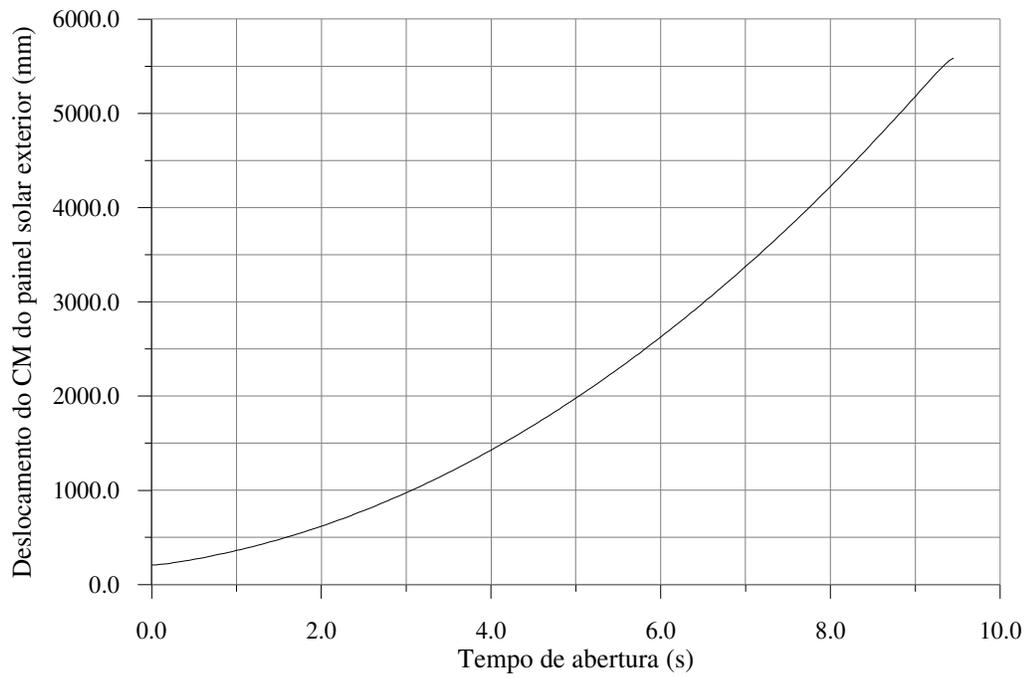


Figura ANE3: Deslocamento translacional do CM do painel solar exterior em função do tempo de abertura para situação 2 de simulação em órbita.

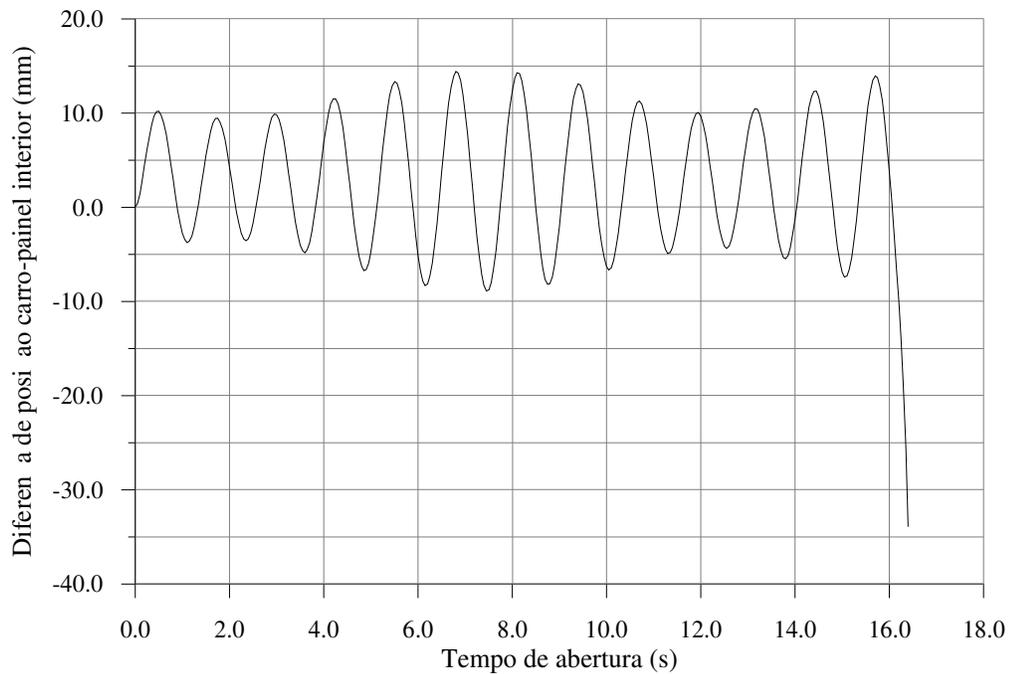


Figura ANE4: Diferença entre o ponto de montagem da mola no painel solar interior e a posição do carro de suspensão em função do tempo de abertura.

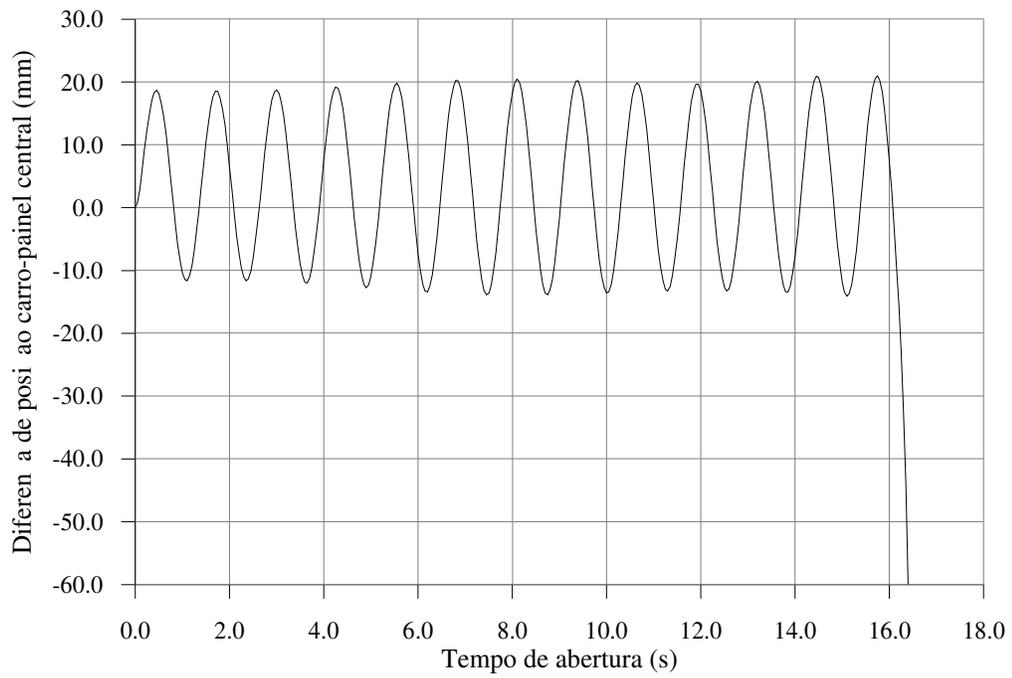


Figura ANE5: Diferença entre o ponto de montagem da mola no painel solar central e a posição do carro de suspensão em função do tempo de abertura.

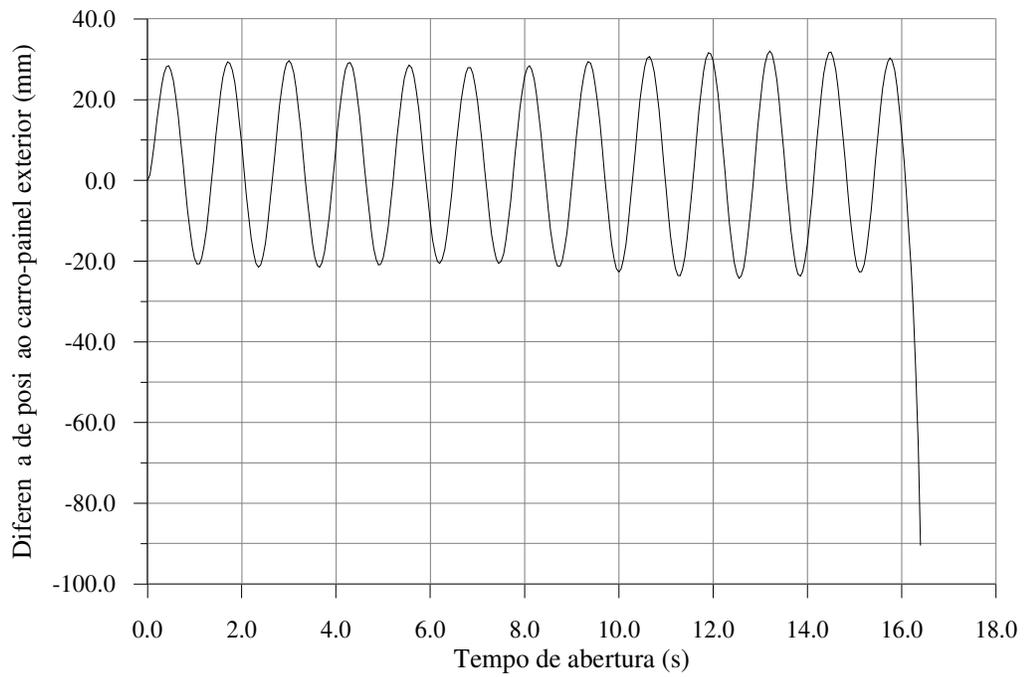


Figura ANE6: Diferença entre o ponto de montagem da mola no painel solar exterior e a posição do carro de suspensão em função do tempo de abertura

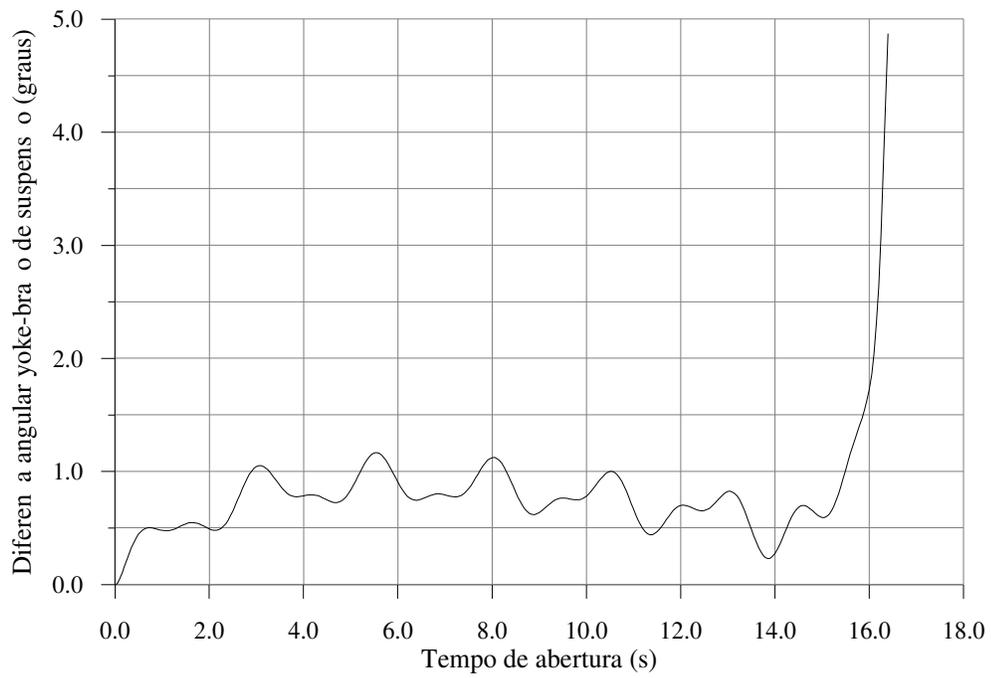


Figura ANE7: Diferença angular entre o ângulo de abertura e o braço de suspensão em função do tempo de abertura.

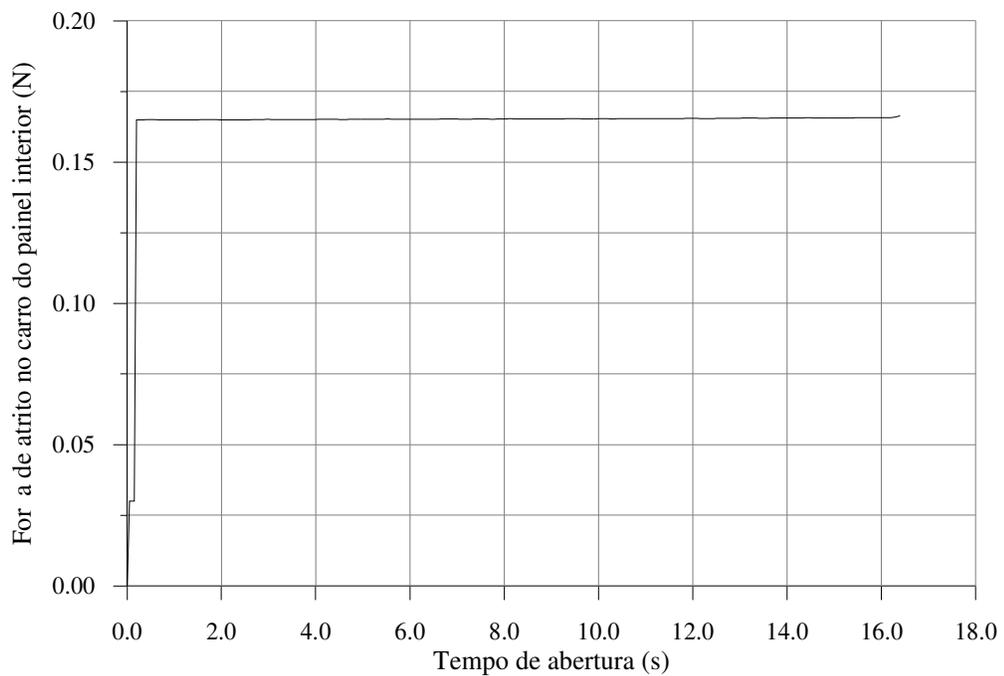


Figura ANE8: Força de atrito equivalente entre os carros de suspensão do painel solar interior e o trilho em função do tempo de abertura.

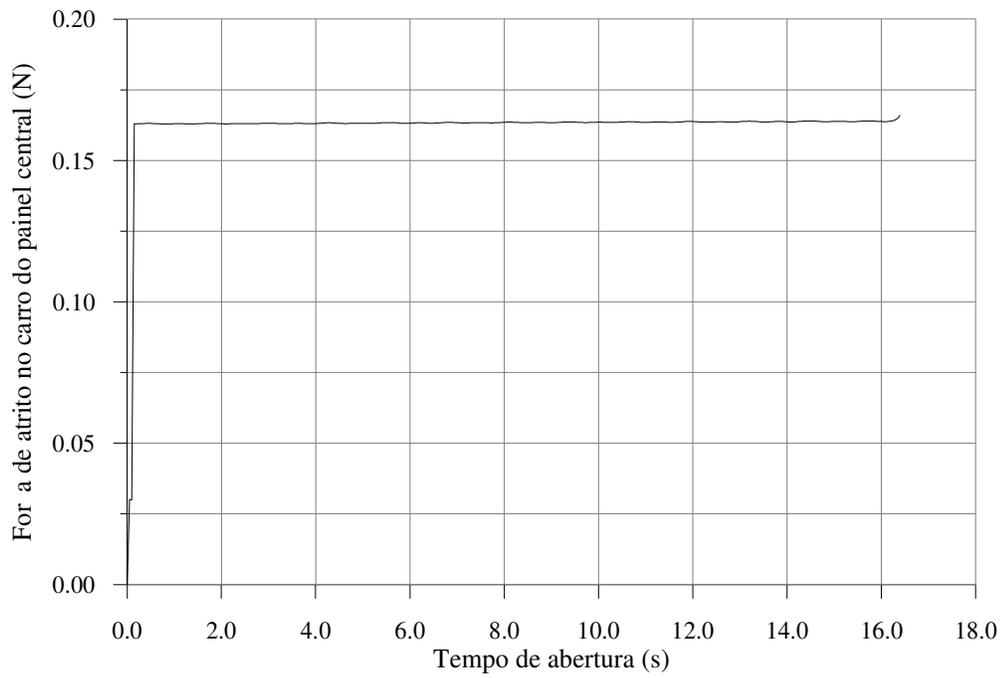


Figura ANE9: Força de atrito equivalente entre o carros de suspensão do painel solar central e o trilho em função do tempo de abertura.

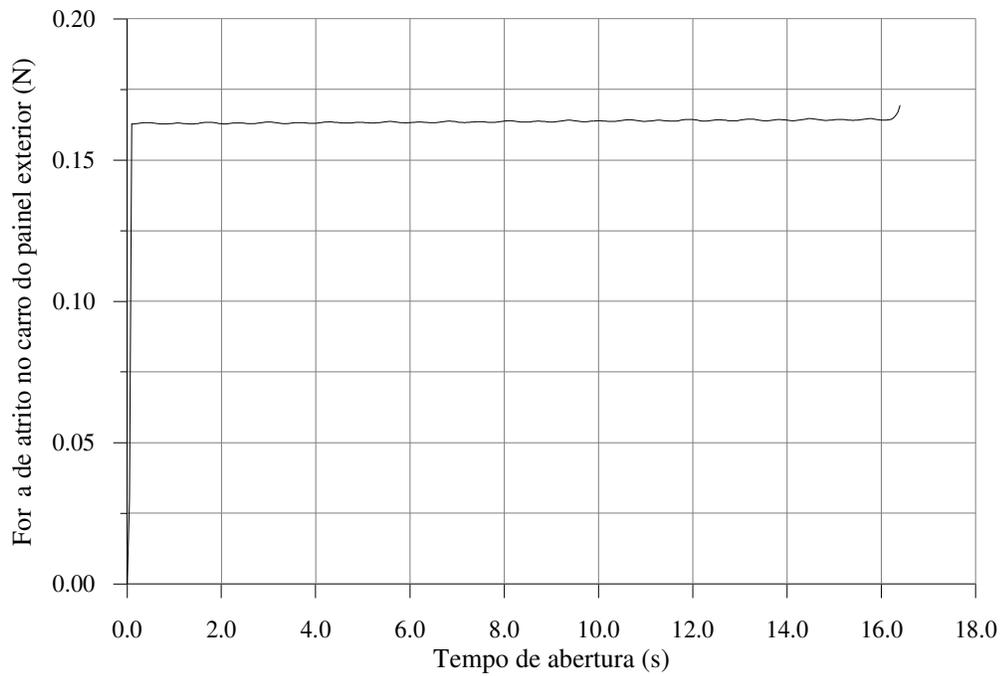


Figura ANE10: Força de atrito equivalente entre o carros de suspensão do painel solar exterior e o trilho em função do tempo de abertura.

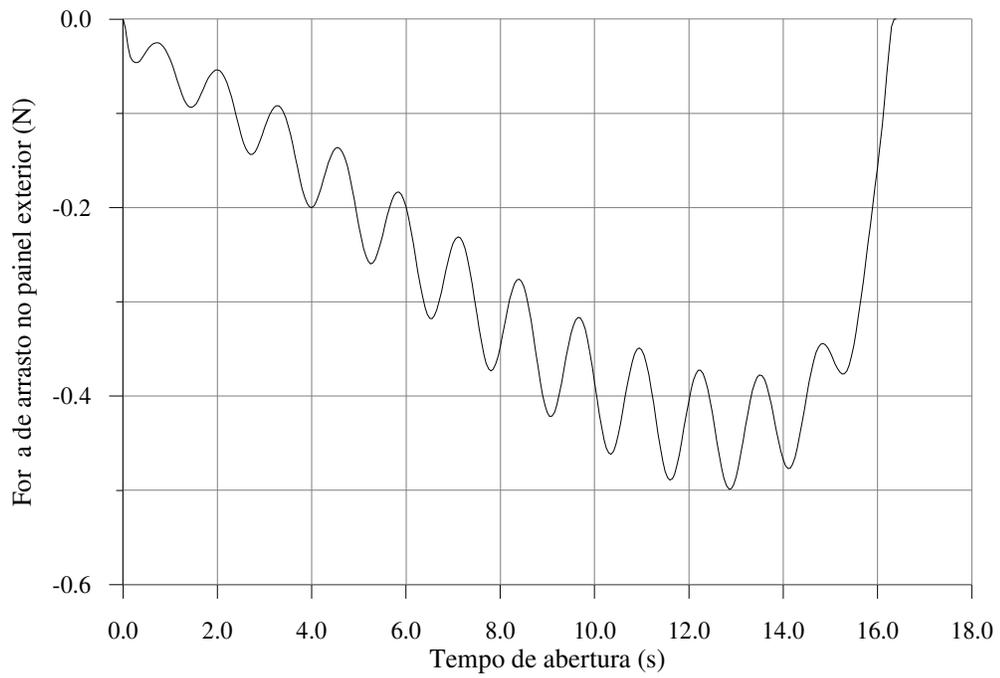


Figura ANE11: Força de arrasto no painel solar exterior em função do tempo de abertura.

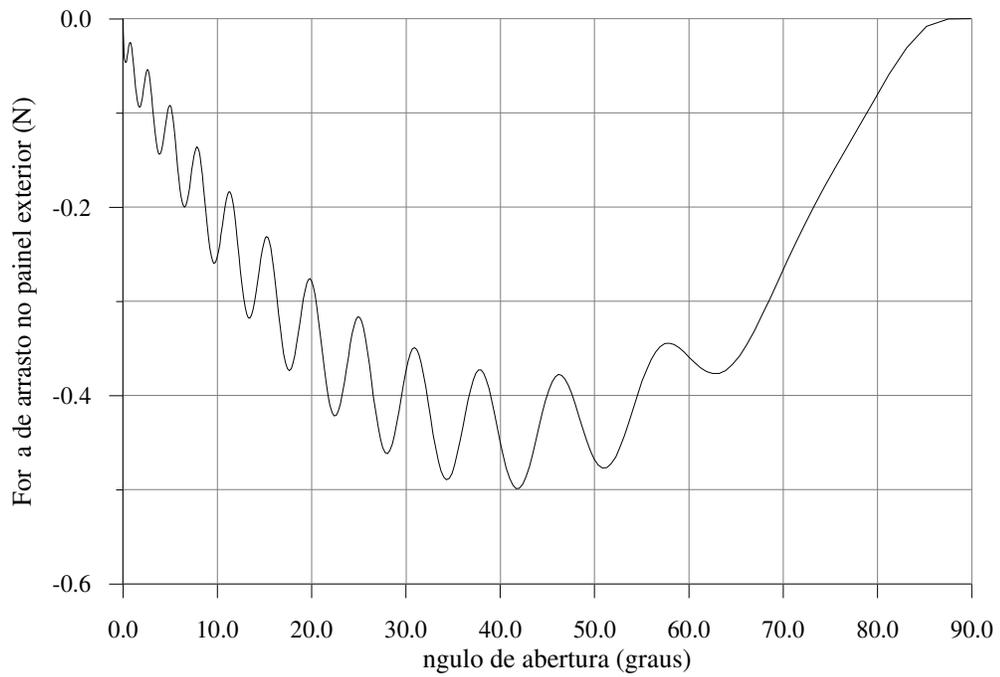


Figura ANE12: Força de arrasto no painel solar exterior em função do ângulo de abertura.

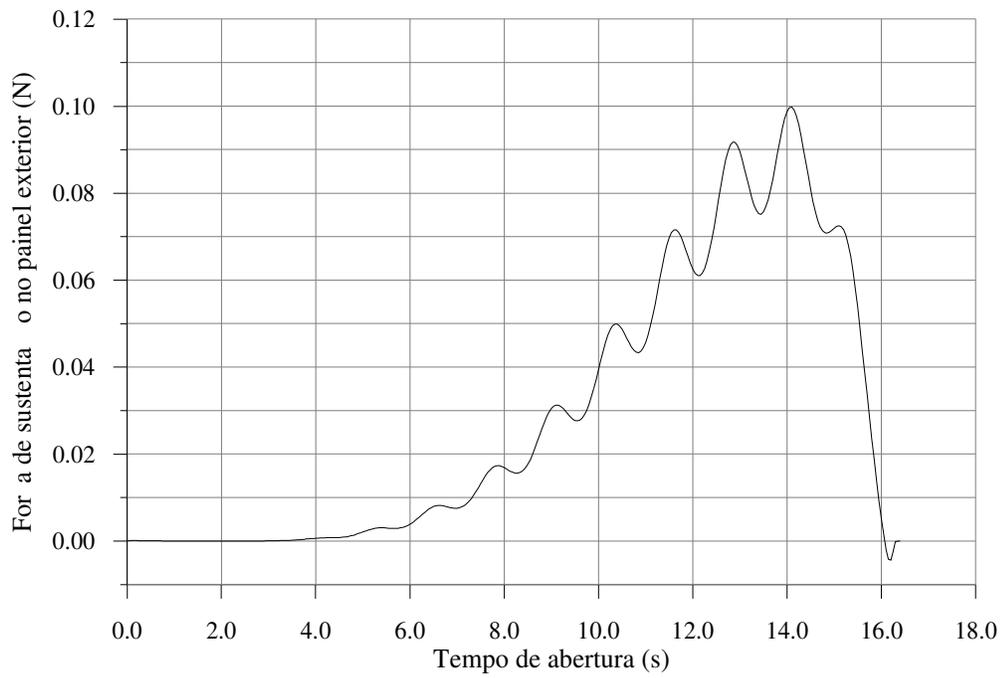


Figura ANE13: Força de sustentação no painel solar exterior em função do tempo de abertura.

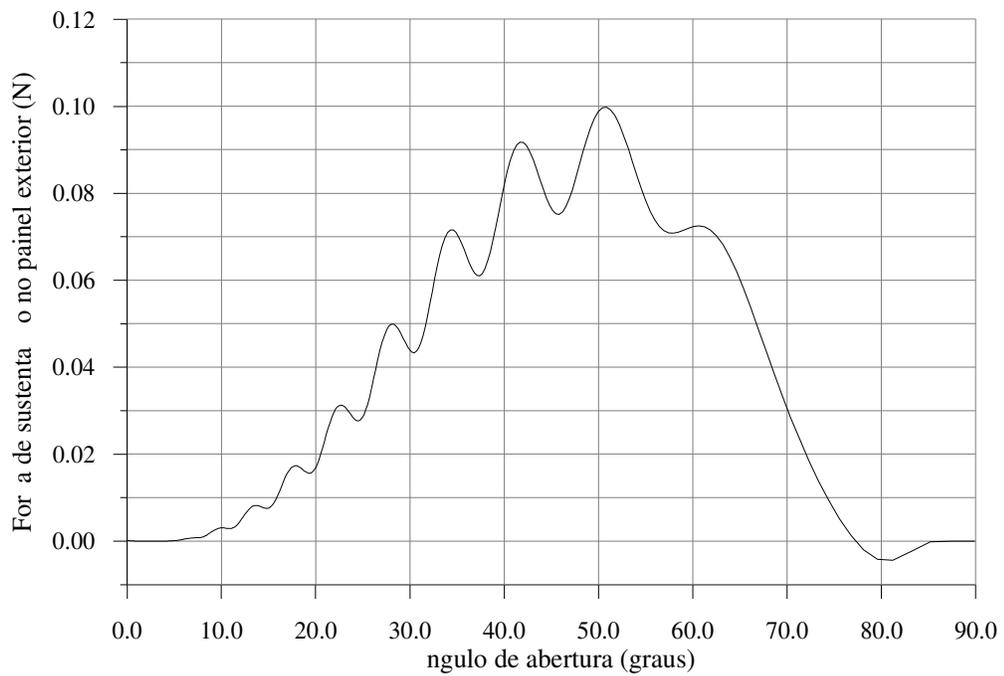


Figura ANE14: Força de sustentação no painel solar exterior em função do ângulo de abertura.

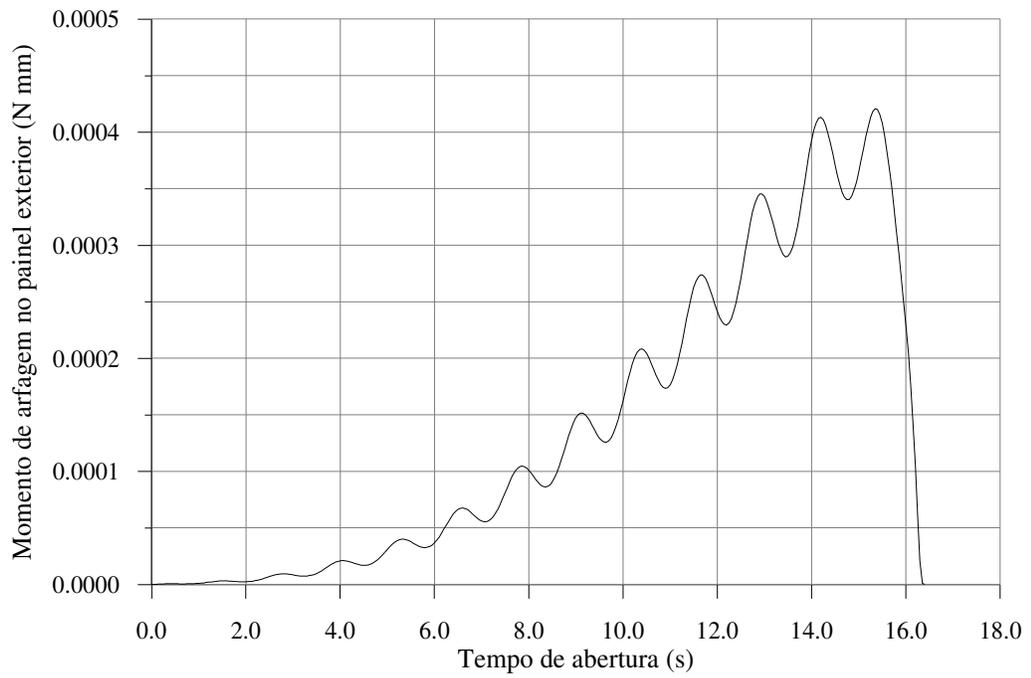


Figura ANE15: Momento de arfagem no painel solar exterior em função do tempo de abertura.

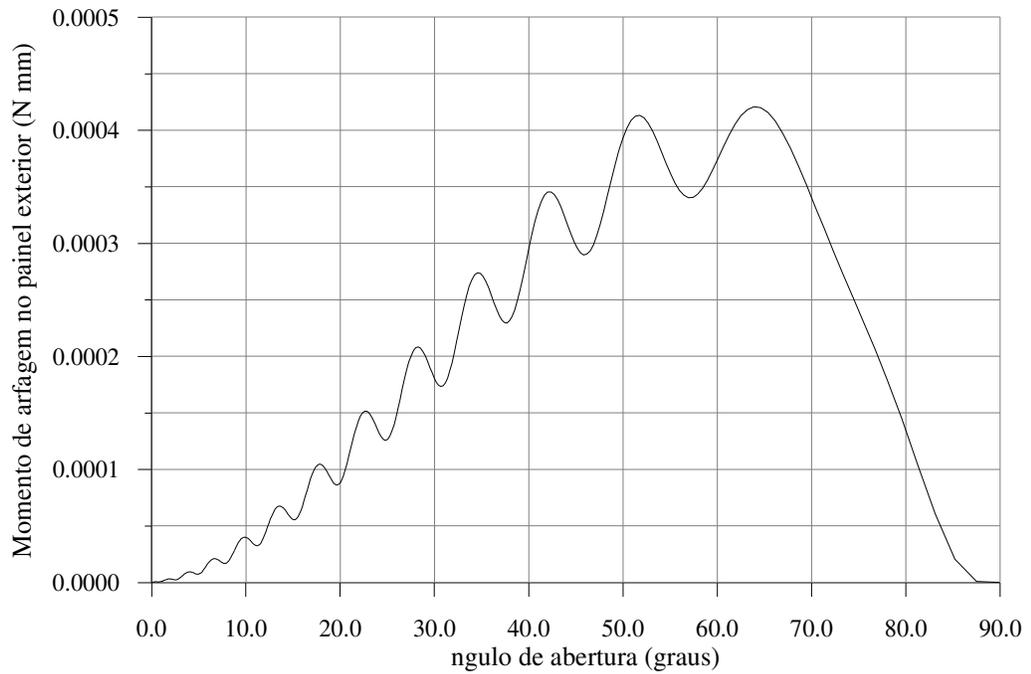


Figura ANE16: Momento de arfagem no painel solar exterior em função do ângulo de abertura.

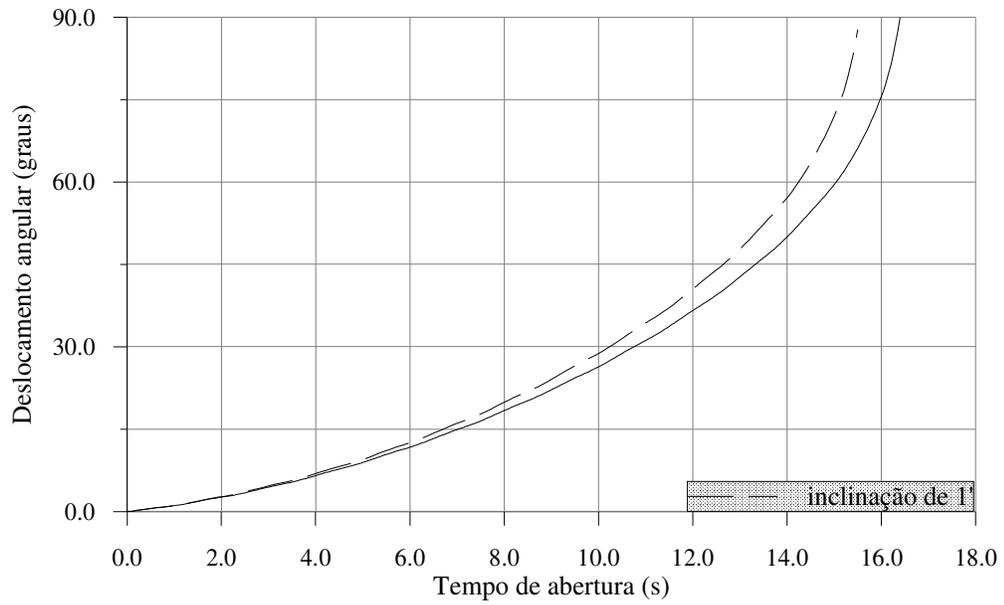


Figura ANE17: Deslocamento angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com trilho inclinado de *1 minuto de grau* (em favor do movimento de abertura) e satélite perpendicular ao trilho, e (2) simulação apresentada no capítulo 9.

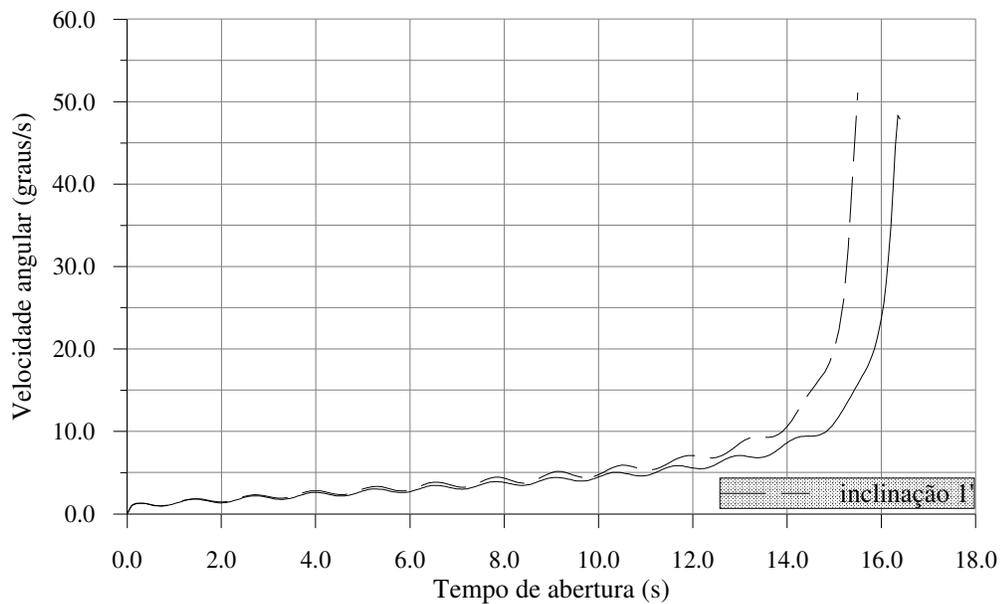


Figura ANE18: Velocidade angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com trilho inclinado de *1 minuto de grau* (em favor do movimento de abertura) e satélite perpendicular ao trilho, e (2) simulação apresentada no capítulo 9.

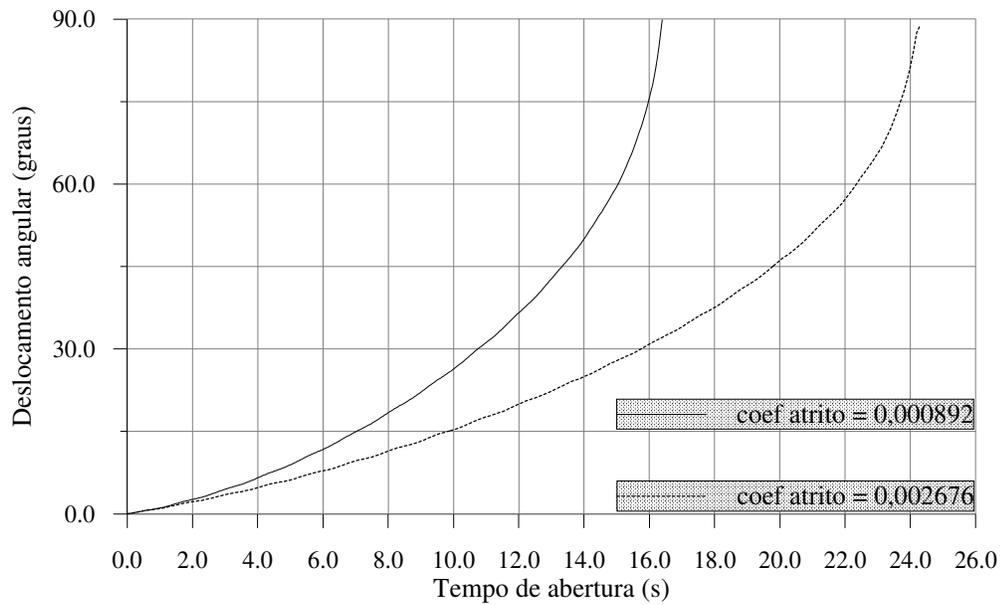


Figura ANE19: Posição angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com coeficiente de atrito equivalente igual a  $0,002676$  (três vezes maior) e (2) simulação apresentada no capítulo 9.

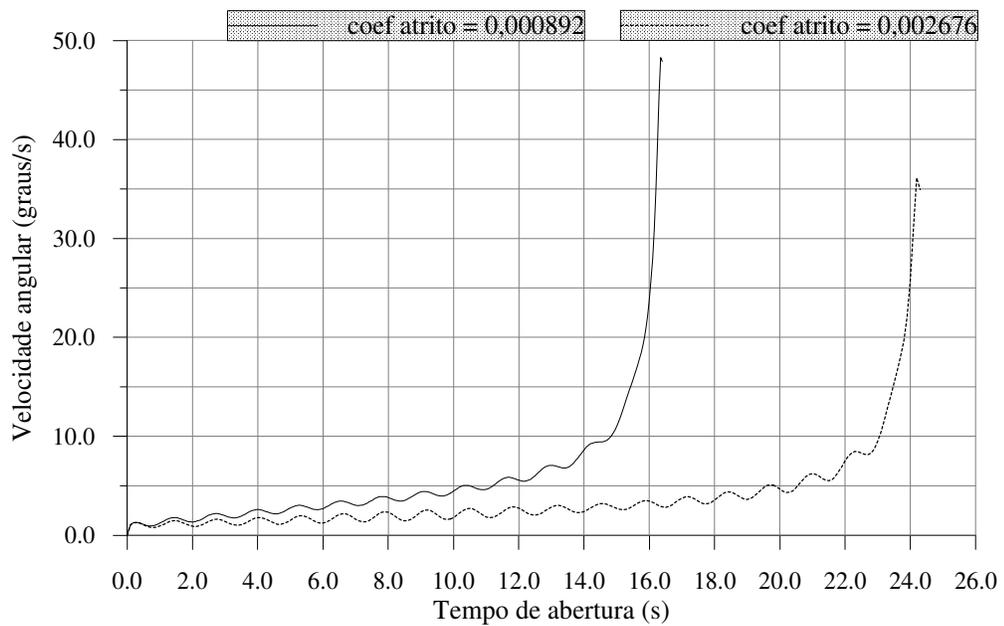


Figura ANE20: Velocidade angular em função do tempo de abertura para (1) simulação em laboratório com coeficiente de atrito equivalente igual a  $0,002676$  (três vezes maior) e (2) simulação apresentada no capítulo 9.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] ISAKOWITZ, S. J. **International reference guide to space launch systems**, Washington/DC, AIAA. Spacecraft and Technology series, 1991.
- [2] BRODERSEN, H.; RIZOS, I. INTELSAT V solar array. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 1., Noordwijk, Sept., 1978. **Proceedings**. Paris, ESA, Nov., 1978, p. 209-217. (ESA SP-140).
- [3] GREENFIELD, H. T. Appendage deployment mechanism for the Hubble space telescope program. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 19., Moffett Field, May, 1985. **Proceedings**. Washington/DC, NASA, 1985, p. 329-346. (NASA CP-2371).
- [4] Neri, J. A. *et al* Key technological solution towards the SACI-1 microsatellite design. In: CONFERENCE ON SMALL SATELLITES, 10., Logan, Sept., 1996. **Proceedings**. Utah State University, AIAA/USU. CD ROM, sess2/keytech.pdf.
- [5] MOBLEY, F. F.; FISHELL, R. E. Orbital results from gravity-gradient stabilized satellites. **Special Studies and Flight Experience**, New York, The Johns Hopkins University, 1965, p. 237-251.
- [6] BRING, G. L.; DORSEY, W. W. Design features and zero gravity simulation of the GEOS satellite long radial boom release. In: DYNAMICS AND CONTROL OF NON-RIGID SPACECRAFT SYMPOSIUM, Frascati, May, 1976. **Proceedings**. Neuilly, ESA, July, 1976, p. 365-373. (ESA SP-117).
- [7] CAMPBELL, B. E.; HAWKINS, W. An 11-meter deployable truss for the SEASAT radar antenna. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, Apr., 1978. **Proceedings**. Washington/DC, NASA, 1978, p. 77-88. (NASA CP-2080).
- [8] NATARAJU, B. S. *et al* Modelling of deployment mechanisms for latch-up shocks. **ESA Journal**, V.13, p. 393-400, 1989.

- [9] GERLACH, L.; MARKS, G. W. The design of the L-SAT solar array. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 3., Bath, May, 1982. **Proceedings.** Paris, ESA, 1982, p. 241-255. (ESA SP-173).
- [10] LAGET, R.; LONG, C. ARABSAT solar array. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 3., Bath, May, 1982. **Proceedings.** Paris, ESA, 1982, p. 271-275. (ESA SP-173).
- [11] URBAIN, G.; RINN, C.; BASTARD, J. L. TV-SAT solar array. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 3., Bath, May, 1982. **Proceedings.** Paris, ESA, 1982, p. 129-133. (ESA SP-173).
- [12] VAN HASSEL, R. H. A. The ARA Mark 3 solar array design and development. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 30., Hampton, May, 1996. **Proceedings.** Hampton, NASA. Langley Research Laboratory, 1996, p. 119-134. (NASA CP-3328).
- [13] SHNEIDER, K. OTS solar array. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 1., Noordwijk, Sept., 1978. **Proceedings.** Paris, ESA, Nov., 1978, p. 193-200. (ESA SP-140).
- [14] BARKATES, G. Development of a rigid fold-out solar array for 3 axes-stabilized geosynchronous satellites. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 1., Noordwijk, Sept., 1978. **Proceedings.** Paris, ESA, Nov., 1978, p. 169-180. (ESA SP-140).
- [15] ALLEN, B. B.; BUTLER, D. H. Hoop/column antenna deployment mechanism overview. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 19., Moffett Field, May, 1985. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1985, p. 23-37. (NASA CP-2371).
- [16] BECCHI, P.; DELL AMICO, S. Design and testing of a deployable, retrievable boom for space application. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 23., Huntsville, May, 1989. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1989, p. 101-112. (NASA CP-3032).
- [17] BENNETT, N.; PREISWERK, P. Deployment/retraction mechanism for solar maximum mission high gain antenna system. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, Apr., 1978. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1978, p. 201-210. (NASA CP-2080).

- [18] BLANC, E. Articulation de déploiement a lames denroulement. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 26., Greenbelt, May, 1992. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1992, p. 33-44. (NASA CP-3147).
- [19] BURDICK, H. F. A precision six-meter deployable boom for the Mariner-Venus-Mercury 73 magnetometer experiment. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 9., Kennedy Space Center, Florida, Oct., 1974. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1974, p. 161-174. (NASA TM X-3274).
- [20] BUSCH, J. D.; PURDY, W. E.; JOHNSON, A. D. Development of a non-explosive release device for aerospace applications. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 26., Greenbelt, May, 1992. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1992, p. 1-16. (NASA CP-3147).
- [21] CALASSA, M. C.; KACKLEY, R. Solar array deployment mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 29., League City, May, 1995. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1995, p. 79-93. (NASA CP-3293).
- [22] CAWSEY, T. R. A deployment mechanism for the double roll-out flexible solar array on the space telescope. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 16., Kennedy Space Center, Florida, May, 1982. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1982, p. 223-233. (NASA CP-2221).
- [23] CHANDLER, D. P.; VEIT, A. Space telescope-solar array primary deployment mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 17., Pasadena, May, 1983. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1983, p. 39-53. (NASA CP-2273).
- [24] CHOI, S. J.; LU, C. A Nitinol-based solar array deployment mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 30., Hampton, May, 1996. **Proceedings.** Hampton, NASA. Langley Research Laboratory, 1996, p. 103-118. (NASA CP-3328).
- [25] CRAIGHEAD, N. D. Design, development and mechanization of a precision deployable truss with optimized structural efficiency for spaceborne applications. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 16., Kennedy Space Center, Florida, May, 1982. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1982, p. 315-328. (NASA CP-2221).

- [26] DI BIASI, L. A Deployable 0.015 inch diameter wire antenna. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, Apr., 1978. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1978, p. 35-41. (NASA CP-2080).
- [27] DI BIASI, L.; KRAMER, R. A high strength, torsionally rigid, deployable and retractable mast for space applications. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 17., Pasadena, May, 1983. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1983, p. 171-179. (NASA CP-2273).
- [28] ELLIS, R. C.; FINK, R. A.; RICH, R. W. Eddy current damper. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 23., Huntsville, May, 1989. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1989, p. 127-137. (NASA CP-3032).
- [29] ERIKSSON, S. Deployment and release mechanisms on the Swedish satellite Viking. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 17., Pasadena, May, 1983. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1983, p. 305-314. (NASA CP-2273).
- [30] FELKAI, R. Design and development of a telescope axial boom. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 20., Cleveland, May, 1986. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1986, p. 1-12. (NASA CP-2423).
- [31] GEHLING, R. N.; ARMSTRONG, J. H. High-performance, flexible, deployable array development. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 13., Houston, Apr., 1979. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1979, p. 287-297. (NASA CP-2081).
- [32] LUCY, M.; HARDY, R. Report on alternative devices to pyrotechnics on spacecraft. In: CONFERENCE ON SMALL SATELLITES, 10., Logan, Sept., 1996. **Proceedings.** Utah State University, AIAA/USU. CD ROM, sess9/pyrotec.pdf.
- [33] LUHMANN, H. J.; ETZLER, C. C.; WAGNER, R. Design and verification of mechanisms for a large foldable antenna. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 23., Huntsville, May, 1989. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1989, p. 113-126. (NASA CP-3032).
- [34] MAMROL, F. E.; MATTEO, D. N. A fully redundant power hinge for LANDSAT-D appendages. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 15., Kennedy Space Center, Florida, May, 1981. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1981, p. 341-355. (NASA CP-2181).

- [35] PACKARD, T.; BENTON, M. D. The Galileo spacecraft magnetometer boom. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 19., Moffett Field, May, 1985. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1985, p. 1-22. (NASA CP-2371).
- [36] PALMER, W. B. Deployable antenna reflector. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, Apr., 1978. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1978, p. 223-232. (NASA CP-2080).
- [37] 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, Apr., 1978. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1978, p. 119-129. (NASA CP-2080).
- [38] PURDY, B. Advanced release technologies program. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 28., Cleveland, May, 1994. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1994, p. 413-427. (NASA CP-3260).
- [39] RIBBLE, J. W.; WADE, W. D. On the design of an adjustable high precision latching hinge. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 13., Houston, Apr., 1979. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1979, p. 127-136. (NASA CP-2081).
- [40] SATHYANARAYAN, M. N.; *et al* INSAT-2A and 2B deployment mechanisms. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 28., Cleveland, May, 1994. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1994, p. 17-27. (NASA CP-3260).
- [41] SCHMID, M.; AGUIRRE, M. Extendable retractable telescopic mast for deployable structures. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 20., Cleveland, May, 1986. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1986, p. 13-29. (NASA CP-2423).
- [42] SCHMIDT, H. F. Latch mechanism for the space telescope. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 15., Kennedy Space Center, Florida, May, 1981. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1981, p. 331-339. (NASA CP-2181)
- [43] SPENCE, B. R.; MARKS, G. W. An introduction to the Astro Edge solar array. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 13., Houston, Apr., 1979. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1979, p. 323-331. (NASA CP-2081).

- [44] STELLA, D.; PEDRAZZOLI, G.; SECCI, G. SMA applications in an innovative multishot deployment mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 25., Pasadena, May, 1991. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1991, p. 275-290. (NASA CP-3113).
- [45] TOWNSEND, W. L.; MIYAKAWA, R. H. Deployment mechanisms on Pioneer Venus probes. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 12., Moffett Field, Apr., 1978. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1978, p. 143-155. (NASA CP-2080).
- [46] VERMALLE, J. C. Centrifugal regulator for control of deployment rates of deployment elements. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 14., Hampton, May, 1980. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1980, p. 83-99. (NASA CP-2127).
- [47] VIELEERS, A. M. V.; PREISWERK, P. R. Extendible and retractable masts for solar array deployment.. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 3., Bath, May, 1982. **Proceedings.** Paris, ESA, 1982, p. 201-207. (ESA SP-173).
- [48] WALKER, J. C. Hinge latch mechanism. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 17., Pasadena, May, 1983. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1983, p. 343-356. (NASA CP-2273).
- [49] WARDEN, R. M. Folding, articulated, square truss. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 21., Houston, Apr., 1987. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1987, p. 1-17. (NASA CP-2470).
- [50] WARDEN, R. M. Relatchable launch restraint mechanism for deployable booms. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 24., Kennedy Space Center, Florida, Apr., 1990. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1990, p. 157-170. (NASA CP-3062).
- [51] WARDEN, R. M.; JONES, P. A. Carousel deployment mechanism for coilable lattice truss. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 23., Huntsville, May, 1989. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1989, p. 77-100. (NASA CP-3032).
- [52] CHUNG, D. T.; YOUNG, L. E. Zero gravity testing of flexible solar arrays. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 15., Kennedy Space Center, Florida, May, 1981. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1981, p. 115-136. (NASA CP-2181).

- [53] CHUNG, D. T. Deployment/retraction ground testing of a large flexible solar array. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 16., Kennedy Space Center, Florida, May, 1982. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1982, p. 249-263. (NASA CP-2221).
- [54] PARKER, K. The importance of thermal-vacuum testing in achieving high reliability of spacecraft mechanisms. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 18., Greenbelt, May, 1984. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1990, p. 93-109. (NASA CP-2311).
- [55] GRIFFIN, M. D. **Space vehicle design**, AIAA. Educational Series, 1991.
- [56] VORLICEK, P. L.; PLESCIA, C. T. Design and analysis considerations for deployment mechanisms in a space environment. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 16., Kennedy Space Center, Florida, May, 1982. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1982, p. 211-222. (NASA CP-2221).
- [57] BRISCOE, H. M. Why space tribology? **Tribology International**, V.9, n.2, p. 67-74, Apr., 1990.
- [58] BRISCOE, H. M.; TODD, M. J. Considerations on the lubrication of spacecraft mechanisms. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 17., Pasadena, May, 1983. **Proceedings.** Washington/DC, NASA, 1983, p. 19-37. (NASA CP-2273).
- [59] ROBERTS, E. W. The advantages and limitations of sputtered molybdenum disulphide as a space lubricant. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON SPACE MECHANISMS AND TRIBOLOGY, 4., Cannes, Sept., 1989. **Proceedings.** ESA, p. 59-65. (ESA SP-299).
- [60] WIE, B. *et al* Modelling and simulation of spacecraft solar array deployment. **Journal of Guidance and Control**, V.9, n.5, p. 593-598, Sept.-Oct., 1986.
- [61] COSTE, P. *et al* SPOT-4 solar array deployment- tests/analysis correlation. In: CONFERENCE ON DYNAMICS AND CONTROL OF STRUCTURES IN SPACE, 3., London, May, 1996. **Proceedings.** Cranfield University. College of Aeronautics, 1996, p. 413-427.

- [62] ZIMMERMANN, K. J. Analysis and verification aspects of large flexible solar array design. In: EUROPEAN SYMPOSIUM ON PHOTOVOLTAIC GENERATORS IN SPACE, 1., Noordwijk, Sept., 1978. **Proceedings**. Paris, ESA, Nov., 1978, p. 65-70. (ESA SP-140).
- [63] DEVLOO, P. R. B.; LIMA, C. Modelo matemático do mecanismo de abertura do gerador solar dos satélites do programa CBERS. In: CONGRESSO IBERO AMERICANO SOBRE MÉTODOS COMPUTACIONAIS PARA ENGENHARIA, 16., Curitiba, nov.-dez., 1995. **Proceedings**. Curitiba, Universidade Federal do Paraná, dez., 1995, p. 1482-1490.
- [64] WIELENGA, T. J. **Analysis methods and model representation in ADAMS**. Documento interno da Mechanical Dynamics, Inc.(MDI).
- [65] KUMAR, P.; PELLEGRINO, S. Deployment and retraction of cable-driven rigid panel solar arrays. In: STRUCTURES, STRUCTURAL DYNAMICS AND MATERIAL CONFERENCE, 36., New Orleans, Apr., 1995. **Proceedings**. AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC, p. 1724-1733.
- [66] PELLEGRINO, S. Large retractable appendages in spacecraft. **Journal of Spacecraft and Rockets**, V. 32, n.6, p. 1006-1014, Nov.-Dec., 1995.
- [67] KUMAR, P.; PELLEGRINO, S. Deployment and retraction of a cable-driven solar array design: testing and simulation. In: AEROSPACE MECHANISMS SYMPOSIUM, 29., League City, May, 1995. **Proceedings**. Washington/DC, NASA, 1995, p. 253-267. (NASA CP-3293).
- [68] VAZ, C. C.; PALEROSI, A. C. **CBERS's solar array design description**. Documento interno do INPE. (CBDQ-ITRP-022).
- [69] ARAÚJO, E. F. R. *et al.* **Programa para cálculo dos momentos e direções principais de inércia do satélite de coleta de dados da MEC-B**, São José dos Campos, INPE. (INPE 3328/ RPI/117).
- [70] GUI, L. J. **The spring measurements report for CBERS SAG**. Documento interno INPE. (CBAW-PRG-02).
- [71] PALEROSI, A. C.; VAZ, C. C. **Report on wing transfer cabling torsion torque measurement**. Documento interno INPE. (CBDQ-ITRP-038).

- [72] GAECHTER, J. P. **Respostas às questões referentes ao dispositivo de testes**, Castanet-Tolosan, Société Nouvelle SOTEREM, 1993 (comunicação pessoal por fax).
- [73] MEIROVITCH, L. **Methods of analytical dynamics**, New York, McGraw Hill, 1970.
- [74] BATHE, K. J.; WILSON, E. L. **Numerical methods in finite element analysis**, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1976.
- [75] NIKRAVESH, P. E. **Computer-aided analysis of mechanical systems**, Englewood Cliffs, Prentice-Hall, 1988.
- [76] BAKER, C. T. H. & PHILLIPS, C. **The numerical solution of nonlinear problems**, New York, Oxford university press, 1981.
- [77] PALEROSI, A. C. **CBERS's SAG/SM2 model deployment test analysis report for the tests performed at INPE facilities**. Documento interno INPE. (CBDQ-ITSP-020).
- [78] KREYSZIG, E. **Advanced engineering mathematics**, 4., New York, John Wiley&Sons, 1979.
- [79] PROVENZA, F. **Molas**, São Paulo, PRO-TEC, 1984.
- [80] POPE, A.; HARPER, J. J. **Low-speed wind tunnel testing**, New York, John Wiley&Sons, 1966.

## **PUBLICAÇÕES TÉCNICO-CIENTÍFICAS EDITADAS PELO INPE**

### **Teses e Dissertações (TDI)**

Teses e Dissertações apresentadas nos Cursos de Pós-Graduação do INPE.

### **Manuais Técnicos (MAN)**

São publicações de caráter técnico que incluem normas, procedimentos, instruções e orientações.

### **Notas Técnico-Científicas (NTC)**

Incluem resultados preliminares de pesquisa, descrição de equipamentos, descrição e ou documentação de programa de computador, descrição de sistemas e experimentos, apresentação de testes, dados, atlas, e documentação de projetos de engenharia.

### **Relatórios de Pesquisa (RPQ)**

Reportam resultados ou progressos de pesquisas tanto de natureza técnica quanto científica, cujo nível seja compatível com o de uma publicação em periódico nacional ou internacional.

### **Propostas e Relatórios de Projetos (PRP)**

São propostas de projetos técnico-científicos e relatórios de acompanhamento de projetos, atividades e convênios.

### **Publicações Didáticas (PUD)**

Incluem apostilas, notas de aula e manuais didáticos.

### **Publicações Seriadas**

São os seriados técnico-científicos: boletins, periódicos, anuários e anais de eventos (simpósios e congressos). Constam destas publicações o Internacional Standard Serial Number (ISSN), que é um código único e definitivo para identificação de títulos de seriados.

### **Programas de Computador (PDC)**

São a seqüência de instruções ou códigos, expressos em uma linguagem de programação compilada ou interpretada, a ser executada por um computador para alcançar um determinado objetivo. São aceitos tanto programas fonte quanto executáveis.

### **Pré-publicações (PRE)**

Todos os artigos publicados em periódicos, anais e como capítulos de livros.