

**CÉSAR ABRAHAM FLORES CISNEROS**

**PROJETO DE UM REDUTOR  
PLANETÁRIO COMPOSTO A TRACÇÃO**

Dissertação apresentada à Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo  
para a obtenção de Título de Mestre em  
Engenharia.

Área de Concentração:  
Projetos e Fabricação

Orientador:  
Dr. Eduardo Lobo Lustosa Cabral

**São Paulo**

**1996**

## RESUMO

Neste trabalho foi analisado e projetado um redutor de precisão e alta relação de redução. Para isso, inicialmente, foi realizada uma pesquisa preliminar onde foram identificados alguns redutores comerciais com estas características. Foi realizada uma avaliação qualitativa e observou-se que nos redutores mais precisos o mecanismo de transmissão de torque era por tração e os que apresentam maiores relação de redução eram redutores cicloidais e planetários compostos. Dessa forma, foi decidido pela configuração do redutor planetário composto por tração. Foi desenvolvida uma metodologia de cálculo e projeto deste tipo de redutor, que inclui, análise de sensibilidade da relação de redução, cálculo da resistência dos materiais dos elementos rolantes quanto à fadiga e quanto à deformação permanente, cálculo dos sistemas de pré-carga e cálculo do sistema de alinhamento dos planetas. Foram desenvolvidos programas computacionais para mecanização destes cálculos, possibilitando a a otimização do projeto. Finalmente foi projetado e detalhado um redutor com torque de saída e velocidade de entrada compatíveis com valores de redutores comerciais utilizados em braços robóticos e mesas de máquinas de comando numérico.

DEDALUS - Acervo - EPMN



31600010063

## ABSTRACT

In this work we analysed and designed a speed reducer with a high reduction ratio and high precision. Initially, we performed a literature review and identified some speed reducers with these characteristics. We made a qualitative evaluation and we observed that in the most precision speed reducers the torque transmission was made by traction and the speed reducers with the highest reduction ratio were either cycloidal or planetary with composed stages. Thus, we decided to develop a planetary traction speed reducer with composed stages. We further developed a design methodology for this kind of reducer, which included, the reduction ratio sensibility analysis, the calculation of the resistance of rolling elements due to fatigue and due to permanent deformation and the calculation of the pre-load and planet alignment systems. We also developed computational programs to automate these calculations and allowing a design optimization. Finally, we designed and detailed a speed reducer with output torque and inlet speed common to commercial reducers used in robotic arms and tables of numerical command machines.

À Catherine e Abraham.

## AGRADECIMENTOS

Desejo agradecer ao professor Dr. Eduardo Lobo Lustosa Cabral e ao Dr. Carlos Chien-Ching Tu pela orientação e apoio, e pela confiança depositada na minha pessoa para o desenvolvimento da pesquisa

Ao professor Dr. Carlos Alberto Nunes pelo apoio e acompanhamento no desenvolvimento do modelo para o cálculo estrutural pelo método de elementos finitos do elemento gaiola. Ao professor Dr. João Batista e ao Eng. Pestana que participaram do mesmo cálculo.

Ao professor Dr. Franco G. Dedini da UNICAMP pela transferência da sua experiência no projeto de redutores a tração. Aos engenheiros da SKF, Redutores Transmotécnica Ltda. e da BRASIMET pelo apoio técnico nas suas respectivas especialidades.

Ao Daniel, monitor da matéria PMC 493, pelo assessoramento na aplicação do CAD nos desenhos do projeto. Ao Roberto da Matemática e aos professores, companheiros e secretárias da Área de Projetos e Fabricação que contribuíram para a realização deste trabalho.

## ÍNDICE

Índice de figuras	i
Índice de tabelas	iii
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Introdução	1
1.2 Objetivo	2
1.3 Estrutura da dissertação	3
2 PESQUISA PRELIMINAR	5
2.1 Introdução	5
2.2 Definição do problema	6
2.3 Conceito da solução	6
2.4 Redutores comerciais de precisão	14
2.5 Revisão bibliográfica	16
3 ANÁLISE CINEMÁTICA DO REDUTOR	18
3.1 Introdução	18
3.2 Relação de transmissão e geometria do redutor	18
3.3 Sensibilidade da relação de transmissão versus a variação do diâmetro $d_2$	22
3.4 Número máximo de planetas para relação de transmissão e geometria determinadas	26
4 CÁLCULO DOS PLANETAS E DAS PISTAS	28
4.1 Introdução	28
4.2 Determinação das cargas nos elementos rolantes	28
4.3 Cálculo por fadiga superficial	31
4.4 Deformação permanente das superfícies em contato	34

4.5 Determinação dos comprimentos dos planetas	35
<b>5. SISTEMA DE PRÉ-CARGA</b>	<b>43</b>
5.1 Introdução	43
5.2 Cálculo das deformações nos contatos planeta-pista	43
5.3 Sistema de pré-carga regulável para o 1º estágio	44
5.3.1 Cálculo da interferência na cunha	45
5.3.2 Cálculo das forças radial e axial na cunha	47
5.3.3 Atuador do sistema de pré-carga tipo cunha	50
5.3.4 Método para determinar o valor da pré-carga aplicada	53
5.4 Sistema de pré-carga fixo para o 2º estágio	54
5.5 Programa que calcula o sistema de pré-carga regulável	56
<b>6. SISTEMA PARA MANTER O ALINHAMENTO DOS PLANETAS</b>	<b>58</b>
6.1 Introdução	58
6.2 Modelo Físico para o análise por elementos finitos	59
6.3 Análise das tensões e deformações	62
<b>7. INFORMAÇÃO RELATIVA AO PROCESSO DE FABRICAÇÃO</b>	<b>67</b>
7.1 Introdução	67
7.2 Plano de fabricação	67
7.3 Plano de montagem	70
<b>8. CONCLUSÕES</b>	<b>72</b>
8.1 Introdução	72
8.2 Recomendações para trabalhos futuros	73
8.2.1 Testes experimentais	73
8.2.2 Aprofundamento da pesquisa	74
8.3 Conclusões	77

ANEXO A - Programa de análise geométrica do redutor	80
ANEXO B - Programa de cálculo do comprimento dos elementos rolantes e do sistema de pré-carga	82
ANEXO C - Dados de entrada do programa SAP 90, aplicação: "cálculo estrutural da gaiola"	88
ANEXO D - Tensões máximas nos elementos da malha da gaiola- arquivo de saída RPCT04.f4f do programa SAP 90	91
ANEXO E - Deslocamento dos nós da malha da gaiola-arquivo de saída RPCT04.sol do programa SAP 90	93
ANEXO F - Desenhos de fabricação	95
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	113



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Título	Página
2.1	Caixa preta do problema	6
2.2	Vista de um redutor planetário composto: eixo de entrada, planetas com os engranagens do primeiro e segundo estágio e o anel externo do segundo estágio	11
2.3	Redutor planetário. Configurações simple e composta. Forma esquemática de representação	11
2.4	Princípio de transmissão por atrito	12
3.1	Vista lateral do redutor de configuração RPCT	18
3.2	Representação do sol, planeta e anel externo do 1º estágio	19
3.3	Representação do sol, planeta e anel externo do 2º estágio	20
3.4	Representação da curva de relação de transmissão em função do diâmetro do planeta do 2º estágio	23
3.5	Curva que relaciona a variação de $i$ com uma variação em $d_2$ de um valor $\Delta d_2$	23
3.6	Representação dos planetas em torno do sol do 2º estágio	27
4.1	Diagrama de corpo livre dos rolos	29
4.2	Geometria de um rolamento de esferas	33
4.3	Superfície no contato elíptico quando aplicada uma carga $Q$	37
4.4	Gráficos para a obtenção dos valores adimensionais $a^*$ , $b^*$ , $\delta^*$ [13]	41
5.1	Esquema do sistema de pré-carga do 1º estágio	45
5.2	Esquema de um anel montado sobre um eixo cilíndrico	46

5.3	Expansão no anel interno quando ocorrido um deslocamento axial do eixo $\Delta_a$	47
5.4	Forças radial e axial na cunha	48
5.5	Cargas que atuam no mecanismo da rosca	52
6.1	Sistema de alinhamento dos planetas	58
6.2	Modelo físico da gaiola	59
6.3	Parte da gaiola analisada pelo programa SAP90	60
6.4	Malha para o cálculo da gaiola	61
6.5	Gráfico das tensões equivalentes (von Mises)	64
6.6	Deformação da gaiola quando aplicada a força $F_2$	66
7.1	Esquema geral do redutor planetário a tração RPCT	68
8.1	Flutuação de velocidade angular a.1) na saída de um redutor parafuso-engrenagem, a.2) na saída de um redutor a tração, b) método para medir a flutuação de velocidade [10]	75
8.2	“Backlash” a.1) num redutor parafuso-engrenagem, a.2) num redutor a tração, b) método para medir o “backlash” [10]	76

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela	Título	Página
2.1	Matriz morfológica do problema	8
2.2	Configurações que atendem as características de baixa flutuação de velocidade e alta relação de transmissão	9
2.3	Configurações de redutores planetários [5]	13
2.4	Redutores comerciais de precisão	15
3.1	Resultados da análise geométrica do RPCT para uma relação de transmissão igual a 100, para $\Delta i/i$ igual a 10% e para $\Delta d_2$ igual a 0.14 mm	25
4.1	Resultados do programa de cálculo dos comprimentos dos planetas, para um torque de saída do redutor de 200 N-m e um tamanho $d_s = 90\text{mm}$	42
5.1	Resultado do programa que calcula o sistema de pré-carga regulável	57
6.1	Deslocamentos dos nós da gaiola nos apoios dos planetas	65
7.1	Lista de peças do redutor planetário a tração RPCT	69
7.2	Operações de montagem do redutor RPCT	71

## CAPÍTULO I

### INTRODUÇÃO

#### 1.1 INTRODUÇÃO

No atual estágio do desenvolvimento da tecnologia mecânica, existe a necessidade de sistemas de transmissão de alta precisão. Dentro de um sistema de transmissão típico: motor DC, redutor, acoplamentos, eixos, etc, o redutor é um elemento essencial na obtenção de um sistema de alta precisão.

As seguintes características que determinam a precisão de um redutor:

- baixa flutuação de velocidade;
- alta rigidez e folga zero;
- baixa vibração;
- baixo ruído; e
- alta eficiência.

Os redutores de precisão tem aplicação nos seguintes casos:

- máquinas de produção de filme plástico;
- aparelhos de fotografia;
- máquina de produção de semicondutores;
- mesa de medição;
- aparelhos de medição de precisão;
- instrumental médico;
- máquinas ferramentas;
- robôs; etc.

Na atualidade existem no mercado diferentes tipos de redutores de precisão, como por exemplo:

- coroa e parafuso sem-fim;
- harmônicos;
- cicloidais;
- a tração.

Este último, transmite torque pela tração entre os elementos rolantes. A capacidade de tração depende da força resistente ao cisalhamento do óleo lubrificante quando está submetido a altas pressões de contato. Em termos gerais, os redutores a tração apresentam vantagens sobre os outros tipos de redutores em todos os aspectos que caracterizam um redutor de precisão [8].

Nesta pesquisa, decidimos pelo desenvolvimento de um REDUTOR PLANETÁRIO A TRAÇÃO COMPOSTO<sup>1</sup> (RPCT), que além das características de alta precisão, tem uma alta relação de redução e alta relação esforço-peso.

## 1.2 OBJETIVO

O objetivo deste trabalho é projetar um redutor de precisão e de alta relação de transmissão.

No Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da USP, vem se desenvolvendo diferentes projetos na área de robótica tais como, sistema de controle de um motor pneumático, válvula proporcional pneumática, braço de robô. Neste nível do desenvolvimento, decidiu-se projetar um redutor com a finalidade de conseguir uma integração com as outras partes já desenvolvidas e avançar no desenvolvimento de um robô manipulador pneumático.

Pela aplicação anteriormente descrita, as características fundamentais exigidas para este redutor são: “precisão e alta relação de transmissão”.

---

<sup>1</sup> O termo composto é explicado na seção 2.3.

### 1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

No capítulo 2, intitulado Pesquisa Preliminar, fazemos uma análise do problema, onde se propõem as possíveis soluções e se escolhe uma delas. Finalmente realizamos também uma revisão da tecnologia existente sobre o assunto.

No capítulo 3, Análise Cinemática do Redutor, calculamos a relação de transmissão em função da geometria do redutor RPCT. Além disso, fazemos uma análise da sensibilidade da relação de transmissão em função das possíveis deformações dos elementos rolantes quando submetidos à forças de pré-carga, e finalmente determinamos o número máximo de planetas para uma relação de transmissão e geometria determinadas.

Devido às pré-cargas aplicadas ao sistema, necessárias ao funcionamento de um redutor a tração para transmitir torque, aparecem as cargas nos elementos rolantes, que são calculadas no capítulo 4. Levando-se em consideração estas cargas, a geometria dos elementos rolantes, material e tratamento térmico e baseados na teoria desenvolvida sobre o tema, realizamos os cálculos de vida por fadiga superficial e de deformação permanente, para uma operação do redutor com baixo ruído e baixa vibração.

No capítulo 5, intitulado Sistema de Pré-carga, propomos dois sistemas de pré-carga, um fixo e outro regulável, aplicados em cada um dos estágio do redutor. São apresentados os princípios de funcionamento dos sistemas e são efetuados os cálculos para um caso específico de redutor e torque de saída.

No desenvolvimento do projeto verificou-se a existência de um conjugado em cada planeta, o qual age no sentido de tirá-los da posição correta de rolamento. Foi necessário então, incluir um elemento que aumentasse a rigidez do sistema. Dessa forma, foi introduzida uma “gaiola”, como um elemento que mantém os planetas alinhados em suas respectivas guias. No capítulo 6, se analisa a gaiola proposta em relação aos aspectos de deslocamentos nos pontos de apoio dos planetas devido às

deformações produzidas na gaiola, e se analisa também, a resistência do material. O cálculo é feito aplicando o método dos elementos finitos.

No capítulo 7, é apresentada em forma organizada a informação necessária para a fabricação e montagem do primeiro protótipo do RPCT. Fazem parte da informação os desenhos de fabricação, que incluem tolerâncias dimensionais, geométricas e acabamentos superficiais, os materiais e tratamentos térmicos de cada um dos elementos que compõem o redutor, e a sequência da montagem.

Finalmente no capítulo 8, fazemos uma revisão do objetivo da pesquisa, propomos trabalhos futuros a serem desenvolvidos e apresentamos as conclusões do projeto.

É importante observar que durante o desenvolvimento do projeto foi necessário criar programas computacionais que permitissem realizar cálculos tediosos e obter resultados otimizados. Os resultados dos cálculos destes programas são apresentados nos capítulos 3, 4, 5 e 6 e os programas estão incluídos nos anexos da dissertação.

## CAPITULO 2

### PESQUISA PRELIMINAR

#### 2.1 INTRODUÇÃO

Quando temos que resolver um problema técnico ou se nos é solicitado desenvolver um novo produto, como neste caso, podemos recorrer a uma metodologia que nos permita organizar nosso trabalho. Neste caso, recorreremos à metodologia alemã VDI 2222, “Métodos de Projeto: Concepção de Produtos Técnicos”. A aplicação desta metodologia nos permite os seguintes pontos:

- não comprometer o exito do projeto, somente na criatividade (inspiração) do projetista;
- não aplicar todos os esforços, somente na primeira solução que achamos a melhor;
- minimizar os esforços e o tempo perdido no desenvolvimento de soluções que no final não são adequadas;
- garantir o exito do projeto.

A metodologia escolhida, se resume na execução dos seguintes passos:

- definir o problema;
- achar o conceito da solução;
- identificar as possíveis soluções;
- selecionar as soluções adequadas;
- revisar a tecnologia existente vinculada às soluções selecionadas;
- realizar o projeto básico das soluções selecionadas;
- esolher a “melhor solução” e realizar o projeto de detalhe.



Neste capítulo, intitulado Pesquisa Preliminar, apresentamos a aplicação dos quatro primeiros passos desta metodologia no desenvolvimento da pesquisa do redutor.

## 2.2 DEFINIÇÃO DO PROBLEMA

“Queremos desenvolver um redutor de velocidade com características de alta precisão e alta relação de transmissão”. São características de precisão os seguintes aspectos:

- baixa flutuação de velocidade;
- alta rigidez e folga zero;
- baixa vibração;
- baixo ruído; e
- alta eficiência.

Além destas características o redutor deve apresentar uma alta relação esforço-peso, para ser viável sua utilização em braços robóticos.

## 2.3 CONCEITO DA SOLUÇÃO

A caixa preta que representa o nosso problema é apresentada na figura 2.1:

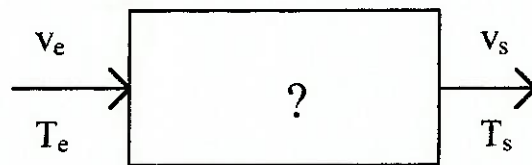


Figura 2.1: “Caixa preta” do problema.

Além de reduzir a velocidade e transmitir o torque, a “caixa preta” deverá satisfazer as características de alta relação de transmissão e precisão indicadas na seção 2.2.

Na “caixa preta”,  $v_e$  e  $v_s$  representam as velocidades de entrada e saída e  $T_e$  e  $T_s$  representam os torques de entrada e saída do redutor. Como nosso objetivo é reduzir a velocidade, tem-se que  $v_e > v_s$ .

Uma primeira ferramenta fornecida pela metodologia alemã VDI 2222 para o desenvolvimento de uma pesquisa é a “matriz morfológica”. A aplicação desta matriz à nossa pesquisa é apresentada na tabela 2.1. A primeira coluna da matriz indica as funções que a nossa caixa preta deve satisfazer (redução de velocidade e transmissão de torque). As colunas seguintes (da segunda até a quinta) correspondem às diferentes tecnologias existentes que resolvem aquela função. Por exemplo, para resolver a função redução de velocidade, temos quatro tecnologias diferentes. Na metodologia aplicada, as tecnologias são consideradas como “operações”. As funções de redução de velocidade e de transmissão de torque da caixa preta são resolvidas na matriz morfológica unindo-se uma operação da primeira linha com uma da segunda. Dessa forma existem múltiplas soluções, que nesta metodologia são chamadas “configurações”.

As características de precisão e alta relação de redução da caixa preta, indicadas na seção 2.2, são aplicadas nas múltiplas configurações, de forma que o número de possíveis configurações diminua. Por exemplo, pela característica de baixa flutuação de velocidade, elimina-se as operações com mecanismos de engrenagens por dentes. No final, pela aplicação desta característica na matriz morfológica da tabela 2.1, ficam como operações possíveis as indicadas com os números 1.1, 1.3 e 1.4 da primeira linha e 2.1, 2.2 e 2.4 da segunda. Por outro lado, as operações que satisfazem a característica de alta relação de transmissão são as indicadas com os números 1.2, 1.3 e 1.4 da primeira linha e 2.2, 2.3 e 2.4 da segunda. Observando os números das operações que se repetem tanto na primeira como na segunda linha, e que atendem as duas características, resultam seis configurações diferentes que resolvem nossa caixa preta. Estas configurações são apresentadas na tabela 2.2, juntamente com redutores já existentes no mercado, quando existirem.

Tabela 2.1: Matriz morfológica do problema.




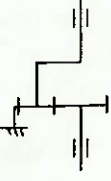


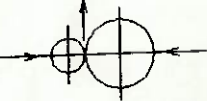
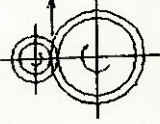
FUNÇÕES	OPERAÇÕES			
	1	2	3	4
I. redução de velocidade	1.1 roda maior-roda menor  	1.2 parafuso-roda dentada 	1.3 sol/planetas/anel 	1.4 engranagem com $\Delta d = 1$ 
	II. transmissão de torque	2.1 atrito + elemento de transmissão 	2.2 atrito 	2.3 dentes 

Tabela 2.2: Configurações que atendem as características de baixa flutuação de velocidade e alta relação de transmissão.

n°	operações	nome da configuração	marca comercial
1	1.3-2.2	Redutor planetario por atrito	Mitsubishi [2]
2	1.3-2.4	Redutor planetário com mecanismo de engranagem por lóbulos e rolos	não identificado
3	1.4-2.2	Redutor harmônico por atrito	não idem.
4	1.4-2.4	Redutor cicloidal	Sumitomo[3] Dojen [4]

A configuração n°1, redutor planetário por atrito, tem os mesmos elementos que um redutor planetário com mecanismo de engranagem por dentes, só que nesta configuração não temos dentes e o mecanismo de transmissão é por atrito. É necessário pré-carregar as superfícies em contato, para possibilitar uma transmissão por atrito. No caso, em que as superfícies ficam separadas por um filme de óleo lubrificante, disse-se que a transmissão é a tração. No mercado encontramos dois redutores com esta configuração, nas versões de redutores planetários de um, dois e três estágios da marca Mitsubishi [2].

A configuração n° 2, redutor planetário com mecanismo de engrenagem por lóbulos e rolos, é composta por um sol e planetas com lóbulos, e rolos dispostos de tal forma que cumprem o papel do anel externo.

A configuração n° 3, redutor harmônico por atrito tem os mesmos elementos que um redutor harmônico convencional com mecanismo de engranagem por dentes, só que nesta configuração não tem dentes, e o mecanismo de transmissão é por atrito. Dessa forma, é necessário pré-carregar as superfícies em contato, para possibilitar uma transmissão por atrito. Novamente, no caso em que as superfícies ficam separadas por um filme de óleo lubrificante, disse-se que a transmissão é por tração.

A configuração nº4, redutor cicloidal, tem o mesmo princípio de funcionamento de um redutor harmônico com mecanismo de engrenagem por dentes, porém, neste caso os dentes são trocados pelos lóbulos. A saída deste redutor é realizada pelo disco com lóbulos. Foram identificadas no mercado duas configurações de redutores cicloidais de alta precisão. Um redutor cicloidal de um estágio marca Sumitomo [3] e um redutor cicloidal composto<sup>1</sup> da marca Dojen [4].

Numa primeira avaliação dessas quatro configurações, vimos que já existem alguns redutores com as configurações 1 e 4 no mercado. A configuração 2, além de complicada, não parece apresentar vantagens sobre um redutor planetário convencional com dentes.

Um redutor com a configuração 3, mesmo apresentando as características desejadas, irá apresentar uma rigidez inferior à dos outros tipos de redutores. Esta característica de baixa rigidez é inerente aos redutores harmônicos [8].

A configuração nº 1, ou seja, redutor planetário por atrito é ainda muito genérica, existindo muitas diversidades de redutores planetários. Na tabela 2.3, são apresentadas diversas configurações de redutores planetários [5]. As configurações são acompanhadas da faixa de relação de transmissão em que são aplicadas e das eficiências alcançadas.

Neste trabalho decidimos, desenvolver um redutor com a configuração 1, ou seja, planetário a tração. Este redutor será diferente dos redutores Mitsubishi [2] pelo fato de ser um redutor composto e assim apresentar uma alta relação de transmissão e alta relação de esforço/peso.

Na figura 2.2 é apresentada uma fotografia de um redutor planetário composto com mecanismo de engrenagem por dentes. Nela são apresentados seus elementos principais: sol, planetas e anel externo. Um redutor composto é diferente de um redutor de dois ou mais estágios simples, pelo fato de no redutor composto os dois estágios estarem interligados pelos planetas.

---

<sup>1</sup> O termo composto é explicado nesta seção logo adiante.

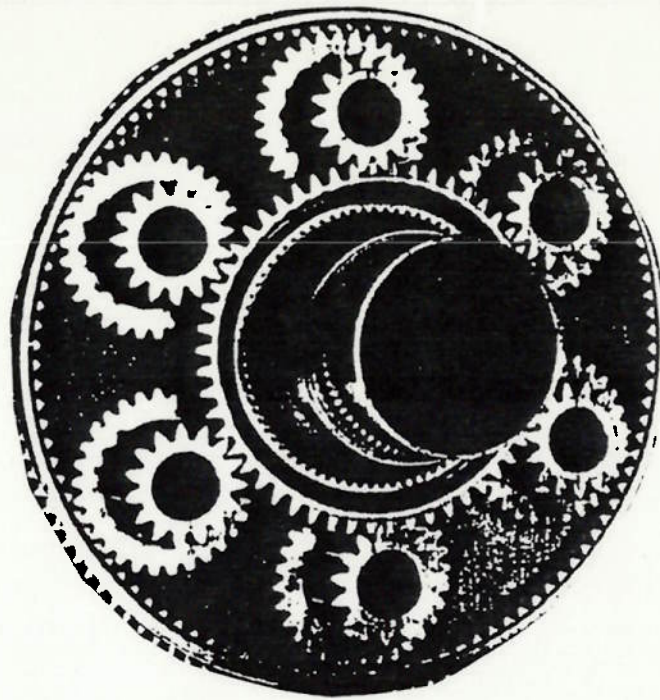


Figura 2.2: Vista de um redutor planetário composto: eixo de entrada, planetas com os engrangens do primeiro e segundo estágio e o anel externo do segundo estágio

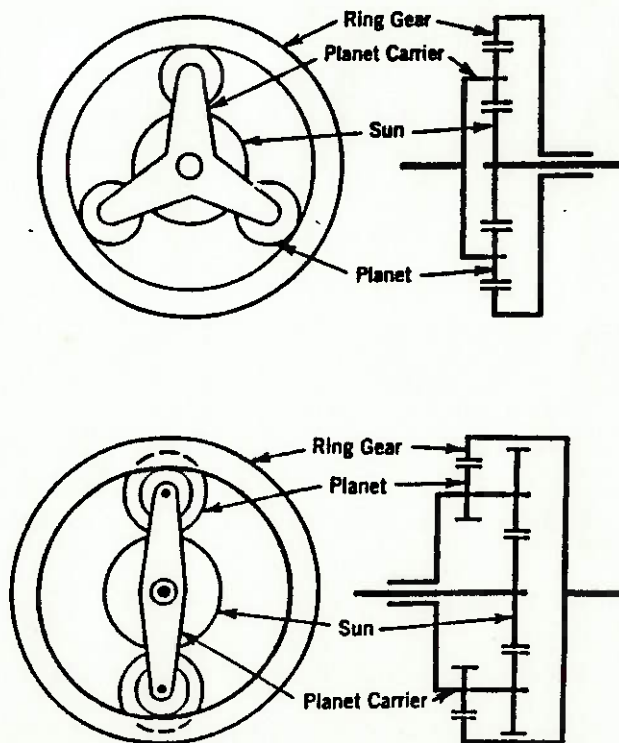


Figura 2.3: Redutor planetário. Configurações simple e composta. Forma esquemática de representação.

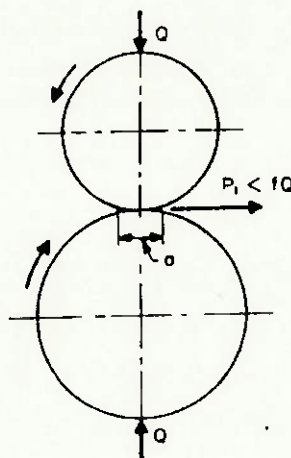


Figura 2.4: Princípio de transmissão por atrito.

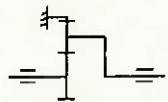
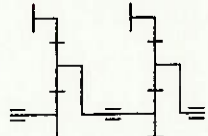
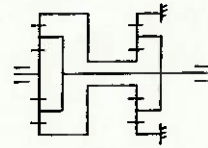
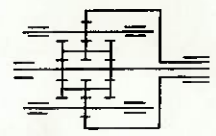
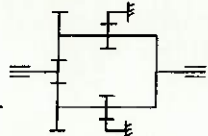
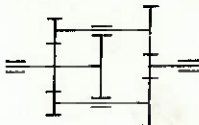
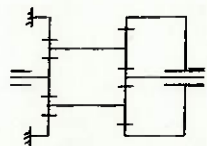
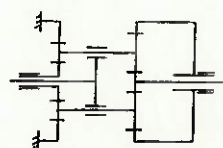
Esta interligação dos estágios pelos planetas permite ao redutor apresentar altíssimas relações de transmissão, teoricamente pode-se obter relações de transmissão infinitas. Esta configuração composta pode ser também aplicada nos redutores cicloidais.

Na figura 2.3 são apresentados esquematicamente dois redutores planetários um simples e um composto. Na figura 2.4 é apresentado o princípio de transmissão por atrito.

A Mitsubishi [2], comercializa um redutor do tipo 1.1, redutor planetário simples de um estágio e um do tipo 1.2, redutor planetário simples de até três estágios, montados em cascada. O tipo 1.4, redutor planetário multiroller, é mais conhecido como Nasvitys Multiroller Traction Drive, desenvolvido e pesquisado anteriormente [6], [7].

Numa análise da tabela 2.3, tomando-se em consideração as características impostas para nosso redutor definidas no item 2.2, entre estas alta relação de transmissão e alta eficiência, chegamos à conclusão de que os tipos 1.4, 2.3 e 2.4 satisfazem estas duas características. Entretanto existem diversas pesquisas realizadas sobre o tipo 1.4 e este apresenta uma baixa relação esforço/peso. O redutor da configuração 2.4 apresenta a

**Tabela 2.3 :** Configurações de redutores planetários [5]

GRUPO	TIPO	ESQUEMA	$i$	$\eta$
	1.1 um estágio		1.3-8	0.96-0.98
I. SIMPLES	1.2 dois estágios		15-60	0.93-0.97
	1.3 acoplado			
	1.4 multi rollers		$\rightarrow 150$	0.90
	2.1 saída pelo braço		1-15	0.96-0.99
II. COMPOSTOS	2.2 saída pelo sol		+ 1500	0.01
	2.3 saída pelo anel externo		15-1500	0.9-0.25
	2.4 saída pelo anel externo		15-1500	0.9-0.25



dificuldade de ter que passar o eixo de entrada por dentro do eixo do sol, com as correspondentes complicações nos apoios, além de ter menor relação de transmissão para um mesmo tamanho de redutor. Dessa forma, procurando sermos inovadores em nosso trabalho, decidimos pela configuração 2.3.

Em concordância com a metodologia aplicada, a configuração escolhida para dar solução ao nosso problema é:

### **“REDUTOR PLANETÁRIO COMPOSTO A TRACÇÃO COM ENTRADA PELO SOL E SAÍDA PELO ANEL EXTERNO”**

#### **2.4 REDUTORES COMERCIAIS DE PRECISÃO**

O passo seguinte na aplicação desta metodologia para o desenvolvimento de produtos técnicos é a revisão da tecnologia existente. Decidimos procurar no mercado redutores de precisão que já estivessem na etapa de comercialização. Foram identificados quatro marcas diferentes, com as seguintes configurações:

- planetário à tração;
- cicloidal; e
- harmônico.

Uma primeira utilidade desta pesquisa, foi de nos ajudar no processo de seleção da configuração a ser desenvolvida neste trabalho, ver seção 2.3, tabela 2.2.

Para o desenvolvimento do projeto básico e de detalhe, que são as etapas seguintes da pesquisa, foi necessário definir um padrão de redutor, com torque, tamanho e peso. Com tal motivo, fizemos um levantamento das características de tamanho e peso dos redutores comerciais. O tamanho foi associado ao diâmetro externo do redutor. Para o levantamento destes dados foram escolhidas como características comuns a todos eles,

torque de saída de 200 N-m e a velocidade angular de entrada de 1750 RPM. Os dados desta pesquisa estão apresentados na tabela 2.4

Tabela 2.4: Redutores comerciais de precisão.

N	Tipo	Marca	Modelo	diâmetro (mm)	peso (N)
1	Planetário a tração	Mitsubishi [2]	80	290	750
2	Cicloidal	Dojen[4]	05	206	130
3	Cicloidal	Sumitomo [3]	FA-25	150	50
4	Harmônico	Harmonic- Drive[8]	2M	135	23

“Redutores para um torque de saída de 200 N-m e velocidade de entrada de 1750 RPM”.

O redutor “harmonic” não é exatamente um redutor de precisão, porque apresenta baixa rigidez e uma relativa flutuação de velocidade, devido à presença de dentes de engrenagem. Contudo, ele foi incluído pois, não apresenta folga, que é um dos aspectos mais importantes de precisão, e é extremamente compacto e largamente utilizado em robótica.

É importante observar que quanto maior o grau de precisão do redutor, maior o peso do mesmo. Assim, o redutor Mitsubishi é o mais preciso de todos eles, e o Harmonic Drive o menos. No caso do redutor Mitsubishi, trata-se de um redutor planetário simples de

três estágios a tração, diferenciando-se do nosso que é um redutor planetário composto a tração.

## 2.5 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Num primeiro momento e tomando-se em consideração a configuração do redutor a ser desenvolvido, planetário composto a tração RPCT, foram pesquisadas as seguintes tecnologias:

- redutores planetários;
- rolamentos de rolos; e
- transmissão à tração.

Devido à configuração de nosso redutor ser a de um redutor planetário composto foi realizada uma revisão da literatura sobre este tema. A referência [9], realiza um estudo sobre redutores planetários convencionais com mecanismo de engranagens por dentes, que nos auxiliou nos cálculos cinemáticos do redutor. Sobre redutores planetários a tração foram identificadas referências de redutores com configurações diferentes da nossa [6], [10], [11], [12], que sugeriram, porém, alguns aspectos sobre pré-carga, tração, eficiência e aplicações.

A medida que os elementos de um redutor planetário a tração, ou seja, sol, planetas e anel externo, assemelham-se aos elementos de um rolamento de rolos pré-carregado, ou seja, pista interna, rolos e pista externa, a literatura a respeito de rolamentos de rolos é de vital importância para o nosso trabalho. As referências [13] e [14] sintetizam muitos anos de desenvolvimento neste campo de interesse técnico e comercial.

Assim, dessas referências foram aproveitadas a teoria desenvolvida sobre expansão da pista interior quando montada sobre um eixo com ajuste por interferência, o cálculo da vida por fadiga das pistas e dos elementos rolantes e o cálculo da deformação permanente das superfícies quando submetidas à altas tensões de contato.

As referências [6 e 15] estudam os mecanismos envolvidos na transmissão de torque por tração. Na transmissão de esforços por tração as superfícies rolantes ficam separadas por um filme de óleo lubrificante de pequena espessura. Quando, este óleo é submetido à altas pressões ele desenvolve resistência ao cisalhamento, sendo assim, capaz de transmitir forças. A referência [16], apresenta o lubrificante mais utilizado em sistemas que utilizam transmissão por tração. Os conhecimentos destas referências foram aproveitados para um melhor entendimento do princípio físico de funcionamento, e para se conhecer a relação da pressão de contato com capacidade de tração das superfícies separadas por um filme de óleo.

No detalhamento do projeto foi necessário realizar pesquisas sobre tolerâncias geométricas de forma e de posição [21],[22],[23],[24], acabamentos superficiais, materiais, tratamentos térmicos e testes de redutores de precisão.

Os resultados e conclusões destas pesquisas se encontram no decorrer do trabalho, à medida que se fazem necessário.

## CAPÍTULO 3

### ANÁLISE CINEMÁTICA DO REDUTOR

#### 3.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo calculamos a relação de transmissão da configuração do RPCT a partir da geometria dos elementos básicos do redutor, ou seja, os diâmetros do sol, planeta e anéis externos, tanto do primeiro como do segundo estágio. No desenvolvimento da pesquisa constatou-se que o valor da relação de transmissão é muito sensível com relação à pequenas deformações que podem ocorrer nos planetas, pelo fato de estarem submetidos à cargas elevadas. Na seção 3.3 este fenômeno é equacionado. Sendo desejável dispor de maior número possível de planetas, para uma melhor distribuição da carga, calculamos, também, o número máximo de planetas para um tamanho determinado de redutor.

#### 3.2 RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO E GEOMETRIA DO REDUTOR

Um esquema lateral do redutor, com seus dois estágios é apresentado na figura 3.1.

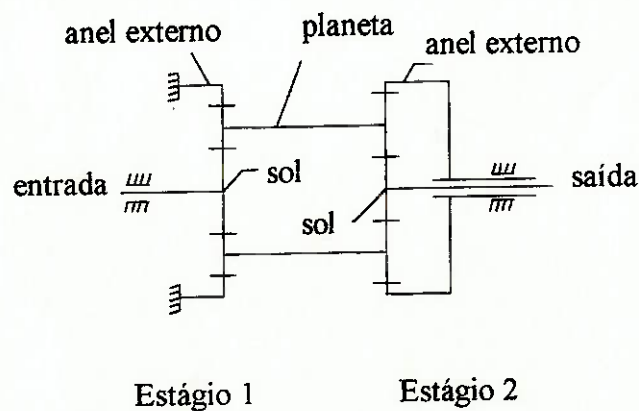


Figura 3.1: Vista lateral do redutor de configuração RPCT.

Uma vista frontal do primeiro estágio é apresentada na Figura 3.2. A velocidade do ponto A,  $v_A$  no sol é dada por:

$$v_A = \pi \left( \frac{d_e}{2} \right) \frac{n_e}{30} \quad (3-1)$$

onde, a velocidade é dada em m/s,  $d_e$  é o diâmetro do sol do primeiro estágio em m e  $n_e$  é a rotação do sol em rpm. Considerando o ponto B como centro instantâneo de rotação do planeta, o ponto A fixo ao planeta, tem a seguinte velocidade:

$$v_A = \pi \cdot d_1 \frac{n_r}{30} \quad (3-2)$$

onde,  $d_1$  é o diâmetro do planeta do primeiro estágio e  $n_r$  é a rotação do planeta do primeiro estágio em rpm. Nota-se que a rotação dos planetas do primeiro e segundo estágios é a mesma pois, eles formam uma peça rígida, denominada de rolo. Como o ponto A é o ponto de contato entre o sol e o planeta, as expressões (3-1) e (3-2) são iguais, assim, igualando-se as duas obtém a rotação dos planetas:

$$n_r = \frac{1}{2} \cdot \frac{d_e}{d_1} \cdot n_e \quad (3-3)$$

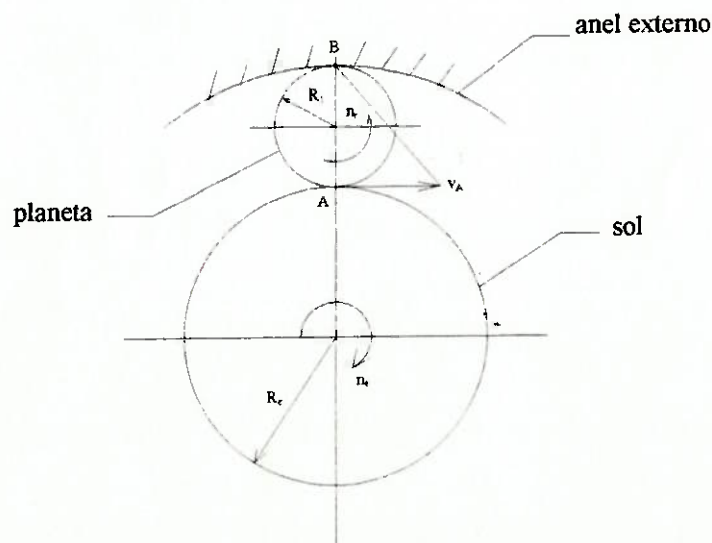


Figura 3.2: Representação do sol, planeta e anel externo do 1º estágio.

A figura 3.3 apresenta uma vista frontal do segundo estágio do redutor. A velocidade do ponto C, que é o ponto de contato entre o planeta e o anel externo do segundo estágio,  $v_C$ , é obtida sabendo-se que o centro instantâneo de rotação é o ponto O, que está a uma distância igual a  $(d_2-d_1)/2$  do anel externo. Assim, tem-se:

$$v_C = \pi \cdot \left( \frac{d_2 - d_1}{2} \right) \cdot \frac{n_r}{30} \quad (3-4)$$

onde,  $d_2$  é o diâmetro do planeta do segundo estágio. Esta velocidade também pode ser escrita em termos da rotação do anel externo de saída, sabendo-se que o centro de rotação deste anel é o ponto  $O'$ , assim:

$$v_C = \pi \cdot \frac{d_s}{2} \cdot \frac{n_s}{30} \quad (3-5)$$

onde,  $d_s$  é o diâmetro do anel externo de saída em  $\text{m}^1$  e  $n_s$  é a rotação do anel externo de saída em rpm.

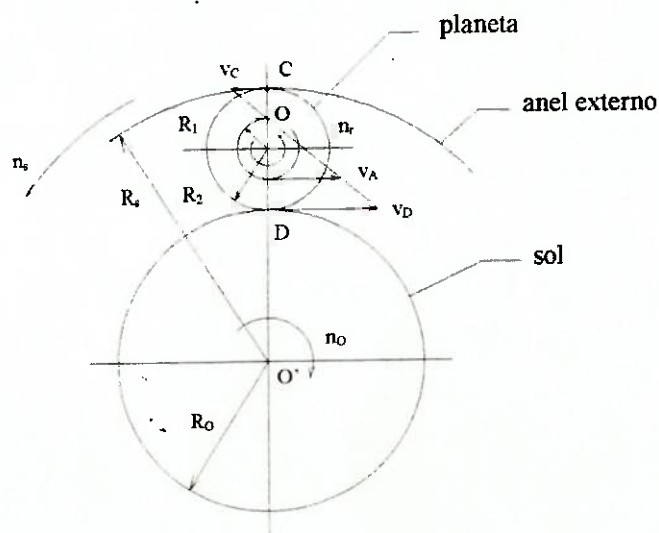


Figura 3.3: Representação do sol, planeta e anel externo do 2º estágio.

Igualando-se as expressões (3-4) e (3-5), obtém-se a seguinte relação entre as rotações do anel externo de saída e dos planetas:

$$n_s = \frac{(d_2 - d_1)}{d_s} \cdot n_r \quad (3-6)$$

A velocidade no ponto D de contato entre o sol e o planeta do segundo estágio,  $v_D$ , pode ser obtida sabendo-se que o centro instantâneo de rotação é o ponto O, assim tem-se:

$$v_D = \pi \cdot \frac{(d_2 + d_1)}{2} \cdot \frac{n_r}{30} \quad (3-7)$$

Visto pelo sol do segundo estágio, esta velocidade pode ser relacionada com a rotação do sol, da seguinte forma:

$$v_D = \pi \cdot \frac{(d_s - 2 \cdot d_2)}{2} \cdot \frac{n_o}{30} \quad (3-8)$$

onde  $n_o$  é a rotação do sol do segundo estágio em rpm. Igualando as expressões (3-7) e (3-8) obtém-se a rotação do sol do segundo estágio,

$$n_o = \frac{(d_2 + d_1)}{(d_s - 2 \cdot d_2)} \cdot n_r \quad (3-9)$$

Substituindo a expressão (3-3) na expressão (3-6) obtém-se a relação de transmissão do redutor, que é dada por:

$$i = \frac{n_e}{n_s} = \frac{2 \cdot d_1 \cdot d_s}{d_e \cdot (d_2 - d_1)} \quad (3-10)$$



### 3.3 SENSIBILIDADE DA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO VERSUS A VARIACÃO DO DIÂMETRO $D_2$

O diâmetro do anel externo de saída,  $d_s$ , pode ser escrito em função do diâmetro do planeta do segundo estágio,  $d_2$ , como se segue:

$$d_s = (d_e + d_1 + d_2) \quad (3-11)$$

Substituindo esta equação na expressão (3-10), obtém-se a relação de transmissão em função do diâmetro  $d_2$ , dada por:

$$i = \frac{a + b \cdot d_2}{c \cdot d_2 - d} \quad (3-12)$$

onde os parâmetros a, b, c e d são dados pelas seguintes expressões:

$$a = 2 \cdot d_1 \cdot (d_e + d_1)$$

$$b = 2 \cdot d_1$$

$$c = d_e$$

$$d = d_e \cdot d_1$$

A figura 3.4 mostra um gráfico típico da variação da relação de redução em função do diâmetro  $d_2$ , fixados os outros parâmetros. Observa-se que para relações de transmissão altas ( $>30$ ), a sensibilidade da relação de transmissão em função de variações em  $d_2$  é extremamente alta. Para relações de transmissão altas a inclinação da curva é grande e, assim, uma pequena variação em  $d_2$  acarreta uma grande variação em  $i$ .

O critério de sensibilidade da relação de transmissão, utilizado neste trabalho, é o seguinte: "a sensibilidade da relação de transmissão é definida como sendo igual à mudança no seu valor devido a uma determinada variação no valor do diâmetro do

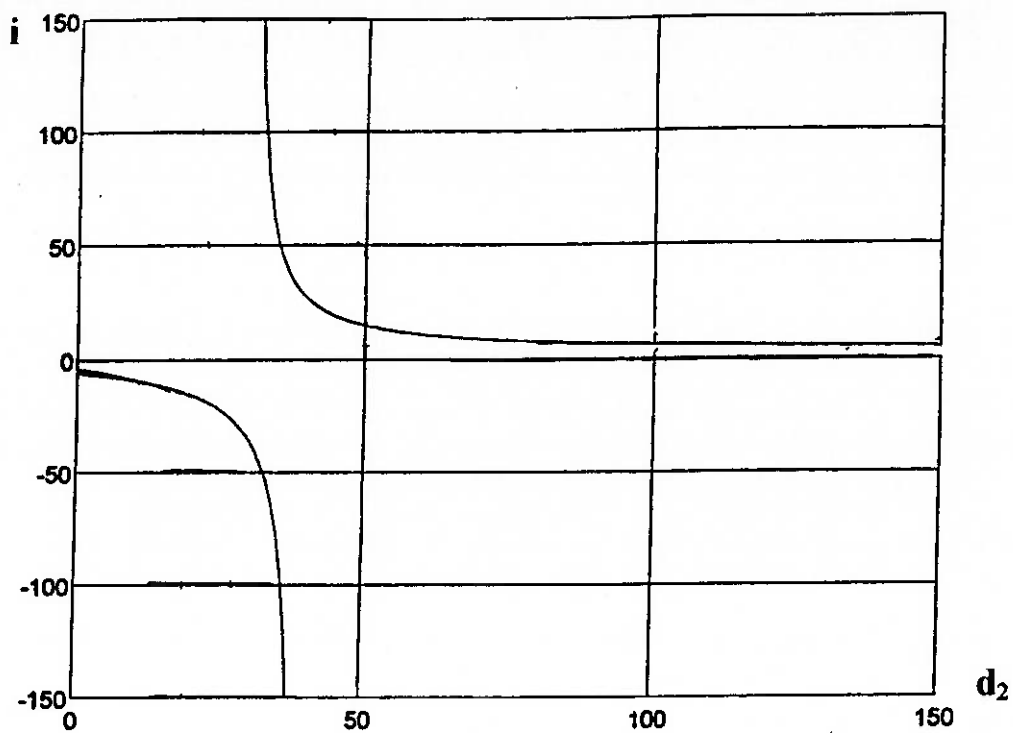


Figura 3.4: Representação da curva da relação de transmissão em função do diâmetro do planeta do 2º estágio.

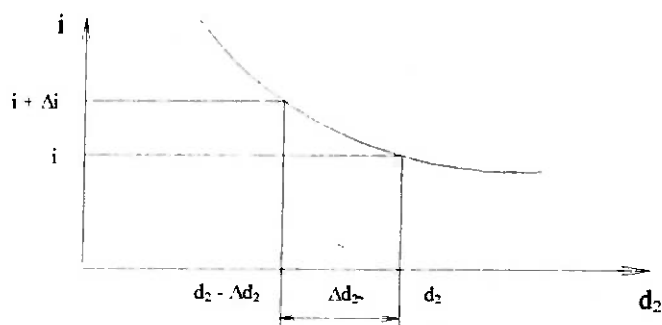


Figura 3.5: Curva que relaciona a variação de  $i$ ,  $\Delta i$ , com uma variação em  $d_2$  de um valor  $\Delta d_2$ .

planeta do segundo estágio. A figura 3.5 apresenta, como exemplo, uma curva que relaciona a variação da relação de transmissão com o diâmetro  $d_2$ .

Assim, o objetivo desta análise de sensibilidade é determinar os diâmetros,  $d_e$ ,  $d_1$  e  $d_2$  de forma a se atingir uma variação de  $\Delta i/i$  na relação de transmissão, quando  $d_2$  sofre uma diminuição de  $\Delta d_2$  mm em seu valor. Foi desenvolvido um programa computacional para se determinar a geometria dos componentes principais do redutor dada uma sensibilidade desejada. O programa resolve as seguintes expressões:

$$d_e = \frac{d_s^2(1 + \Delta i/i) + \Delta d_2 \cdot d_s - d_s^2 - \Delta d_2(1 + \Delta i/i)d_s}{\Delta d_2 + \Delta d_2(1 + \Delta i/i) \cdot i + d_s \cdot (1 + \Delta i/i) - d_s} \quad (3-13)$$

$$d_1 = \frac{\{d_s[(1 + \Delta i/i)i - i] - \Delta d_2(1 + \Delta i/i)i\}d_e - [(1 + \Delta i/i)i - i]d_e^2}{2[(1 + \Delta i/i)i - i]d_e - 2\Delta d_2} \quad (3-14)$$

$$d_2 = d_s - d_e - d_1 \quad (3-15)$$

As equações (3-13) e (3-14) foram obtidas substituindo-se  $d_2$  por  $d_2 - \Delta d_2$  e  $i$  por  $i + \Delta i$  na equação (3-12) e rearranjando-a para obter  $d_e$ ,  $d_1$  e  $d_2$  respectivamente.

Os dados de entrada deste programa são os seguintes:

- diâmetro do anel externo de saída,  $d_s$  (indicativo do tamanho do redutor);
- parâmetro  $\Delta d_2$ , foi utilizado um valor de 0.14 mm. O objetivo desta escolha é possibilitar deformações nos contatos dos planetas até um limite de 0.07 mm;
- parâmetro  $\Delta i/i$ , que fornece a variação do valor da relação de transmissão. Foi utilizado um valor de 10 %.

Com estes dados de entrada pode-se calcular a geometria do redutor de forma que uma deformação em  $d_2$  de 0.14 mm, produzirá um aumento de 10% no valor da relação de transmissão. Rodou-se o programa para diferentes tamanhos de redutores (valores de  $d_s$ ), levando-se em consideração as especificações para o redutor apresentadas na seção 2.3. A Tabela 3.1, mostra os resultados do programa para uma relação de transmissão igual a 100 e valores de  $d_s$  iguais a 50, 60, 70, 80, 90, 100, 110 e 120 mm.

**Tabela 3.1:** Resultados da Análise Geométrica do RPCT para uma relação de transmissão igual a 100, para  $\Delta i/i$  igual a 10% e para  $\Delta d_2$  igual a 0.14 mm (diâmetros em milímetros).

Caso Número	Diâmetro do anel externo do 2º estágio "ds"	Diâmetro do sol do 1º estágio "de"	Diâmetro do planeta no 1º estágio "d1"	Diâmetro do planeta no 2º estágio "d2"	Número máximo de planetas no 1º estágio "n1"	Número máximo de planetas no 2º estágio "n2"
1	50	12.14	18.18	19.68	3	3
2	60	16.67	20.91	22.42	3	3
3	70	21.70	23.40	24.91	4	4
4	80	27.14	25.67	27.19	4	4
5	90	32.96	27.76	29.28	4	4
6	100	39.10	29.69	31.21	5	5
7	110	45.53	31.47	32.99	5	5
8	120	52.23	33.13	34.65	5	5

Observa-se que o redutor escolhido foi o de número 5, ou seja, o redutor com diâmetro do anel externo de saída de 90 mm.

### 3.4 NÚMERO MÁXIMO DE PLANETAS PARA RELAÇÃO DE TRANSMISSÃO E GEOMETRIA DETERMINADOS.

O número de planetas que aparece na tabela 3.1 é um parâmetro importante no redutor. A figura 3.6 apresenta um esquema do posicionamento dos planetas em torno do sol do segundo estágio. O número máximo de planetas em torno do sol pode ser calculado a partir da seguinte expressão [9]:

$$n_{máx} = \frac{360}{\angle AOB} = \frac{180}{\angle AOC} \quad (3-16)$$

onde,  $n_{máx}$  é o número máximo de planetas e  $\angle AOC$  é o ângulo dado por:

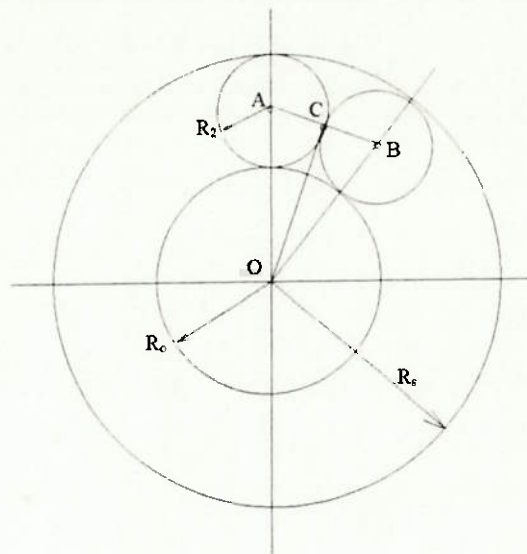
$$\angle AOC = \arcsen\left(\frac{AC}{OA}\right) = \arcsen\left[\frac{R_2}{R_o + R_2}\right] \quad (3-17)$$

onde,  $R_2$  é o raio do planeta e  $R_o$  é o raio do sol. Assim, tem-se que:

$$n_{máx} = \frac{180}{\arcsen\left[\frac{R_2}{R_o + R_2}\right]} \quad (3-18)$$

O raio do sol pode ser relacionado com o diâmetro do anel externo e o diâmetro do planeta do segundo estágio, como se segue:

$$2.R_o = (d_s - 2.d_2) \quad (3-19)$$



**Figura 3.6:** Representação dos planetas em torno do sol do 2º estágio.

Substituindo a expressão acima na expressão (3-18), obtém-se o seguinte:

$$n_{máx} = \beta \cdot \frac{180}{\arcsen \left[ \frac{d_2}{d_s - d_2} \right]} \quad (3-20)$$

Nesta equação foi introduzido o parâmetro  $\beta$  que é um coeficiente de distribuição dos planetas. Neste trabalho é adotado um valor de  $\beta$  igual a 0.75, ou seja, 75% do espaço é ocupado pelos planetas do segundo estágio. Para o primeiro estágio, este coeficiente é praticamente o mesmo pois, o número de planetas é o mesmo e o diâmetro dos planetas e dos anéis dos dois estágios são muito próximos.

## CAPÍTULO 4

### CÁLCULO DOS PLANETAS E DAS PISTAS

#### 4.1 INTRODUÇÃO

No cálculo dos planetas e das pistas (anéis), foram consideradas as relações geométricas definidas no capítulo anterior. O material destes componentes é o aço 52100 com dureza superficial 63,5 a 65,5 HRB, que é o mesmo material utilizado largamente em rolamentos [13]. Para determinar os comprimentos dos elementos rolantes é necessário realizar dois tipos de cálculo: fadiga superficial, que está ligada à vida dos elementos, e verificação da deformação permanente das superfícies em contato, que está ligada ao nível de vibração e ruído durante operação [13].

#### 4.2 DETERMINAÇÃO DAS CARGAS NOS ELEMENTOS ROLANTES

- No redutor de tração em desenvolvimento, o torque é transmitido através dos elementos rolantes (planetas e anéis). Um diagrama de corpo livre dos rolos, incluindo os planetas do primeiro e segundo estágios, é mostrado na figura 4.1. Do equilíbrio de momento na direção z no rolete, tem-se a seguinte expressão:

$$M_z = F_2 \frac{d_2}{2} - F_2 \frac{d_1}{2} - F_1 d_1 \quad (4-1)$$

onde,  $M_z$  é o momento na direção z,  $F_1$  e  $F_2$  são as forças tangenciais em cada planeta do primeiro e segundo estágios respectivamente. Rearranjando a expressão acima, e sabendo-se que  $M_z$  é igual a zero pois, o rolete está em equilíbrio, obtém-se a força  $F_1$  em função de  $F_2$ :

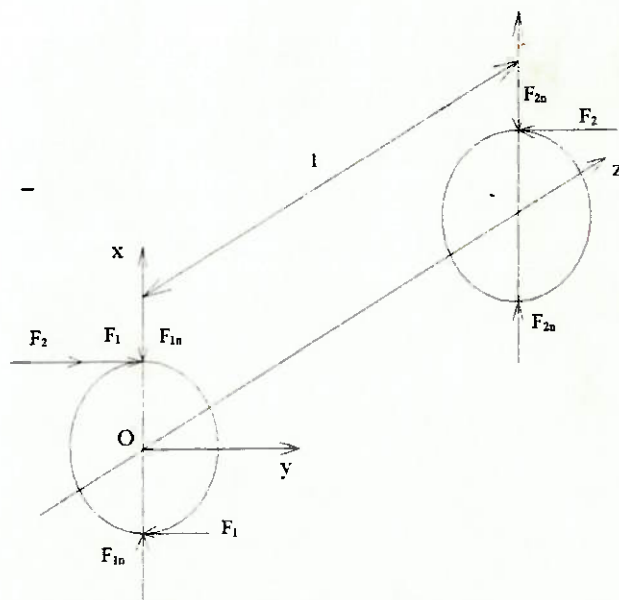
$$F_1 = F_2 \left( \frac{d_2 - d_1}{2d_1} \right) \quad (4-2)$$

O torque de saída do redutor, realizado pelo anel externo do segundo estágio, é dado por:

$$T_s = nF_2d_s \quad (4-3)$$

onde  $n$  é o número total de planetas. Assim, a força  $F_2$  será dada por,

$$F_2 = \frac{T_s}{nd_s} \quad (4-4)$$



**Figura 4.1:** Diagrama de corpo livre dos rolos.



A pré-carga necessária nos contatos do segundo estágio, ou seja, a força normal às superfícies em contato necessária para gerar as forças tangenciais e assim transmitir o torque de saída  $T_s$ , é dada por:

$$F_{2n} = \frac{F_2}{\mu_1} \quad (4-5)$$

onde  $F_{2n}$  é a força normal nos contatos do segundo estágio e  $\mu_1$  é o coeficiente de atrito entre as superfícies rolantes. Para lubrificar as superfícies rolantes será o fluido SANTOTRAC-50 [16], que é um óleo especial para lubrificar superfícies de tração. Com este lubrificante, o coeficiente de atrito entre as superfícies rolantes é cerca de 0.06 [6],[15],[16].

A força normal nos contatos do primeiro estágio é obtida da mesma forma, sendo dada por:

$$F_{1n} = \frac{F_1}{\mu_1} \quad (4-6)$$

Um balanço de momento na direção x em relação ao centro do planeta do primeiro estágio, ponto O, resulta no seguinte:

$$M_x = -F_2 l \quad (4-7)$$

onde,  $l$  é a distância entre os centros dos planetas do primeiro e segundo estágios. Este momento atua no sentido de desalinhar os roletes, tirando-os das pistas de rolamento. Para cancelar este momento é previsto um sistema para manter o alinhamento dos roletes, conforme descrito no capítulo 6.

### 4.3 CÁLCULO POR FADIGA SUPERFICIAL

A teoria para o cálculo por fadiga superficial que aplicamos nesta seção corresponde ao cálculo por fadiga superficial de rolamentos a rolos [13]. Isto é possível devido à semelhança dos rolamentos de rolos com a configuração do redutor RPCT.

A afirmação de que o redutor RPCT é semelhante aos rolamentos de rolos, é porque em ambos casos se tem os mesmos elementos, e que operam da mesma forma. O quadro abaixo apresenta a equivalência dos componentes dos dois sistemas.

<b>Elementos do redutor RPCT</b>	<b>O equivalente no rolamento de rolos</b>
anel interno	pista interna
planetas	rolos
anel externo	pista externa

Nos dois sistemas existem os planetas e os rolos, de formato cilíndrico, que rolam, sem deslizar, entre dois anéis ou pistas. Porém, no redutor RPCT os elementos rolantes precisam ser pré-carregados, situação que corresponde ao de um rolamento a rolos com pré-carga inicial.

Em relação aos materiais e tratamento térmico dos elementos rolantes, decidimos fazer uso dos mesmos usados no caso dos rolamentos, para aproveitar toda a tecnologia desenvolvida para este produto.

A falha por fadiga superficial é um fenômeno estatístico que depende dos seguintes fatores: volume de material em condições de carga, profundidade em que ocorre a tensão de cisalhamento octaédrica máxima, e número de ciclos que o material é submetido [13]. No desenvolvimento da teoria para o cálculo por fadiga superficial de

rolamentos, são levados em consideração, a distribuição de Weibull, que é uma aproximação estatística de falhas em materiais de engenharia e a aplicação da teoria de Hertz para o cálculo das tensões e deformações nas regiões de contato. Esta teoria foi desenvolvida por Lundberg e Palmgren, resultando nas seguintes expressões:

$$L = \left( \frac{Q_c}{Q} \right)^3 \quad (4-8)$$

onde,  $Q_c$ , é a capacidade dinâmica de carga no contato para uma vida de 1 milhão de revoluções e  $Q$  é a carga aplicada para uma vida de  $L$  milhões de revoluções.

A capacidade dinâmica de carga,  $Q_c$ , é dada pela seguinte expressão [13]:

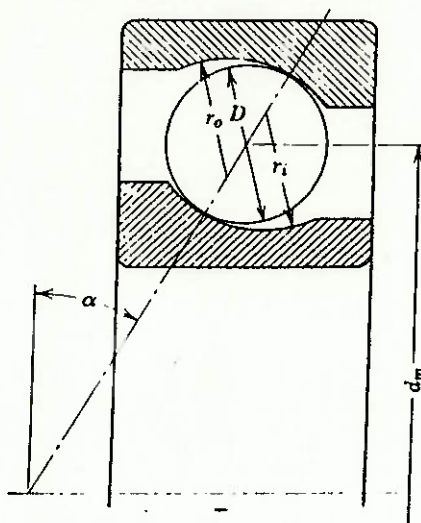
$$Q_c = A \left[ \frac{2R}{D} \frac{r}{(r-R)} \right]^{0.41} (1 \mp \gamma)^{1.39} \left( \frac{\gamma}{\cos \alpha} \right)^{0.3} D^{1.8} u^{-\frac{1}{3}} \quad (4-9)$$

onde,  $A$  é um fator que depende do material (5914 em polegadas-lb e 77.9 em mm-N para aço 52100 com dureza superficial HRC 61.7-64.5 [13]),  $R$  é o raio de curvatura do elemento rolante no plano normal ao plano de rotação,  $r$  é o raio de curvatura da pista do anel no plano normal ao plano de rotação,  $u$  é o número de ciclos de tensão em cada revolução e  $\gamma$  é um parâmetro usado em rolamentos, sendo dado por,

$$\gamma = \frac{D \cdot \cos \alpha}{d_m} \quad (4-10)$$

onde,  $D$  é o diâmetro do elemento rolante,  $\alpha$  é o ângulo de contato e  $d_m$  é a distância entre os centros dos elementos rolantes. O sinal superior na expressão (4-9) é para o cálculo do anel interno e o sinal inferior para o cálculo do anel externo.

A figura 4.2, apresenta um esquema do plano normal ao plano de rotação de um rolamento de esferas, que nos permite visualizar os raios  $R$  e  $r$ , e o ângulo  $\alpha$ . Um rolamento de esferas é apresentado no lugar de um de rolos porque, estas grandezas são mais fáceis de visualizar no rolamento de esferas. A passagem para um rolamento de rolos é automática.



**Figura 4.2:** Geometria de um rolamento de esferas.

Se substituirmos a expressão (4-9) na expressão (4-8), pode-se calcular a geometria dos elementos rolantes quando aplicada uma carga normal  $Q$ , para uma vida de  $L$  milhões de revoluções. A utilização destas equações no nosso caso é discutida na seção 4.5.

#### 4.4 DEFORMAÇÃO PERMANENTE DAS SUPERFÍCIES EM CONTATO

Os elementos rolantes (sol, planetas e anéis), sofrem deformações permanentes devido à força normal a que estão submetidos. Para tensões de contato próximas à tensão de escoamento do material (aço para rolamentos com dureza superficial 63.5-65.5 HRC) e para elementos cilíndricos com contato elíptico, C. Palmgrem [13] desenvolveu a seguinte expressão para o cálculo das deformações permanentes nas superfícies em contato:

$$\delta_s = 1.2 \times 10^{-11} \left( \frac{Q}{D} \right)^2 \left[ 1 \pm \frac{\gamma}{(1 \mp \gamma)} \right] \left( \frac{1}{R} - \frac{1}{r} \right) \quad (4-12)$$

onde,  $\delta_s$  é a deformação permanente em polegadas, Q é a carga aplicada para uma vida de L milhões de revoluções, D é o diâmetro do planeta em polegadas, e  $\gamma$ , R e r, são os mesmos definidos para a expressão (4-22), em polegadas. O sinal superior nesta expressão é para o cálculo no anel interno e o inferior para o cálculo do anel externo.

A norma ISO 76, "Rolling Bearings - Static Load Ratings" [11], estabelece uma condição para a deformação permanente máxima, para o caso de operação com vibração e ruído mínimos. Esta condição é a seguinte:

$$\delta_s \leq 0.0001D \quad (4-13)$$

A partir da equação (4-12) pode-se calcular a geometria dos elementos rolantes, de modo que a deformação permanente nos mesmos fique inferior ao limite da equação (4-13). A forma como estas equações são aplicadas no nosso caso é discutida na próxima seção.

#### 4.5 DETERMINAÇÃO DOS COMPRIMENTOS DOS PLANETAS

Nesta seção calculamos os comprimentos dos elementos rolantes, planetas e anéis internos e externos, tanto do primeiro como do segundo estágio, aplicando os cálculos por fadiga superficial e deformação permanente, vistos nas duas seções anteriores.

Os diâmetros dos elementos rolantes,  $d_e$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $d_s$ , já foram calculados no capítulo 3 e dependem da relação de transmissão, da sensibilidade do redutor às deformações dos elementos rolantes e do número máximo de planetas. Desta forma, com o cálculo dos comprimentos dos elementos rolantes, fica definida a geometria do redutor.

Baseados nas expressões (4-8) e (4-9) do cálculo por fadiga superficial e (4-12) e (4-13) das deformações permanentes admissíveis na superfície, e considerando os seguintes aspectos: (1) uma vida ( $L$ ) de  $10^8$  milhões de revoluções; (2) raios de curvatura dos anéis externos e internos na seção transversal ao movimento iguais a infinito ( $r = \infty$ ), por motivos de fabricação; (3) o deslocamento axial dos anéis internos em relação aos externos igual a zero ( $\alpha = 0$ ), pois o projeto é concebido para não ter folga axial; e (4) um número de ciclos de tensão em cada revolução igual a quatro ( $u = 4$ ), por ter-se escolhido desenvolver um redutor de tamanho  $d_s = 90$  mm com um número de planetas igual a quatro, como é mostrado na tabela 3.1; podemos calcular os raios de curvatura mínimos dos planetas, na seção transversal ao movimento, tanto para o primeiro como para o segundo estágio, pelas expressões seguintes:

$$R_{jf\min} = \frac{1}{2} \left\{ \frac{10^3 \cdot Q}{A} \cdot \left( \frac{d_m}{D} \right)^{1.69} \cdot \frac{1}{(d_m \mp D)^{1.39}} \right\}^{2.5} \quad (4-14)$$

$$R_{js\min} = 1.2 \times 10^{-7} \cdot Q^2 \cdot \frac{1}{D^3} \cdot \left( \frac{d_m}{d_m - D} \right) \quad (4-15)$$

onde,  $R_{j\text{fmin}}$  é o raio de curvatura mínimo do planeta do estágio  $j$  calculado por fadiga,  $R_{j\text{smin}}$  é o raio de curvatura mínimo do planeta do estágio  $j$  calculado por deformação permanente,  $Q$  é a carga em cada planeta do estágio  $j$  e corresponde à força normal  $F_{jn}$ , calculada na seção 4.2,  $D$  é o diâmetro do planeta do estágio  $j$  e  $d_m$  é a distância entre os centros dos elementos rolantes que é dado pela seguinte expressão:

$$d_m = (d_e + d_1) \quad (4-16)$$

O sinal superior nas expressões (4-14) e (4-15) deve ser utilizado para o cálculo do anel interno e o sinal inferior para o cálculo do anel externo. Observa-se que estas expressões são obtidas pelo rearranjo das equações (4-8), (4-9), (4-12) e (4-13), de forma de isolar o raio de curvatura do rolo,  $R$ .

A aplicação das equações (4-14) e (4-15), conhecendo-se a carga  $Q$ , que é função do torque a ser transmitido (ver item 4.2), e os parâmetros  $D$ ,  $d_m$  e  $A$ , permite calcular quatro raios de curvatura mínimos para os planetas de cada estágio. Um raio de curvatura mínimo para fadiga e outro para deformação permanente para os contatos dos planetas e o anel externo e dos planetas e o anel interno.

Como a idéia de raio mínimo,  $R_{j\text{fmin}}$ ,  $R_{j\text{smin}}$ , é a de nos permitir atingir uma vida de  $L$  milhões de revoluções e uma deformação permanente admissível  $\delta_s$ , qualquer raio de curvatura do planeta  $R_j$ , de valor maior ao mínimo, irá satisfazer estas duas condições. Desta forma, decidimos adotar um valor do raio  $R_j$ , igual ao maior dos quatro raios mínimos calculados pelas expressões (4-14) e (4-15) para cada estágio.

Conhecendo-se os raios de curvatura dos planetas, toda a geometria dos elementos em contato fica determinada. Com esta geometria, aplicando-se a teoria de tensões de contato de Hertz [13], obtém-se o tamanho da região de contato e assim, podemos obter o comprimento dos planetas. Dessa forma os comprimentos dos planetas são obtidos a partir das seguintes expressões:

$$w_{ji} \geq 2 \cdot a_{ji} \quad (4-17)$$

$$w_{jo} \geq 2 \cdot a_{jo} \quad (4-18)$$

onde,  $w_{ji}$  é o comprimento mínimo do planeta no estágio  $j$ , calculado por fadiga e deformação permanente no contato planeta-anel interno,  $w_{jo}$  é o comprimento mínimo do planeta no estágio  $j$ , calculado por fadiga e deformação permanente no contato planeta-anel externo,  $a_{ji}$  é o raio maior da elipse na região de contato entre o planeta e o anel interno do estágio  $j$  e  $a_{jo}$  é o raio maior da elipse na região de contato entre o planeta e o anel externo do estágio  $j$ . A região de contato entre dois elementos (planeta-anel), em forma de elipse é mostrada na figura 4.3.

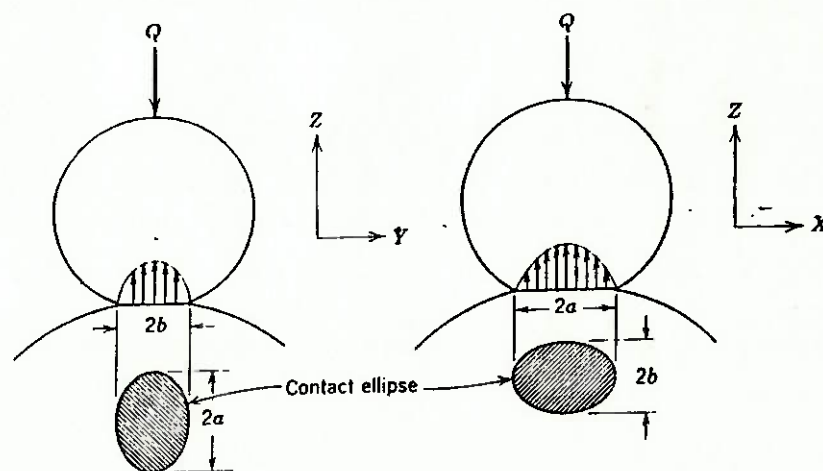


Figura 4.3: Superfície no contato elíptico quando aplicada uma carga  $Q$ .

Os valores de  $a_{ji}$  e  $a_{jo}$  são calculados pelas expressões seguintes [ 13]:



$$a_{ji} = 0.0045 \cdot a_{ji}^* \cdot \left( \frac{Q}{\sum \rho_{ji}} \right)^{1/3} \quad (4-19)$$

$$a_{jo} = 0.0045 \cdot a_{jo}^* \cdot \left( \frac{Q}{\sum \rho_{jo}} \right)^{1/3} \quad (4-20)$$

onde,  $a_{ji}^*$ ,  $a_{jo}^*$ , são valores adimensionais obtidos a partir dos valores da função  $F(\rho)$  e dos gráficos da figura 4.4 e  $Q$ , é a carga normal aplicada no contato entre os elementos rolantes. Os valores de  $\sum \rho$  e  $F(\rho)$ , que são as funções soma e diferença dos raios de curvatura dos elementos rolantes nos planos de rotação e perpendicular a este, são calculados pelas expressões seguintes [13]:

$$\sum \rho_j = \frac{1}{D_j} \left[ \frac{2 \cdot d_m}{(d_m \mp D_j)} + \frac{D_j}{R_j} \right] \quad (4-21)$$

$$F(\rho)_j = \frac{\left[ \frac{2 \cdot d_m}{(d_m \mp D_j)} - \frac{D_j}{R_j} \right]}{\left[ \frac{2 \cdot d_m}{d_m \mp D_j} + \frac{D_j}{R_j} \right]} \quad (4-22)$$

onde  $D_j$ , é o diâmetro do planeta no estágio  $j$ ,  $d_m$  é a distância entre os centros dos elementos rolantes, calculada pela expressão (4-16) e  $R_j$ , é o maior dos raios mínimos calculados pelas expressões (4-14) e (4-15), no estágio  $j$ . O sinal superior nestas expressões corresponde ao cálculo para o anel interno e o sinal inferior para o cálculo do anel externo.

Foi desenvolvido um programa computacional que contempla os cálculos de fadiga e deformação permanente para o cálculo dos comprimentos dos planetas. Este programa

facilita a execução dos cálculos, permitindo-nos otimizar o redutor. Este programa é estruturado da seguinte forma:

- 1<sup>o</sup> Passo: leitura de dados de entrada que consistem no torque de saída do redutor  $T_s$  e na geometria do redutor, fornecida pelos diâmetros  $d_s$ ,  $d_e$ ,  $d_1$  e  $d_2$  e pelo número máximo de planetas  $n$ .
- 2<sup>o</sup> Passo: cálculo das expressões (4-14) até (4-22) para determinar os comprimentos dos planetas nos dois estágios. No cálculo das expressões (4-19) e (4-20), o programa pede os valores de  $a_{ji}^*$  e  $a_{jo}^*$ , os quais são obtidos dos gráficos da figura 4.4 e do valor de  $F(\rho)$  calculado pelo programa. O programa calcula dois comprimentos mínimos por cada estágio, um no contato planeta-anel interno, e outro no contato planeta-anel externo, escolhendo o maior deles. Por questões de fabricação e simplicidade do projeto, o programa dá um comprimento do planeta no estágio 1 igual ao comprimento do planeta no estágio 2.
- 3<sup>o</sup> Passo: tabela de resultados: dados entrada, forças normais e tangenciais nos contatos planeta-anel interno do 1<sup>o</sup> estágio e planeta-anel externo do 2<sup>o</sup> estágio, raios de curvatura mínimos para fadiga e deformação permanente do planeta calculados nos contatos planeta-anel interno e planeta-anel externo em cada estágio, escolhendo o maior deles, e finalmente os comprimentos mínimos dos planetas,  $\bar{r}$  calculados nos contatos planeta-anel interno e planeta-anel externo em cada estágio, escolhendo também o maior deles.

Os resultados do programa para um torque de saída de 200 N-m e um tamanho  $d_s = 90$  mm, são apresentados na Tabela 4.1. Nesta tabela, podemos observar que o valor da relação das forças  $f_1/f_2$  é muito pequeno, 0.03. Para entender este resultado, devemos nos referir à expressão (4-2), na qual o valor de  $f_1/f_2$  depende da diferença entre os diâmetros dos planetas do 2<sup>o</sup> e 1<sup>o</sup> estágio. Por esta diferença ser muito pequena na nossa configuração (valores dos diâmetros  $d_2$  e  $d_1$  muito próximos), relação  $f_1/f_2$  é muito baixa. Uma primeira consequência desta característica está nos projetos dos sistemas de pré-carga para o 1<sup>o</sup> e 2<sup>o</sup> estágios, como será visto no capítulo seguinte.

Pelos resultados dos raios de curvatura mínimos, observa-se, que a fadiga superficial é mais crítica do que a deformação permanente. No projeto, adotamos o critério de assumir o maior valor de raio de curvatura dos planetas, que neste caso corresponde ao resultado do cálculo por fadiga do segundo estágio,  $R_{2if}$ . Dessa forma, as características de baixa vibração e ruído que dependem da deformação permanente, estão garantidas.

Por questões de simplicidade de fabricação, usamos o mesmo comprimento para os planetas dos dois estágios, adotando, obviamente, o maior deles.

Finalmente, é importante notar que nos contatos onde as curvaturas dos elementos rolantes são opostas (côncava e convexa), ocorrem as situações mais críticas. Dessa forma, o contato mais solicitado é o do planeta-anel interno do 2º estágio,  $R_{2if}$  e  $w_{2i}$ .

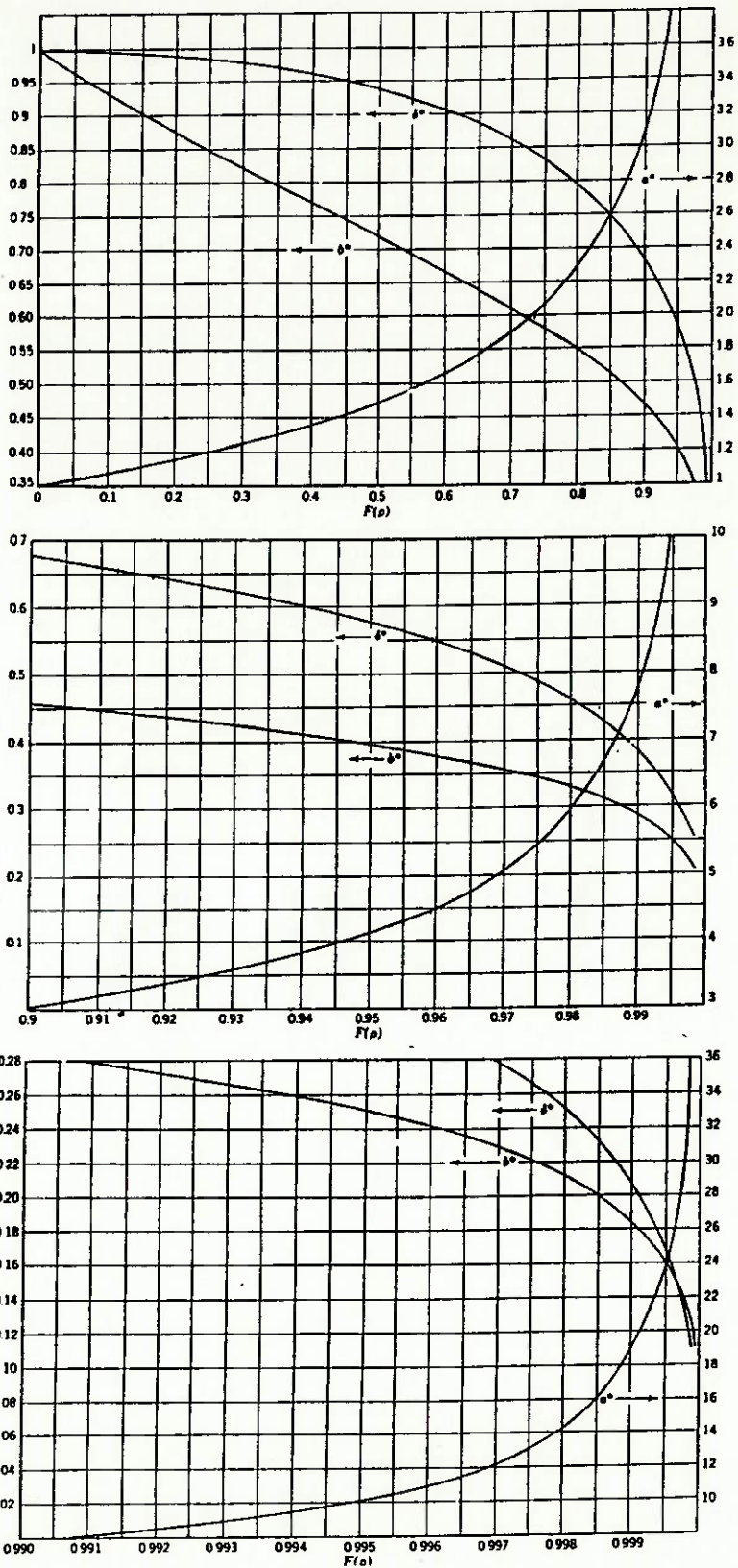


Figura 4.4: Gráficos para a obtenção dos valores adimensionais,  $a^*$ ,  $b^*$ ,  $\delta^*$  [13].

**Tabela 4.1:** Resultados do programa de cálculo dos comprimentos dos planetas, para um torque de saída do redutor de 200 N-m e um tamanho  $d_s = 90$  mm.

Grupo	Grandezas						
	Dados de Entrada	Torque de saída, $T_s$ (N-m)	Diâmetro anel externo 2° estágio $d_s$ (mm)	Diâmetro planeta 2° estágio $d_2$ (mm)	Diâmetro planeta 1° estágio $d_1$ (mm)	Diâmetro sol 1° estágio $d_e$ (mm)	Número máx. planetas $n$
		200	90	29.28	27.76	32.96	4
Forças normal e tangencial do 1° e 2° estágio (N)	Força tangencial 2° estágio $f_2$		Força normal 2° estágio $f_{2n}$	Força tangencial 1° estágio $f_1$	Força normal 1° estágio $f_{1n}$	Relação: forças normais $f_1 / f_2$	
		556	9259	17	278	0.03	
Raios de curvatura mínimo do planeta 2° estágio (mm)	Raio-mín. por fadiga no contato planeta-anel int. $R_{2if}$		Raio mín. por fadiga no contato planeta-anel ext. $R_{2of}$	Raio mín. por def. permanente no contato planeta-anel int. $R_{2is}$	Raio mín. por def. permanente no contato planeta-anel ext. $R_{2of}$	Raio mín. do planeta 2° estágio $R_c$	
		469	12	16	6	469	
Raios de curvatura mínimo do planeta 1° estágio (mm)	Raio-mín. por fadiga contato planeta-anel int. $R_{1if}$		Raio mín. por fadiga no contato planeta-anel ext. $R_{1of}$	Raio mín. por def. permanente no contato planeta-anel int. $R_{1is}$	Raio mín. por def. permanente no contato planeta-anel ext. $R_{1of}$	Raio mín. do planeta 1° estágio $R_1$	
		0.08	0.00	0.02	0.01	469	
Comprimento mín. planeta nos 1° e 2° estágio (mm)	Comp.mín. no contato planeta-anel int. (2° estágio) $w_{2if}$		Comp.mín. no contato planeta-anel ext. (2° estágio) $w_{2of}$	Comp mín. do planeta (2° estágio) $w_2$	Comp.mín. contato planeta-anel int. (1° estágio) $w_{1if}$	Comp.mín. no contato planeta-anel ext. (1° estágio) $w_{1of}$	Comp. no planeta (1° estágio) $w_1$
		9.43	8.72	10	2.96	2.68	10

## CAPÍTULO 5

### SISTEMA DE PRÉ-CARGA

#### 5.1 INTRODUÇÃO

Para que o redutor a tração RPCT, seja capaz de transmitir torque através dos elementos rolantes, é necessário aplicar cargas normais entre os planetas e os anéis, ou seja, os elementos rolantes devem ser pré-carregados. O valor destas cargas normais foram calculadas na seção 4.2 e quantificadas no caso do redutor de tamanho  $d_s = 90$  mm e torque de saída  $T_s = 200$  N-m, como mostrado na tabela 4.1 da seção 4.5.

Pela grande diferença entre as forças normais necessárias para 1° e 2° estágios, propomos dois sistemas diferentes de pré-carga. Um sistema de pré-carga regulável, para pré-carregar os elementos rolantes do 1° estágio e um sistema de pré-carga fixo, para a pré-carga dos elementos rolantes do 2° estágio.

Neste capítulo realizamos o cálculo das deformações nas regiões de contato, a partir destes valores calculamos os sistemas de pré-carga regulável e fixo para o 1° e 2° estágio respectivamente. Finalmente apresentamos um programa computacional que calcula sistemas de pré-carga regulável, como o desenvolvido neste trabalho.

#### 5.2 CÁLCULOS DAS DEFORMAÇÕES NOS CONTATOS DOS PLANETAS E ANÉIS

Na seção 4.5, foram determinadas as cargas normais nos elementos rolantes, necessárias para que o redutor possa transmitir torque, tanto para o 1° como para o 2° estágio. Estas pré-cargas originam deformações nas regiões de contato. Os valores das

deformações totais, no contato planeta-anel, no caso de contato elíptico, são calculadas pelas seguintes expressões [13]:

$$\delta_{ji} = 1.01 \times 10^{-5} \cdot \delta_{ji}^* \cdot Q^{\frac{2}{3}} \cdot \sum \rho_{ji}^{\frac{1}{3}} \quad (5-1)$$

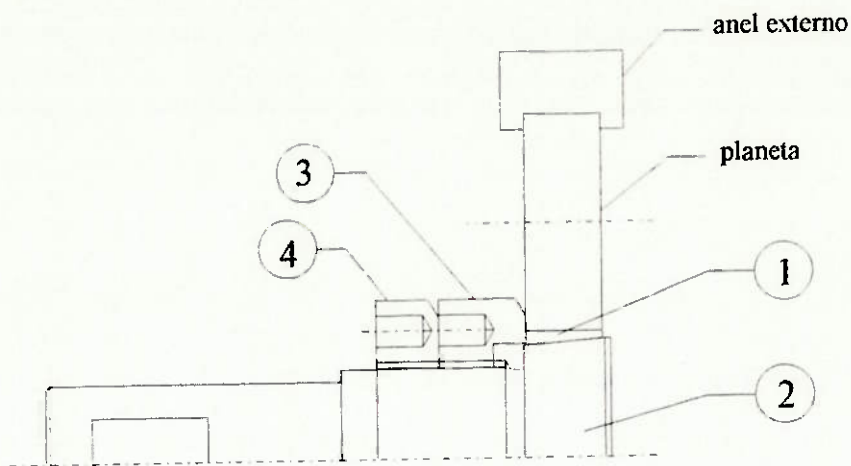
$$\delta_{jo} = 1.01 \times 10^{-5} \cdot \delta_{jo}^* \cdot Q^{\frac{2}{3}} \cdot \sum \rho_{jo}^{\frac{1}{3}} \quad (5-2)$$

onde,  $\delta_{ji}$  é a deformação total no contato entre o planeta e o anel interno do estágio j,  $\delta_{jo}$  é a deformação total no contato entre o planeta e o anel externo do estágio j, e  $\delta_{ji}^*, \delta_{jo}^*$ , são valores adimensionais obtidos a partir dos valores da função diferença de raios de curvatura  $F(\rho)$ , calculada pela expressão (4-34), e dos gráficos da figura 4.4.

Os sistemas de pré-carga são projetados para produzir as deformações totais nas regiões de contato tanto para o 1° como para o 2° estágio.

### 5.3 SISTEMA DE PRÉ-CARGA REGULÁVEL PARA O 1° ESTÁGIO

São elementos constitutivos do sistema de pré-carga regulável: (1) anel interno, (2) eixo cônico, (3) porca de pré-carga e (4) contra-porca. Um esquema deste sistema é apresentado na figura 5.1. O princípio de funcionamento baseia-se na expansão do anel interno, quando ocorre um deslocamento axial do eixo cônico. O deslocamento axial do eixo é provocado pelo acionamento do mecanismo de rosca, eixo de entrada-porca de pré-carga.



**Figura 5.1:** Esquema do sistema de pré-carga do 1º estágio.

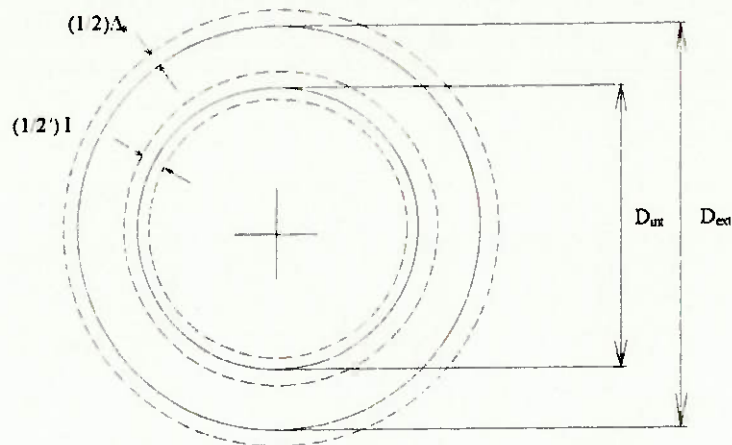
### 5.3.1 CÁLCULO DA INTERFERÊNCIA NA CUNHA

Define-se interferência na cunha,  $I$ , como a expansão interior do anel interno, quando ocorre um deslocamento axial do eixo de entrada. Esta expansão interior, provoca uma expansão exterior do anel interno,  $\Delta_s$ .

No nosso caso, o valor da expansão exterior do anel interno tem que ser igual à soma da deformação total no contato planeta-anel interno  $\delta_{1i}$  e da deformação total no contato planeta-anel externo  $\delta_{1o}$ , ou seja,

$$\frac{1}{2} \Delta_{s_i} = (\delta_{1i} + \delta_{1o}) \quad (5-3)$$





**Figura 5.2:** Esquema de um anel montado sobre um eixo cilíndrico .

Quando se trata de anel e eixo de forma cilíndrica, construídos de um mesmo material, a interferência  $I$ , produzida pela montagem das duas peças, é determinada pela seguinte expressão [13]:

$$I = \Delta_s \left( \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}}} \right) \quad (5-4)$$

onde,  $D_{\text{ext}}$ ,  $D_{\text{int}}$  são os diâmetros externo e interno do anel, como mostra a figura 5.2.

Quando se trata de um anel e eixo de forma cônica, como mostra a figura 5.3, a interferência  $I$  é determinada pela seguinte expressão:

$$I = \Delta_s \left( \frac{D_{\text{ext}}}{D_{\text{int}} \text{ mé d}} \right) \frac{1}{\cos(\alpha/2)} \quad (5-5)$$

onde,  $\Delta_s$ , é a expansão exterior do anel, no nosso caso calculada pela expressão (5-3),  $D_{\text{ext}}$ , é o diâmetro externo do anel, no nosso caso corresponde ao diâmetro do sol do 1°

estágio  $d_c$ ,  $D_{int\ mé d}$ , é o diâmetro médio do eixo cônico na região de contato com o anel interno e  $\alpha$ , é o ângulo do cone, em nosso caso correspondente a uma conicidade 1:12. O diâmetro médio do eixo cônico é obtido pela seguinte expressão:

$$D_{int\ mé d} = \left[ d_c - 2\Delta_d - \frac{w_1}{12} \right] \quad (5-6)$$

onde,  $w_1$  é o comprimento do planeta do 1º estágio e  $\Delta_d$  é a espessura mínima do anel interno

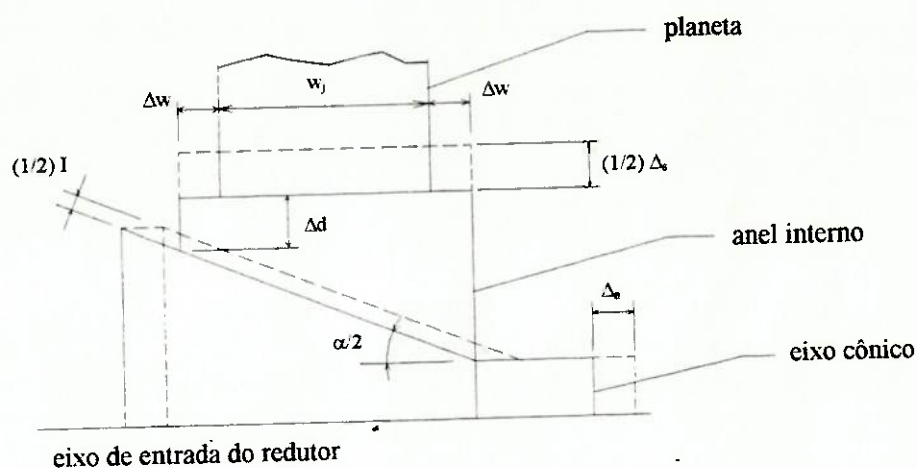
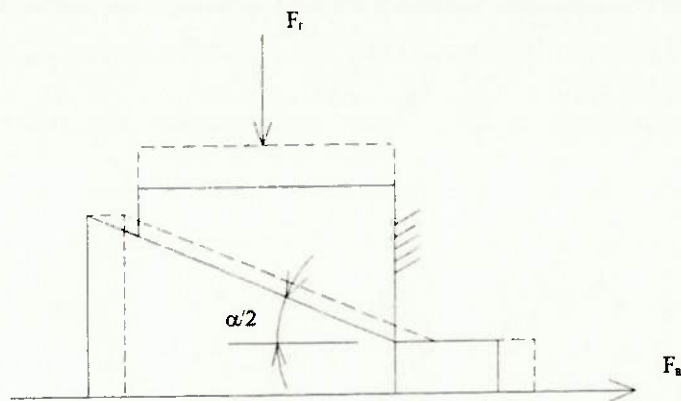


Figura 5.3: Expansão do anel interno quando ocorre um deslocamento axial do eixo,  $\Delta_a$ .

### 5.3.2 CÁLCULO DAS FORÇAS RADIAL E AXIAL NA CUNHA.

Quando, ocorre o deslocamento axial do eixo de entrada do redutor, o anel interno (1) e o eixo cônico (2), comportam-se como uma cunha. Neste momento aparecem duas forças, uma radial  $F_r$  e outra axial  $F_a$ , como mostra a figura 5.4.



**Figura 5.4:** Forças radial e axial na cunha.

Pelo princípio da cunha e para a configuração apresentada na figura 5.4, a relação entre as forças axial  $F_a$  e radial  $F_r$ , é dada pela seguinte expressão [17]:

$$F_a = F_r \tan\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right) \quad (5-7)$$

onde,  $\rho$ , é o ângulo de atrito obtido pela seguinte expressão:

$$\rho = \arctg \mu \quad (5-8)$$

e  $\mu$ , é o coeficiente de atrito, que para um contato aço-aço é igual à 0.15.

A força radial  $F_r$  é calculada pela seguinte expressão:

$$F_r = \frac{S_c P_m}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (5-9)$$

onde,  $P_m$  é a pressão média no contato da cunha e  $S_c$  é a superfície de tronco de cone na região de contato anel-eixo, determinada pela seguinte expressão [17]:

$$S_c = \pi \left( \frac{D_{int\ máx} + D_{int\ mín}}{2} \right) \sqrt{h^2 + \left( \frac{D_{int\ máx} - D_{int\ mín}}{2} \right)^2} \quad (5-10)$$

onde,  $D_{int\ mín}$ ,  $D_{int\ máx}$ , são os diâmetros maior e menor do tronco de cone e  $h$ , sua altura. Estas dimensões do cone são calculadas pelas expressões seguintes:

$$D_{int\ mín} = \left( d_e - 2\Delta d - 2\frac{w_1}{12} \right) \quad (5-11)$$

$$D_{int\ máx} = (d_e - 2\Delta d) \quad (5-12)$$

$$h = (w_1 + 2\Delta w) \quad (5-13)$$

onde,  $\Delta w$  é igual a metade do valor da diferença entre os comprimentos do anel interno e do planeta do 1º estágio, apresentado na figura 5.3.

Quando ocorre um deslocamento axial do eixo de entrada,  $\Delta_a$ , aparece entre as superfícies em contato do anel e do eixo, uma pressão de contato,  $P$ . No caso de anel e eixo cilíndricos, o valor de  $P$  é calculado pela seguinte expressão [13]:

$$P = \frac{I}{D_{int}} \left[ \frac{1}{E_1} \left[ \frac{\left( \frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)^2 + 1}{\left( \frac{D_{ext}}{D_{int}} \right)^2 - 1} + \xi_1 \right] + \frac{1}{E_2} \left[ \frac{\left( \frac{D_{int}}{D_f} \right)^2 + 1}{\left( \frac{D_{int}}{D_f} \right)^2 - 1} - \xi_2 \right] \right] \quad (5-14)$$

onde,  $D_f$ , é o diâmetro do furo do eixo, no caso de ser oco,  $E_1$  e  $E_2$  são os módulos de elasticidade do material do anel e do eixo respectivamente e  $\xi_1$  e  $\xi_2$ , são os coeficientes de poisson do material do anel e do eixo respectivamente. No nosso caso, por termos anel e eixo de forma cônica, temos que introduzir o conceito de pressão média de contato,  $P_m$ , porque o valor da pressão de contato,  $P$ , varia ao longo da superfície do tronco de cone. Considerando que o eixo é maciço, ou seja,  $D_f=0$ , e que o material escolhido para o anel e o eixo é aço, com coeficiente de poisson  $\xi_1=\xi_2=0.3$ , a expressão (5-14) torna-se igual a:

$$P_m = \frac{IE}{4} \left\{ \frac{D_{int\ min} \left[ \left( \frac{d_e}{D_{int\ min}} \right)^2 - 1 \right] + D_{int\ má} \left[ \left( \frac{d_e}{D_{int\ má}} \right)^2 - 1 \right]}{d_e^2} \right\} \quad (5-15)$$

onde,  $E$  é o módulo de elasticidade do aço ( $210 \times 10^3$  MPa).

### 5.3.3 ATUADOR DO SISTEMA DE PRÉ-CARGA TIPO CUNHA

O atuador da cunha, já definida nas seções 5.3.1 e 5.3.2, é um mecanismo de rosca. São elementos deste mecanismo, a porca de pré-carga, o eixo com rosca, a contra-porca e a chave especial que aciona a porca de pré-carga.

A rosca foi calculada por cisalhamento e por compressão superficial no filete. O cisalhamento do filete é calculado pela seguinte expressão [18]:

$$\tau_d = \frac{2F_a}{\pi d_m b} \eta \quad (5-16)$$

onde,  $\tau_d$  é a tensão de cisalhamento no filete da rosca,  $F_a$  é a força axial na cunha,  $b$  é o comprimento da porca de pré-carga,  $\eta$  é o fator de segurança (2 em nosso caso) e  $d_m$  é o diâmetro médio da rosca, calculado por:

$$d_m = [d_r - 0.6p] \quad (5-17)$$

onde,  $d_r$  , é o diâmetro e  $p$  é o passo da rosca.

De forma que a rosca resista à força aplicada, é necessário que a tensão máxima de cisalhamento no filete da rosca seja a seguinte [17]:

$$\tau_d \leq 0.25\sigma_y \quad (5-18)$$

onde,  $\sigma_y$  é a tensão de escoamento do material empregado. No nosso caso o material é um aço ABNT 1060, com valor do  $\sigma_y = 350$  MPa.

No cálculo da compressão superficial do filete, calcula-se primeiro a tensão de compressão superficial no filete e com este valor determina-se a dureza superficial necessária para suportar esta tensão. As expressões seguintes são usadas para o cálculo da tensão e da dureza superficial [18]:

$$\sigma_s = \frac{4pF_a}{\pi b(d_r^2 - d_m^2)} \eta \quad (5-19)$$

$$HB = \frac{\sigma_s + 70}{2.76} \quad (5-20)$$

onde,  $\sigma_s$  é a tensão de compressão superficial no filete dado em MPa, e HB é a dureza Brinell superficial necessária no filete.

Para movimentar a porca de pré-carga, é necessário aplicar manualmente, uma força  $F_{ch}$ , sobre a chave especial de aperto. Esta força gera um momento com respeito ao eixo de entrada do redutor. O valor deste momento deve ser igual ao do momento resistente do mecanismo de rosca, como mostra a expressão abaixo:

$$F_{ch} l_{ch} = F_{tr} d_{rm} \quad (5-21)$$

onde,  $F_{ch}$  é a força aplicada na chave,  $F_{tr}$  é a força tangencial no filete,  $l_{ch}$  é o comprimento da chave e  $d_{rm}$  é o diâmetro médio da rosca. Desta expressão podemos deduzir o valor da força  $F_{ch}$ , necessária para gerar uma pré-carga determinada nos elementos rolantes do nosso redutor.

Da teoria de mecanismos de rosca, a força tangencial no filete  $F_{tr}$ , é calculada pela expressão seguinte [17]:

$$F_{tr} = F_a \operatorname{tg}(\phi + \rho') \quad (5-22)$$

onde,  $\phi$  é o ângulo do mecanismo de rosca,  $\rho'$ , é o ângulo de atrito corrigido pelo ângulo do perfil da rosca. A figura 5.5 apresenta um esquema das forças aplicadas no filete da rosca, com o filete esticado.

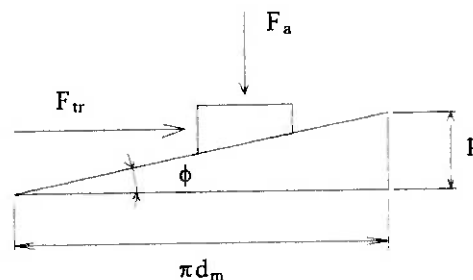


Figura 5.5: Cargas que atuam no mecanismo de rosca.

Os ângulos  $\phi$  e  $\rho'$ , são determinados pelas seguintes expressões:

$$\phi = \operatorname{arctg}\left(\frac{p}{\pi d_m}\right) \quad (5-23)$$

$$\rho' = \operatorname{arctg}\left(\frac{\mu}{\cos\left(\frac{\beta}{2}\right)}\right) \quad (5-24)$$

onde,  $p$  é o passo da rosca e  $\beta$  é o ângulo do filete da rosca que no nosso caso é igual a  $60^\circ$ .

#### 5.3.4 MÉTODO PARA DETERMINAR O VALOR DA PRÉ-CARGA APLICADA

A forma proposta para verificar a magnitude da pré-carga aplicada no 1º estágio do redutor é por meio da medição do deslocamento axial relativo entre o anel e o eixo de entrada ou pela medida do ângulo de rotação da porca de pré-carga.

Como foi visto na seção 5.2, as pré-cargas nos elementos rolantes originam deformações nos contatos. No sistema de pré-carga desenvolvido para o 1º estágio, para produzir estas deformações, é necessário alcançar um valor determinado de interferência na cunha (ver seção 5.3.1). A relação entre o deslocamento axial relativo entre o anel e o eixo de entrada e a interferência na cunha, é dada pela expressão seguinte (ver figura 5.3):

$$\Delta_a = \frac{I}{2\operatorname{sen}\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \quad (5-25)$$

onde,  $\alpha$  é o ângulo do cone. Por sua vez, para se deslocar axialmente uma distância  $\Delta_a$ , a porca deve girar de um ângulo  $\theta_p$  igual à:



$$\theta_p = \frac{\Delta_a 360}{p} \quad (5-26)$$

onde,  $p$  é o passo da rosca.

O método aqui proposto para determinar o valor da pré-carga aplicada nos elementos rolantes do 1º estágio, é o mesmo usado pela SKF, empresa fabricante de rolamentos, para determinar o valor da pré-carga em rolamentos. A veracidade no valor da pré-carga aplicada, depende da precisão nos cálculos da interferência e da rigidez dos elementos que participam na pré-carga, porca de pré-carga e eixo de entrada do redutor.

#### 5.4 SISTEMA DE PRÉ-CARGA FIXO PARA O 2º ESTÁGIO

A pré-carga para o segundo estágio será conseguida através da interferência dimensional entre os seus elementos rolantes. A interferência dimensional total que deverá existir entre os elementos rolantes para produzir as deformações totais nas regiões de contato é calculada pela seguinte expressão:

$$I_d = 2\delta_{2i} + 2\delta_{2o} \quad (5-27)$$

onde,  $I_d$  é a interferência dimensional total,  $\delta_{2i}$  é a deformação total no contato entre o planeta e anel interno,  $\delta_{2o}$  é a deformação total no contato entre o planeta e anel externo, sendo ambas deformações determinadas pelas expressões (5-1) e (5-2).

Para realizar a montagem por interferência dimensional dos elementos rolantes do 2º estágio, anel externo-planetas-sol, será necessário aquecer o anel externo, de forma de aumentar seu diâmetro. O aumento do diâmetro é calculado pela seguinte expressão [13]:

$$\Delta L_{a2} = \gamma d_s \Delta T \quad (5-28)$$

onde,  $\Delta L_{a2}$  , é, o aumento do diâmetro do anel externo ,  $\gamma$  é o coeficiente de dilatação térmica do aço, igual à  $11 \times 10^{-6}$  mm/mm°C, e  $\Delta T$  é o gradiente de temperatura, diferença entre a temperatura de aquecimento do anel externo e a temperatura ambiente.

O aquecimento do anel externo, que em nosso caso corresponde ao prato de saída, deve ser realizado após a montagem dos elementos carcaça-rolamentos-retentor e prato de saída. A presença dos rolamentos e retentor limita o aquecimento a uma temperatura máxima de 140 °C. Dessa forma, a magnitude do aquecimento do anel externo estará condicionado ao valor da interferência dimensional requerida e à temperatura limite dos rolamentos e retentor.

O valor do gradiente de temperatura será escolhido tomando em consideração a expressão seguinte:

$$140^\circ C \geq \Delta T \geq \frac{(2\delta_{2i} + 2\delta_{2o})}{\gamma d_s} \quad (5-29)$$

No nosso caso, redutor de tamanho  $d_s = 90$  mm, temos que elevar a temperatura do anel externo de saída 117 °C, valor que satisfaz a expressão (5-29).

## 5.5 PROGRAMA QUE CALCULA O SISTEMA DE PRÉ-CARGA REGULÁVEL

Foi desenvolvido um programa computacional que calcula um sistema de pré-carga regulável como o desenvolvido em nosso projeto.

São dados de entrada do programa os seguintes parâmetros: o torque de saída do redutor  $T_s$ , a geometria, do redutor, fornecida pelos diâmetros e número máximo de planetas  $d_s$ ,  $d_e$ ,  $d_1$ ,  $d_2$ ,  $n$ , e a rosca do sistema de pré-carga, definida pelo diâmetro, passo e comprimento da porca  $d_r$ ,  $p$ ,  $b$  respectivamente.

O programa fornece como resultado os seguintes parâmetros: deformações nos contatos dos elementos rolantes, interferência na cunha, tensão de cisalhamento no filete da rosca, dureza superficial necessária no filete da rosca, carga aplicada na chave e comprimento desta e deslocamento axial do eixo do redutor e angular da porca de pré-carga para atingir a pré-carga desejada. Os resultados do programa para um torque de saída de 200 N-m e um tamanho de redutor,  $d_s = 90$  mm, são apresentados na tabela 5.1.

Os valores das deformações no segundo estágio são maiores do que as do primeiro. Este resultado se explica pelo fato das deformações serem uma consequência das pré-cargas aplicadas nos elementos rolantes e  $f_1/f_2 = 0.03$ . Este é o argumento que nos levou a desenvolver um sistema de pré-carga regulável (mais leve) para o primeiro estágio e um sistema fixo (mais pesado) para o segundo.

A tensão de cisalhamento no filete é menor que a tensão admissível para o aço selecionado e a dureza superficial tipo do filete é relativamente baixa.

O valor da carga manual à ser aplicada numa chave de comprimento 300 mm é de 33.2 N e o comprimento da chave se for aplicada uma carga manual de 200 N é de 49.8 mm, são compatíveis com a realidade.

O deslocamento axial do eixo e a rotação da porca de pré-carga, são dados a ser considerados no momento de efetuar a pré-carga.

Tabela 5.1: Resultados do programa que calcula o sistema de pré-carga regulável

Grupo	Grandezas					
	Torque de saída, $T_s$ (N-m)	Diâmetro anel externo 2º estágio $d_s$ (mm)	Diâmetro planeta 2º estágio $d_2$ (mm)	Diâmetro planeta 1º estágio $d_1$ (mm)	Diâmetro sol 1º estágio $d_e$ (mm)	Número máx. planetas $n$
Dados do redutor	200	90	29.28	27.76	32.96	4
Dados da rosca (mm)	Diâmetro médio $d_r$	Passo $p$	Comprimen. da porca de pré-carga $b$			
	25	1.5	6			
Cargas nos elementos rolantes do 1º e 2º estágio (N)	Força tangencial 2º estágio $f_2$	Força normal 2º estágio $f_{2n}$	Força tangencial 1º estágio $f_1$	Força normal 1º estágio $f_{1n}$	Relação forças normais $f_1 / f_2$	
	556	9259	17	278	0.03	
Deformações nos contatos e Interferência na cunha (mm)	Def. no contato planeta-anel int-1º estag. $\delta_{1i}$	Def. no contato planeta-anel ext-1º estag. $\delta_{1o}$	Int. na cunha 1º estag. $I_d$	Def. no contato planeta-anel int-2º estag. $\delta_{2i}$	Def. no contato planeta-anel ext-2º estag. $\delta_{2o}$	
	0.0030	0.0028	0.0127	0.0305	0.0276	
Resultados varios	Tensão cisalhamento na rosca $\tau_d$ (MPa)	Dureza superficial no filete (HB)	Carga na chave ( $l_{ch}=300\text{mm}$ ) $F_{ch}$ (N)	Comprimen. da chave ( $F_{ch}=200\text{N}$ ) $l_{ch}$ (mm)	Deslocamen. do eixo na pré-carga $\Delta_a$ (mm)	Rotação da porca na pré-carga $\theta_p$ (°)
	18.80	36.51	33.2	49.8	0.15	36.65

## CAPÍTULO 6

### SISTEMA PARA MANTER O ALINHAMENTO DOS PLANETAS

#### 6.1 INTRODUÇÃO

O sistema para manter o alinhamento dos planetas é composto por dois elementos: (1) de um cubo, que contém um rolamento de agulhas e serve de apoio do planeta, e (2) de uma gaiola, estrutura cilíndrica de chapa de aço que serve para manter o alinhamento dos planetas. O elemento gaiola absorve os conjugados  $M_x$  que aparecem em cada um dos planetas. O elemento gaiola absorve os conjugados  $M_x$  que aparecem em cada um dos planetas, agindo no sentido de tirá-los da posição correta de rolamento. O conjugado  $M_x$  foi calculado na seção 4.2. Um esquema do sistema de alinhamento é apresentado na figura 6.1.

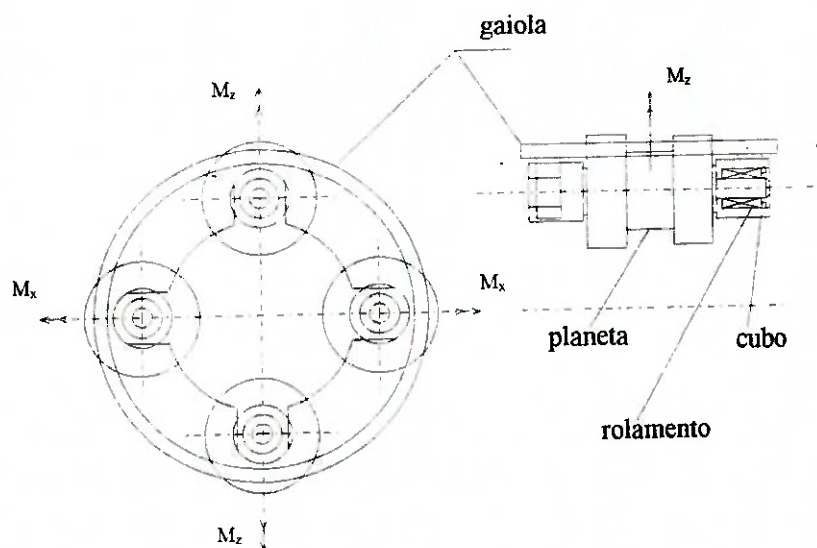


Figura 6.1: Sistema de alinhamento dos planetas.

Para assegurar que a gaiola não sofra uma deformação excessiva e por consequência não provoque um desalinhamento inapropriado dos planetas, ela foi analisada pela aplicação

do Método de Elementos Finitos. Nesta análise utilizou-se para a gaiola um modelo de elementos de casca, cujos preceitos são descritos a seguir.

## 6.2 MODELO FÍSICO PARA ANÁLISE POR ELEMENTOS FINITOS

O modelo físico da gaiola, a considera como uma chapa fina em forma cilíndrica com quatro furos rectangulares, um para cada planeta, com dimensões obtidas como consequência dos cálculos efetuados nos capítulos 3, 4 e 5 (geometria, tamanho dos planetas e sistema de pré-carga). Neste modelo físico, as cargas são aplicadas nos extremos de cada furo, no lugar que corresponde aos apoios dos planetas, conforme é apresentado na figura 6.2.

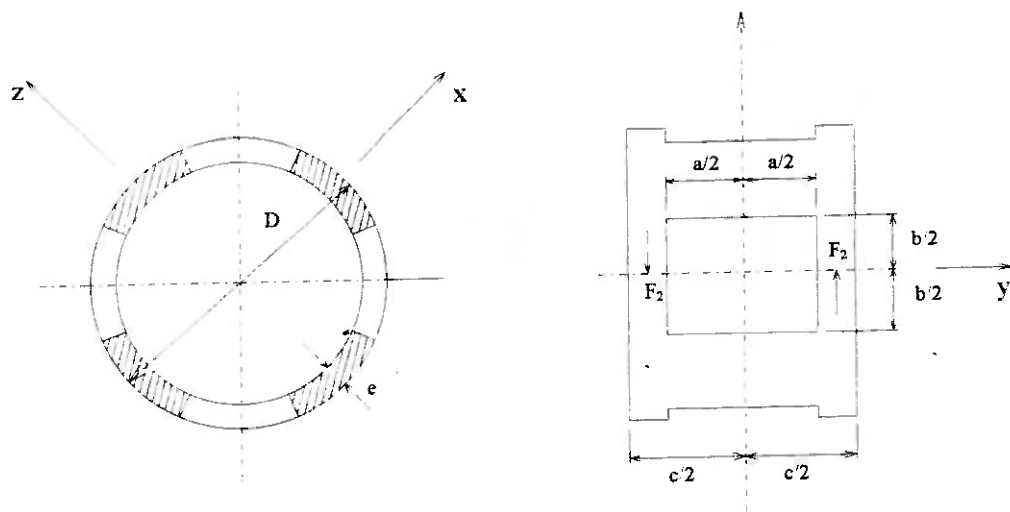


Figura 6.2: Modelo Físico da Gaiola.

Devido às características de tripla simetria geométrica, foi aplicado o método do “módulo de Hull” para o cálculo de estruturas pelo método de elementos finitos [19]. Este método consiste em dividir a estrutura em subestruturas, de tal forma que as respostas desta última correspondam àquelas da estrutura total quando submetida à cargas externas. Assim, foi tomado para a confecção do modelo de Elementos Finitos,

submetido à análise pelo programa SAP90 [20], apenas 1/8 do total da estrutura da gaiola, como apresentado na figura 6.3.

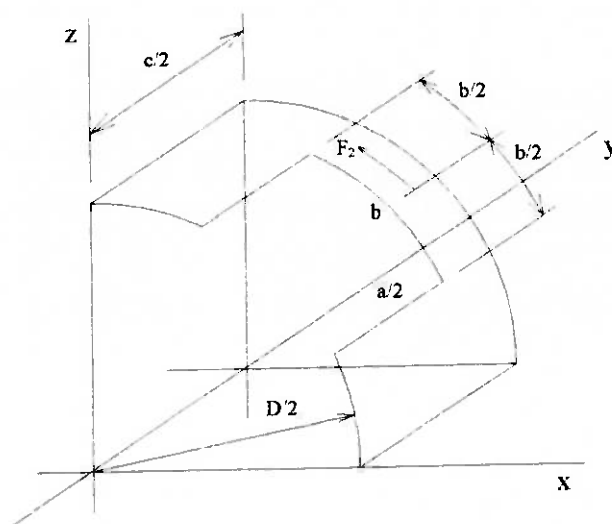


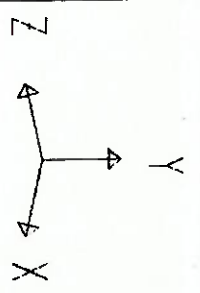
Figura 6.3: Parte da gaiola analisada pelo programa SAP90.

São vantagens, da aplicação deste método, a redução das informações a serem ministradas ao programa, 1/8 menor a se considerar a estrutura total, e uma significativa redução no tempo de processamento do programa.

Para executar o modelo que representa o elemento gaiola foi necessário: (1) definir a malha que é apresentada na figura 6.4; (2) indicar as propriedades do material do qual é constituído (aço); (3) definir a magnitude e localização da carga  $F_2$ , calculada na seção 4.2; e (4) definir as condições de contorno.

Particularmente para definir as condições de contorno em 1/8 da gaiola, foi necessário aplicar o conceito de “planos de simetria e cargas antimétricas”, definidos pelo método do módulo de Hull.

10402040910114121314151617181920212223242526272829303132333435363738394041424344454647484950
363738394041424344454647484950515253545556575859606162636465666768697071727374757677787980
81828384858687888990919293949596979899000102030405060708091011121314151617181920212223242526272829303132333435363738394041424344454647484950
515253545556575859606162636465666768697071727374757677787980
414243444546474849505152535455565758596061626364656667686970
31323334353637383940414243444546474849505152535455565758596061626364656667686970
2122232425262728293031323334353637383940414243444546474849505152535455565758596061626364656667686970
111213141516171819202122232425262728293031323334353637383940414243444546474849505152535455565758596061626364656667686970
01020304050607080910111213141516171819202122232425262728293031323334353637383940414243444546474849505152535455565758596061626364656667686970



FILE : rpct04  
 UNDEFORMED SHAPE

SAP90

Figura 6.4: Malha para o cálculo da gaiola.



Em primeiro lugar, temos que indicar que os nós, para os quais devemos definir as condições de contorno, estão contidos nos planos de simetria que cortam a gaiola nos planos zy, zx e xy. Pelo conceito retrocitado, os nós contidos nos planos de simetria têm como únicos graus de liberdade livres, dos seis possíveis por nó, os que se seguem:

- a rotação no plano de simetria, dada por suas componentes segundo os eixos coordenados; e
- a translação na direção perpendicular ao plano de simetria.

No Anexo C pode-se observar o arquivo de dados de entrada tal como oferecido ao programa SAP90.

### 6.3 ANÁLISE DAS TENSÕES E DEFORMAÇÕES

Dos resultados do programa SAP90, interessam-nos as tensões e as deformações. Pelas tensões, verificamos a capacidade da gaiola resistir às cargas  $F_2$  do conjugado  $M_x$ , calculados na seção 4.2 e que são uma consequência do torque aplicado no redutor.

A resistência do material foi analisada pela teoria da energia de cisalhamento ou teoria de von Mises-Hencky [18]. Por meio desta teoria, prevê-se a falha por escoamento sempre que:

$$\sigma_e = S_e \quad (6-1)$$

onde,  $\sigma_e$ , é a tensão de von Mises ou tensão equivalente e  $S_e$ , é o limite de escoamento do material.

A tensão equivalente é calculada, para o caso do estado duplo de tensões, pela seguinte expressão:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (6-2)$$

onde,  $\sigma_x$  e  $\sigma_y$ , são as tensões normais nas direções x e y e  $\tau_{xy}$  é a tensão de cisalhamento no plano xy.

A figura 6.5, mostra um gráfico das tensões equivalentes no elemento da gaiola analisado. Observa-se que estas tem valores máximos em torno de 190 MPa, e que esses ocorrem nos cantos dos furos e no lugar onde é aplicada a carga F2. Esses valores máximos das tensões devem ser menores se considerarmos que os furos deverão ter cantos arredondados e que a carga F2 é aplicada numa região e não pontualmente.

Os valores das tensões equivalentes mostrados no gráfico da figura 6.5, foram verificadas pelo cálculo manual dos elementos da malha com maior solicitação, nos cantos do furo, elemento 191, e no ponto de aplicação da carga, elemento 293. O valor máximo obtido foi de 145 Mpa, menor do que o fornecido pelo gráfico. Para o cálculo das tensões equivalentes fizemos uso da expressão (6-2), onde os valores  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\tau_{xy}$  foram obtidos das expressões seguintes:

$$\sigma_x = \frac{S_{11}}{t} + \frac{6M_{11}}{t^2} \quad (6-3)$$

$$\sigma_y = \frac{S_{22}}{t} + \frac{6M_{22}}{t^2} \quad (6-4)$$

$$\tau_{xy} = \frac{S_{12}}{t} + \frac{6M_{12}}{t^2} \quad (6-5)$$

onde, t é a espessura da chapa,  $S_{11}$ ,  $S_{22}$  e  $S_{12}$ , são as tensões de membrana e  $M_{11}$ ,  $M_{22}$  e  $M_{12}$  são os momentos fletores e de torção nos elementos da malha, extraídos do arquivo de saída do SAP90, rpct04.f4f, e mostrados no Anexo D para o caso dos elementos de malha 191 e 293. Assim, mesmo para este modelo conservador, é possível decidir pela utilização do aço ABNT 1045, com valor de  $S_e = 300\text{MPa}$ .

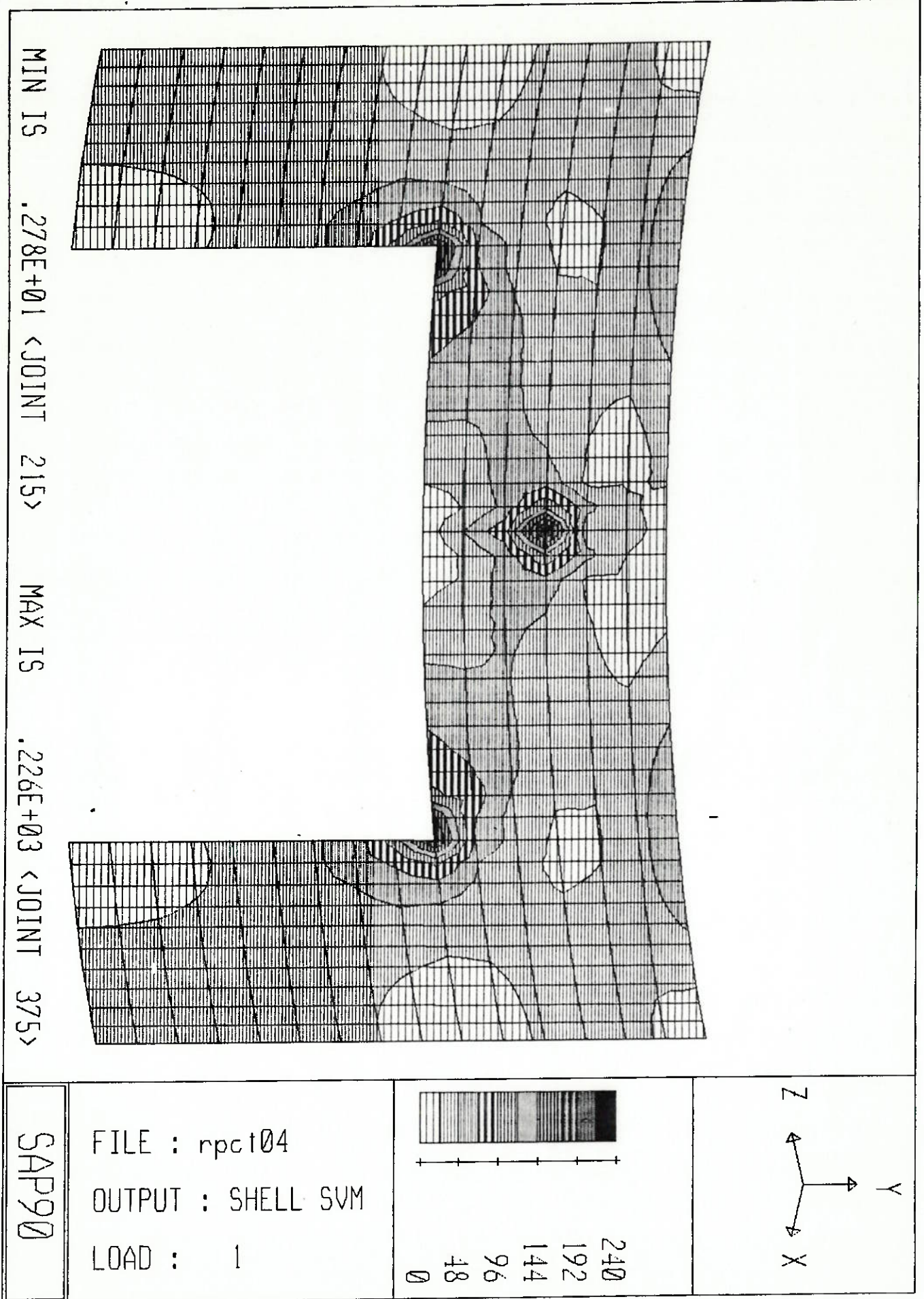


Figura 6.5: Gráfico das Tensões Equivalentes (von Mises).

O valor do deslocamento total para cada nó é calculado pela expressão seguinte:

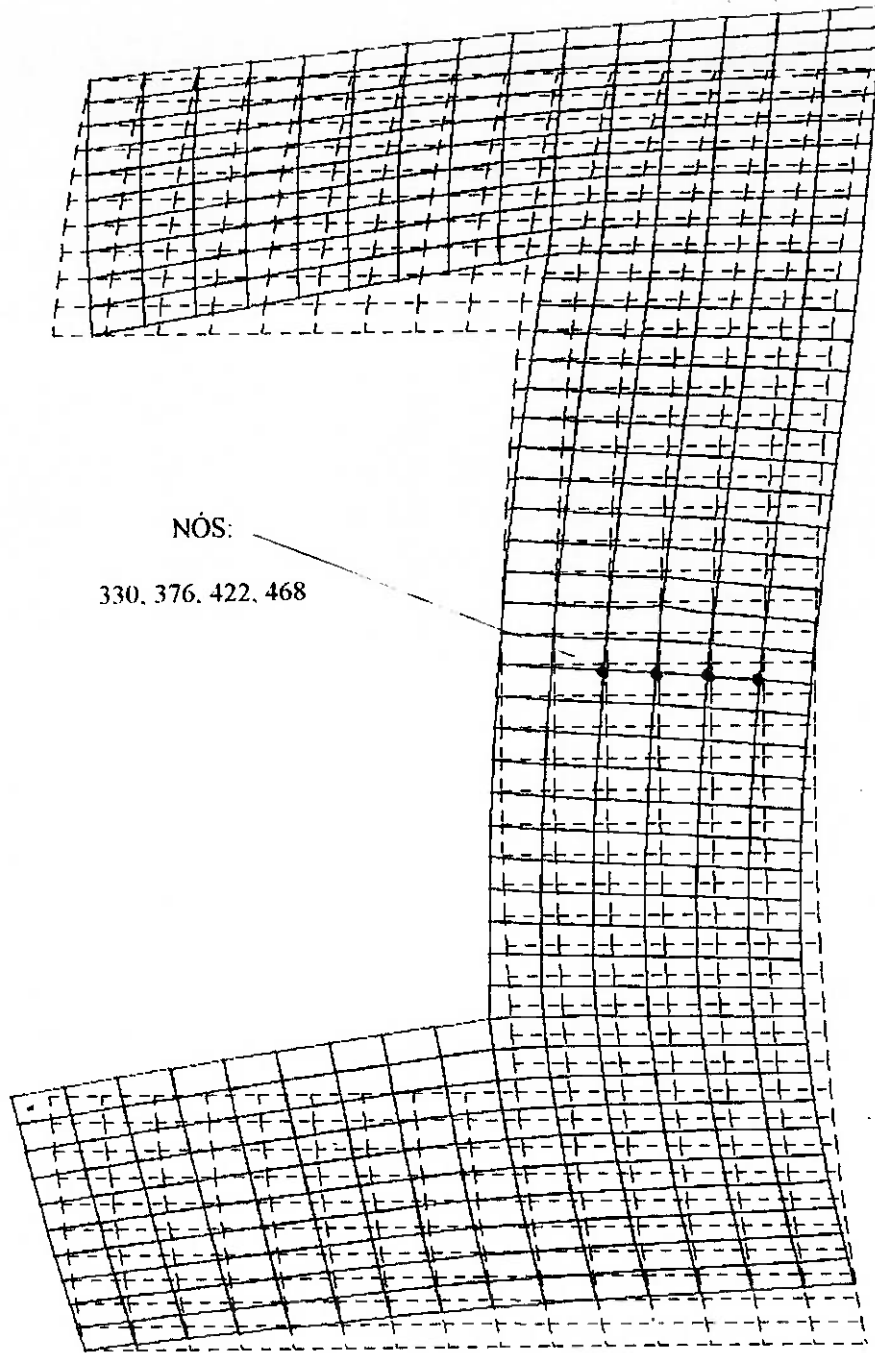
$$\Delta d_{TOTi} = \sqrt{\Delta d_{xi}^2 + \Delta d_{yi}^2 + \Delta d_{zi}^2} \quad (6-6)$$

onde,  $\Delta d_{TOTi}$  é o deslocamento total do nó  $I_n$ , e  $\Delta d_{xi}$ ,  $\Delta d_{yi}$ ,  $\Delta d_{zi}$  são os deslocamentos do nó  $I_n$  nas direções x, y, z respectivamente, extraídos do arquivo de saída do SAP90, rpct04.sol, e mostrados no Anexo E para o caso dos nós 330, 376, 422 e 468. A tabela 6.1 apresenta os deslocamentos nodais nos apoios dos planetas.

Nó	$\Delta d_{TOT}$	$\Delta d_x$	$\Delta d_y$	$\Delta d_z$
330	0.011	0.008	0.0003	0.008
376	0.011	0.008	0.0001	0.008
422	0.011	0.008	0.0001	0.007
468	0.010	0.007	0.0001	0.007

**Tabela 6.1:** Deslocamentos dos nós da gaiola nos apoios dos planetas (milímetros).

Com estes deslocamentos nos apoios dos eixos dos planetas temos um deslocamento angular de cerca de dois minutos nos eixos dos planetas. Os deslocamentos da gaiola são mostrados na figura 6.6. Estes deslocamentos são considerados aceitáveis no presente estágio de desenvolvimento de nosso projeto, lembrando ser ainda necessária a verificação experimental desses resultados e de suas conseqüências na operação e na vida das peças.



NÓS:  
330, 376, 422, 468

SAP90

FILE : npct04  
DEFORMED SHAPE  
LOAD : 1

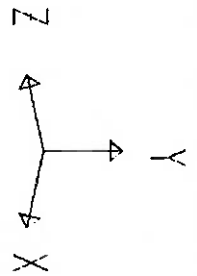


Figura 6.6: Deformação da gaiola quando aplicada a carga  $F_2$ .

## CAPÍTULO 7

### INFORMAÇÃO RELATIVA AO PROCESSO DE FABRICAÇÃO

#### 7.1 INTRODUÇÃO

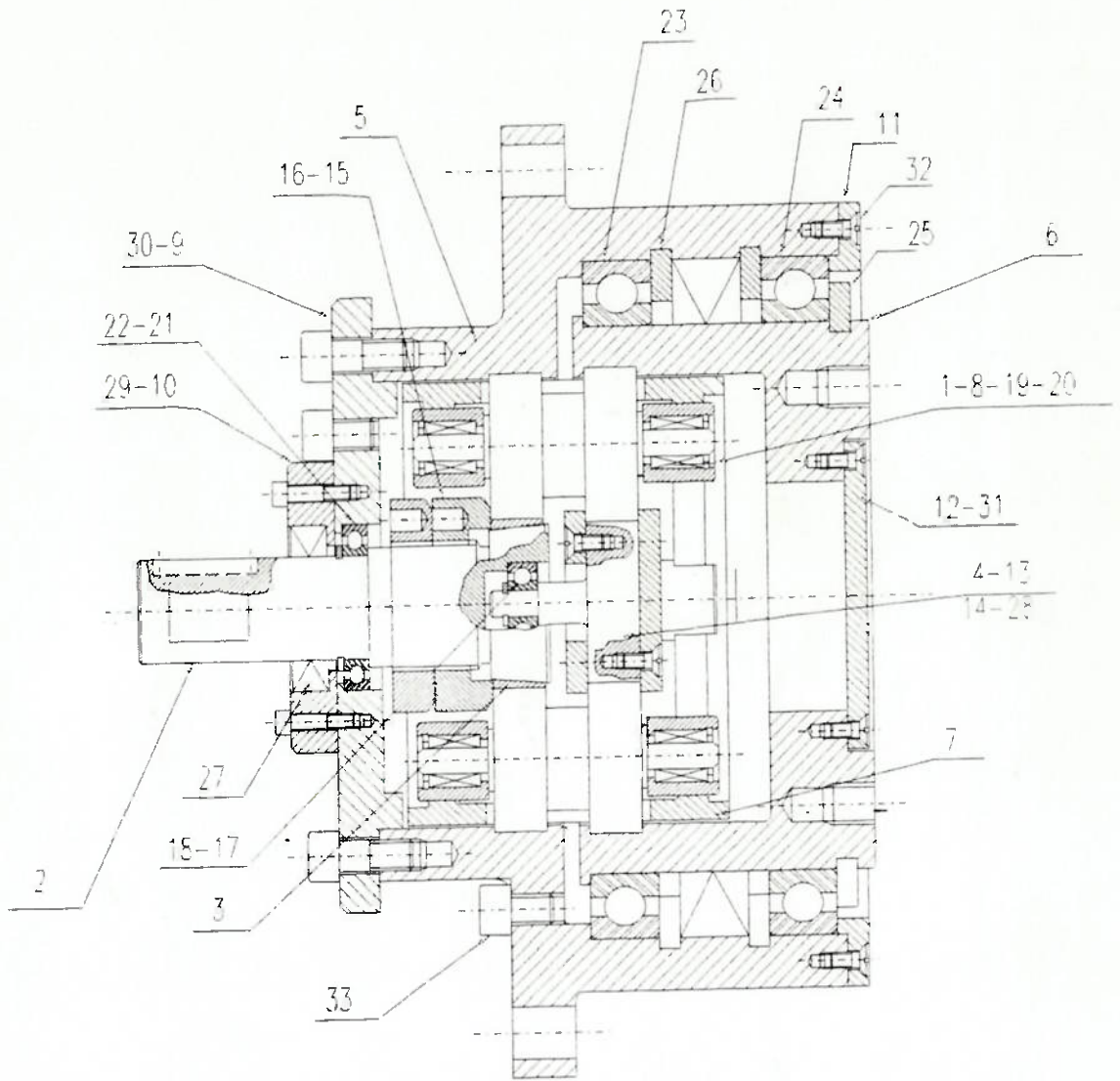
Neste capítulo é apresentada a informação necessária para fabricar o protótipo do redutor RPCT. Dessa forma, é fornecida a informação sobre materiais, formas das peças, qualidade da usinagem, tratamento térmico e seqüência de montagem.

#### 7.2 PLANO DE FABRICAÇÃO

No processo de fabricação do protótipo de redutor RPCT, é importante num primeiro momento familiarizarmos com a nova concepção de redutor proposta. São subconjuntos principais do redutor: planetas, gaiola, sistemas de pré-carga e carcaça. No estudo realizado, fornecemos o desenho de conjunto (desenho nº 001), incluído no Anexo F. Nele são apresentados os diferentes subconjuntos e uma relação de todos os elementos do redutor, que são 34.

Os elementos à serem adquiridos de fornecedores: rolamentos, anéis elásticos, retentores, parafusos, são especificados no desenho de conjunto. Os elementos a serem fabricados são apresentados nos desenhos de fabricação, incluídos também no Anexo F.

A figura 7.1 apresenta um esquema geral do redutor. Na tabela 7.1, é apresentada a lista dos desenhos elaborados para o projeto e das peças que compõem o redutor. Os desenhos incluem a informação necessária para definir o processo de fabricação da peça. Formas, dimensões, detalhes, tolerancias dimensionais e geométricas, acabamentos superficiais e materiais são fornecidos nestes desenhos, para cada uma das peças do redutor.



**Figura 7.1:** Esquema geral do redutor planetário a tração RPCT.

Tabela 7.1: Lista de peças do redutor planetário a tração RPCT.

Posição	Denominação	n° desenho
01	planeta	008
02	sol de entrada	014
03	anel interno estágio 1	015
04	sol de saída	011
05	carcaça	004
06	prato de saída	006
07	gaiola	010
08	cubo	009
09	tampa na entrada	003
10	porta retentor	002
11	tampa na saída	005
12	tampa do prato	007
13	disco do sol 2	012
14	anel do sol 2	013
15	porca pré-carga	016
16	contra-porca	017
17	rolamento de esferas vedado 626-2RS1/C5	f
18	anel elástico 501.006	f
19	rolamento de agulhas NK5/10	f
20	anel elástico 502.010	f
21	rolamento de esferas vedado 61804-2RS1	f
22	anel elástico 501.020	f
23	rolamento de esferas 61821/C2	f
24	rolamento de esferas vedado 61821-2RS1/C2	f
25	anel elástico 501.105	f
26	anel elástico 502.130	f
27	retentor tipo BAG N° SABÓ 01935	f



28	parafuso cabeça vazada M3x6 - Aço classe 5	f
29	parafuso cabeça cilíndrica com hexágono M3x13 - Aço classe 5	f
30	parafuso cabeça cilíndrica com hexágono M6x16 - Aço classe 5	f
31	parafuso cabeça vazada M3x6 - Aço classe 5	f
32	parafuso cabeça vazada M3x8 - Aço classe 5	f
33	parafuso cabeça cilíndrica com hexágono M6x8 - Aço classe 5	f
34	retentor tipo B N° SABÓ 00491	f

Nota: f, peças fornecidas.

Os planetas, a carcaça (na superfície interna), o anel interno do 1° estágio e o sol do 2° estágio, que correspondem aos elementos rolantes do redutor, são fabricados em aço para rolamentos ABNT 52100 e deveram ser submetidos a um tratamento térmico de tempera e revenimento [11]. A solicitação do tratamento térmico deve ser especificada da seguinte forma:

- material: aço ABNT 52100;
- tratamento térmico: tempera e revenimento;
- dureza: 63.5-65.5 HRC.

### 7.3 PLANO DE MONTAGEM

O redutor RPCT, por ser um redutor a tração, tem os elementos rolantes submetidos a uma interferência entre as suas superfícies. No caso do 1° estágio, a interferência será conseguida pela ação do sistema de pré-carga regulável. Já no caso do 2° estágio, a interferência dimensional será conseguida pelo processo de montagem. As peças do redutor são de precisão e trata-se de um projeto compacto.

Todas estas características fazem do processo da montagem do redutor, uma tarefa complexa e delicada. Os passos sugeridos na montagem, respondem a uma proposta discutida com professores do Departamento e pessoal vinculado na fabricação de

rolamentos e redutores mecânicos. Para uma fácil compreensão da proposta da montagem, esta é apresentada a seguir:

Tabela 7.2: Operações de montagem do redutor RPCT

Passo	Operação	Observações
01	Montagem do sub-conjunto SC/A. Peças: 34-5-6-23-26-28-24-25-11-33.	
02	Montagem de 4x sub-conjuntos SC/B. Peças: 1-8-19-20.	
03	Montagem do sub-conjunto SC/C. Peças: 4-14-17-18.	
04	Montagem do sub-conjunto SC/D. Aquecer SC/A pelo processo de indução até atingir 140 °C na superfície interior da peça 6. Montar 7 dentro do SC/A e montar os 4x SC/B dentro de 7 e SC-A. Montar SC/C entre os 4x SC/B.	No processo de aquecimento do SC/A, não se deve ultrapassar uma temp. de 120 °C na pista interior dos rolamentos 23-24.
05	Peças: 13-29-4.	
06	Peças: 3-2-SC/C.	
07	Efetuar a pré-carga regulável no 1° estágio. Peças: 2-15-16.	Ler seção 5.3.4 e aplicar valores da tabela 5.1
08	Montagem do sub-conjunto SC/E. Peças: 21-22-2.	
09	Peças: 9-31- SCA- SC/E.	
10	Montagem do sub-conjunto SC/F. Peças: 27-10.	
11	Peças: SC/F-9-2.	
12	Peças: 12-32-SC/A.	
13	Colocar o óleo lubrificante.	
14		
15		
16		

## CAPÍTULO 8

### CONCLUSÕES

#### 8.1 INTRODUÇÃO

O objetivo da pesquisa é o desenvolvimento de um redutor de velocidade de precisão e alta relação de transmissão. Para alcançar este objetivo, realizamos uma pesquisa preliminar que nos permitiu identificar os tipos de redutores com estas características já desenvolvidos e aqueles por desenvolver. Nesta pesquisa identificamos os redutores mecânicos de precisão existentes no mercado. Isto se viu como um referencial importante no desenvolvimento da pesquisa. Foi realizada uma avaliação qualitativa e finalmente decidimos pela configuração do redutor planetário composto a tração (RPCT). O redutor projetado está dentro dos parâmetros comerciais de redutores de precisão em relação à torque de saída, velocidade de entrada e peso.

Foram identificadas pesquisas sobre redutores a tração, com configurações do tipo planetário simples de um estágio e “multiroller”. Nesse sentido, o redutor planetário composto a tração desenvolvido, é único.

No desenvolvimento deste redutor utilizamos tecnologias de diferentes áreas, tais como, tecnologia de redutores planetários compostos convencionais de engrenagens por dentes, tecnologia de rolamentos a rolos pré-carregados e tecnologia de torque por tração.

O projeto do redutor se baseou nos critérios de sensibilidade da relação de transmissão, de resistência dos materiais dos elementos rolantes e de operação do redutor dentro de limites padronizados de ruído e vibração. Projetamos um sistema de alinhamento para os planetas e os respectivos sistemas de pré-carga, tanto para o 1º como para o 2º estágio. Além disso, foram desenvolvidos programas computacionais para a mecanização dos cálculos, o

que nos permitiu projetar um redutor otimizado. Os programas podem ser utilizados para projetar qualquer tamanho de redutor RPCT.

Os objetivos alcançados nesta etapa do desenvolvimento do redutor RPCT, foram a definição do problema, a decisão sobre o que pesquisar e o projeto detalhado de um redutor RPCT específico, juntamente com a informação necessária para a sua fabricação. Nas etapas seguintes deverá realizar-se um acompanhamento na etapa de fabricação e deverão desenvolver-se os testes respectivos para a comprovação das bondades do redutor.

## 8.2 RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Os trabalhos de pesquisas futuras propostos são de dois tipos. Um primeiro grupo corresponde aos testes que deverão ser realizados na parte experimental do protótipo, para verificar suas características e comportamento real. O segundo grupo de propostas correspondem aos aspectos que não foram abordados na presente pesquisa, e que podem vir a melhorar o projeto e dar sequência ao desenvolvimento tecnológico iniciado neste trabalho.

### 8.2.1 TESTES EXPERIMENTAIS

Para verificar as características do RPCT os seguintes testes experimentais são recomendados:

- a) Medida da flutuação da velocidade: na figura 8.1 parte "a" são apresentados os sinais típicos da flutuação da velocidade angular de um redutor parafuso-engrenagem e a de um redutor a tração; na parte "b" é mostrado o método

adotado pela MITSUBISHI [10] para a medida da flutuação de velocidade no seu redutor à tração. Observa-se que a flutuação de velocidade do redutor à tração é cerca de 10 vezes menor do que do redutor com engranagem, evidenciando assim as melhores qualidades de um redutor a tração.

b) Medida da folga e rigidez: na figura 8.2 parte “a” são mostradas curvas de deslocamento angular versus torque de um redutor parafuso-engrenagem e de um redutor a tração; na parte “b” é mostrado o método adotado pela MITSUBISHI [10] para a medição da folga e rigidez em um redutor a tração. A partir da curva de deslocamento versus torque, pode-se obter a rigidez do redutor, que é a inclinação da curva e pode-se, também, observar folgas (“backlash”) existentes. Observa-se que o redutor de tração não apresenta folgas, evidenciando assim, novamente, as melhores qualidades deste tipo de redutor.

c) Medida da eficiência: Loewenthal [6] propõe um método de balanço térmico no óleo do cárter do redutor para avaliar a sua eficiência. Neste teste são utilizadas como variáveis de entrada a velocidade de entrada e o torque de saída. A temperatura do óleo é mantida em um certo valor através de um sistema de resfriamento. A energia retirada do óleo é medida através da elevação de temperatura do fluido de resfriamento e esta energia é igual às perdas no redutor.

## 8.2.2 APROFUNDAMENTO DA PESQUISA

Além do desenvolvimento tecnológico efetuado nesta pesquisa é possível aprofundar um pouco mais, de forma a analisar e otimizar o redutor RPCT nos seguintes aspectos:

a) Otimização da carcaça e gaiola: a carcaça e gaiola do redutor podem ser melhoradas aplicando-se o método de elementos finitos, para definir o material e otimizar a forma e espessura; e assim, diminuir o peso do redutor e aumentar sua rigidez;

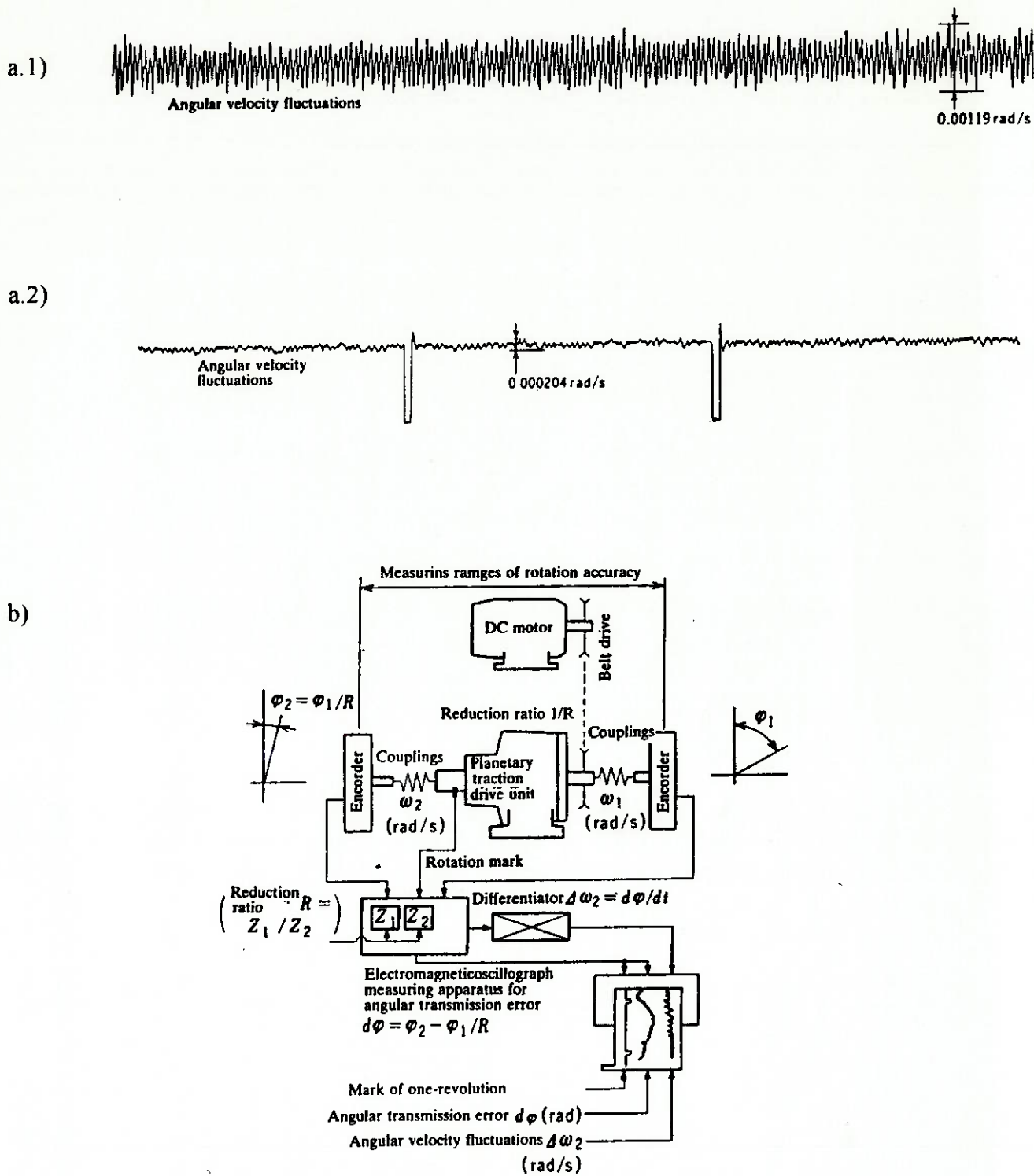
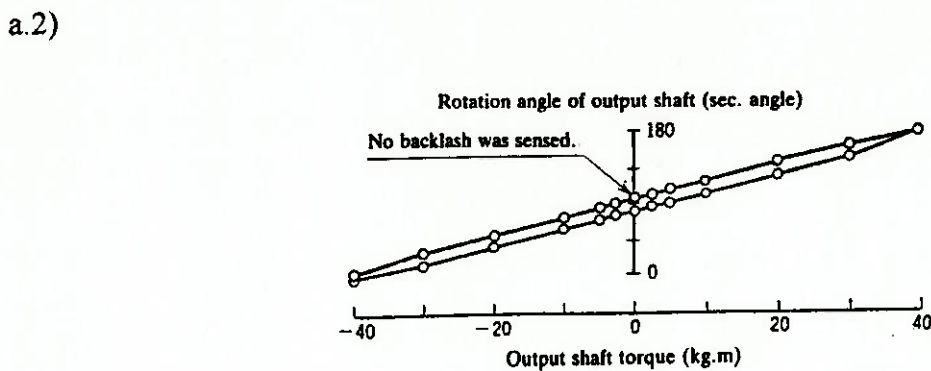
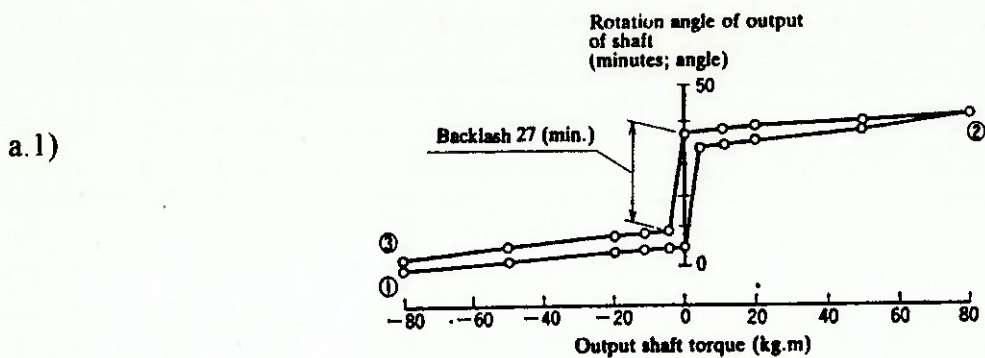


Figura 8.1: Flutuação de velocidade angular a.1) na saída de um redutor parafuso-engrenagem, a.2) na saída de um redutor a tração, b) aparato experimental para medir a flutuação de velocidade [10].



b)

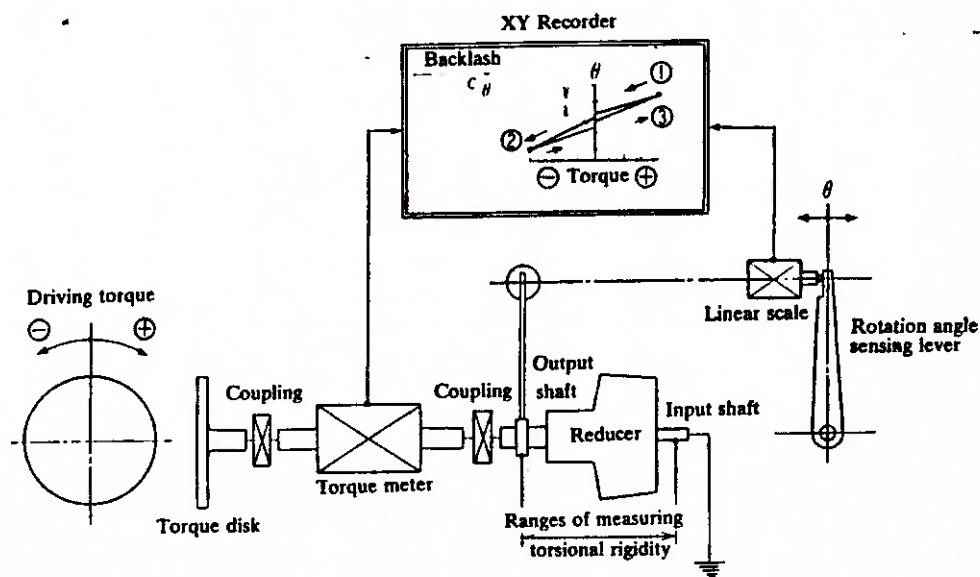


Figura 8.2: "Backlash" a.1) em um redutor parafuso-engrenagem, a.2) em um redutor a tração, b) método para medir o "backlash" [10].

b) Análise térmica: uma análise térmica do redutor seria interessante para se determinar as temperaturas de operação nos elementos, suas dilatações, cargas excedentes e possíveis mudanças nos valores das deformações nas regiões de contato dos elementos rolantes.

Outra sequência lógica deste desenvolvimento seria o teste de outras configurações de redutores. Assim, seria interessante por exemplo, desenvolver a configuração do redutor planetário composto a tração com entrada pelo braço e saída pelo anel externo, para possibilitar uma comparação de desempenho e qualidade.

### 8.3 CONCLUSÕES

Neste trabalho foram concluídas as seguintes etapas no desenvolvimento de um redutor de alta precisão e alta relação de transmissão: pesquisa preliminar, desenvolvimento teórico do RPCT, cálculo e detalhamento do redutor, pesquisa de campo e ordenamento da informação para sua fabricação. As conclusões seguintes correspondem ao estágio atual de desenvolvimento do redutor RPCT.

- 1) Existem várias configurações de redutores mecânicos que permitem alcançar características de precisão e alta relação de transmissão, entre elas redutores planetários compostos a tração nas versões de entrada pelo sol e saída pelo anel externo, e entrada pelo braço e saída pelo anel externo, e redutores cicloidais compostos.
- 2) O RPCT, seria uma das configurações que nos permite atingir as características de precisão e alta relação de transmissão. Seu projeto é simples e compacto, apresentando uma alta relação esforço/peso.



- 3) Pela configuração do RPCT, é possível aproveitar a tecnologia desenvolvida para rolamentos de rolos pré-carregados devido a sua semelhança física, seu princípio de funcionamento e materiais empregados na sua fabricação.
- 4) Neste trabalho, foi desenvolvida uma metodologia de cálculo para este tipo de redutor (RPCT). Dessa forma, foram identificados os aspectos a serem analisados, definida a sequência de cálculo e desenvolvidos programas computacionais que podem ajudar no projeto de outros redutores semelhantes.
- 5) Devido à configuração do redutor, existe a presença de um conjugado em cada planeta que tende a desalinha-lo. Por tanto, foi necessário desenvolver um elemento estrutural, a gaiola, para evitar o desalinhamento dos planetas.
- 6) No desenvolvimento da pesquisa foi identificada uma sensibilidade no valor da relação de transmissão, quando ocorrem mudanças nos valores dos diâmetros dos planetas. Este fato nos levou a procurar geometrias menos sensíveis, as quais tinham um número menor de planetas. No redutor projetado, existem apenas 4 planetas. Observa-se que quanto maior o número de planetas melhor pois, as cargas são distribuídas em um número maior de componentes, resultando, assim, em menores solicitações.
- 7) O resultado desse estudo fornece um redutor compacto, cujo diâmetro externo é cerca de 180 mm, os redutores comerciais de precisão das mesmas características apresentam diâmetros que oscilam entre 135 e 290 mm. A relação esforço/peso ( $N\text{-}m/N$ ) do nosso redutor é 1.9, enquanto que para os redutores comerciais oscilam entre 4 e 0.27.
- 8) Os sistemas de pré-carga deverão ser testados. O projeto do protótipo apresenta dois sistemas diferentes, um fixo e outro regulável. O projeto prevê mudanças nos sistemas de pré-carga sem necessidade de modificar o redutor. É necessário somente trocar o sol respectivo e incluir o novo sistema de pré-carga.

9) Teóricamente espera-se que o redutor RPCT satisfaça os seguintes aspectos que caracterizam um redutor de alta precisão:

- baixa flutuação de velocidade;
- alta rigidez e folga zero;
- baixa vibração;
- baixo ruído; e
- alta eficiência.

**ANEXO A**  
**Programa de Análise Geométrica do Redutor**

```
PROGRAM CALCULA_A_GEOMETRIA_DE_UM_RPC_(de,d1,d2,n1,n2);
```

```
USES CRT;
```

```
CONST
```

```
I=100;
```

```
AL=0.14;
```

```
GA=1.10;
```

```
RO=0.75;
```

```
M=6;
```

```
VAR
```

```
DS,DE,D1,D2,N1,N2,F1F2: ARRAY[1..M] OF REAL;
```

```
K: INTEGER;
```

```
BEGIN
```

```
CLRSCR;
```

```
WRITELN ('ESCREVA OS M VALORES DE DS[K]');
```

```
FOR K:=1 TO M DO
```

```
  READLN (DS[K]);
```

```
  FOR K:=1 TO M DO
```

```
    BEGIN
```

```
      DE[K]:=(SQR(DS[K])*GA+AL*DS[K]-SQR(DS[K]-AL*GA*DS[K])/  
        (AL+AL*GA*I+DS[K]*GA-DS[K]));
```

```
      D1[K]:=((DS[K]*(GA*I-I)-AL*GA*I)*DE[K]-(GA*I-I)*SQR(DE[K]))/  
        (2*(GA*I-I)*DE[K]-2*AL);
```

```
      D2[K]:=DS[K]-DE[K]-D1[K];
```

```
      N1[K]:=TRUNC((RO*3.14)/ARCTAN(D1[K]/SQRT(SQR(DE[K]+D1[K])-SQR(D1[K]))));
```

```
      N2[K]:=TRUNC((RO*3.14)/ARCTAN(D2[K]/SQRT(SQR(DS[K]-D2[K])-SQR(D2[K]))));
```

```
      F1F2[K]:=(N2[K]*(D2[K]-D1[K]))/(N1[K]*2*D1[K]);
```

```
    END;
```

```
  CLRSCR;
```

```
  WRITELN ('I=',I:3);
```

```
  WRITELN ('GA=',GA:1:2,' ','AL=',AL:1:2);
```

```
  WRITELN ('-----');
```

```
  WRITELN;
```

```
  WRITELN(' ds,' de,' d1,' d2,' n1,' n2,' f1/f2');
```

```
  WRITELN;
```

```
  FOR K:=1 TO M DO
```

```
    BEGIN
```

```
      WRITELN (K:2,' ,DS[K]:3:0,' ,DE[K]:6:2,' ,D1[K]:6:2,' ,
```

```
        D2[K]:6:2,' ,N1[K]:2:0,' ,N2[K]:2:0,' ,F1F2[K]:0:2);
```

```
    END;
```

```
  WRITELN;
```

```
  WRITELN ('-----');
```

```
  READLN;
```

```
  END.
```

**ANEXO B**

**Programa de Cálculo do Comprimento dos Elementos Rolantes e  
do Sistema de Pré-carga**

PROGRAM  
CALCULO\_POR\_FADIGA\_DOS\_ROLETES\_E\_SISTEMA\_DE\_PRECARGA\_HARRIS\_CE;

USES CRT;

CONST

I=100; {relacao de transmissao}  
 GA=1.10; {incremento de l para uma deformacao de d2 AL}  
 AL=0.14; {deformacao maxima de d2 (mm)}  
 MI=0.06; {coeficiente de tracao}  
 ETA=2; {fator de seguranca}  
 K=97.16E6; {fator tensao de carga de Buckingham para aco-aco.HB600 (MPa)}  
 H=15; {espessura pista exterior (mm)}  
 DELW=1.5; {(largura pista - w)/2 (mm)}  
 DELD=1; {espessura minima da pista conica (mm)}  
 CON=(9.53\*3.14/180); {conicidade eixo <> 2\*1/12 (graus)}  
 E=210E3; {modulo de elasticidade aco (MPa)}  
 MU=0.15; {coeficiente de atrito aco-aco}  
 ALF=(60\*3.14/180); {angulo filete da rosca (graus)}  
 B=464; {constante do material em mm-N}  
 A=77.9;  
 LAMB=0.61; {crowned rollers}

VAR

TS,DS,D2,D1,DE,N,F1F2,DP2,PS2,DP1,PS1,W2,W1,W2IF,W2OF,W2IS,W2OS,W1IF,W1OF,W1IS,W1OS :REAL;  
 {dados}  
 R2IF,R2OF,R2IS,R2OS,R1IF,R1OF,R1IS,R1OS,R2,R1 :REAL;  
 SRHO2I,SRHO2O,SRHO1I,SRHO1O,DRHO2I,DRHO2O,DRHO1I,DRHO1O :REAL;  
 AAST,DELAST2I,DELAST2O,DELAST1I,DELAST1O :REAL;  
 A2I,A2O,A1I,A1O,W2I,W2O,W1I,W1O :REAL;  
 F2,F2N,F1,F1N,DELI2,DELO2,DELIEX2,I2,DELI1,DELO1,DELIEX1,I1,PM2,PM1 :REAL;  
 Q2,Q1,P2,P1,TAUF2,TAUF1,SIG2,SIG1,HB2,HB1,TAUP2,TAUP1,PA2,PA1,K3002,K3001 :REAL;  
 A2002,A2001,DELA2,DELA1,TETA2,TETA1 :REAL;  
 B2,B1 :INTEGER;

BEGIN

CLRSCR;  
 WRITELN ('ESCREVA OS M VALORES DE:');  
 WRITELN;  
 WRITELN ('TS DS D2 D1 DE N F1F2 DP2 PS2 B2 DP1 PS1 B1');  
 WRITELN;  
 READLN (TS,DS,D2,D1,DE,N,F1F2,DP2,PS2,B2,DP1,PS1,B1); {lee dados}  
 CLRSCR;  
 F2:=(TS/(DS\*1E-3\*N)); {forca tangencial no rolete 2}  
 F2N:=(F2/MI); {forca normal no rolete 2}  
 F1:=F1F2\*F2; {forca tangencial no rolete 1}  
 F1N:=F1F2\*F2N; {forca normal no rolete 1}  
 R2IF:=0.5\*EXP(2.5\*LN(EXP(0.66\*LN(10))\*(F2N/77.9)\*  
 EXP(1.69\*LN((DE+D1)/D2))\*EXP(-1.39\*LN(DE+D1-D2)))));  
 R2OF:=0.5\*EXP(2.5\*LN(EXP(0.66\*LN(10))\*(F2N/77.9)\*  
 EXP(1.69\*LN((DE+D1)/D2))\*EXP(-1.39\*LN(DE+D1+D2))))); ;  
 R2IS:=1.2E-7\*SQR(F2N\*0.22)\*EXP(-3\*LN(D2/25.4))\*((DE+D1)/(DE+D1-D2));  
 R2IS:=R2IS\*25.4;  
 R2OS:=1.2E-7\*SQR(F2N\*0.22)\*EXP(-3\*LN(D2/25.4))\*((DE+D1)/(DE+D1+D2));  
 R2OS:=R2OS\*25.4;  
 IF (R2IF>R2OF) AND (R2IF>R2IS) AND (R2IF>R2OS)

```

THEN R2:=R2IF
ELSE IF (R2OF>R2IS) AND (R2OF>R2OS)
  THEN R2:=R2OF
  ELSE IF R2IS>R2OS
    THEN R2:=R2IS
    ELSE R2:=R2OS;
R2:=ROUND(R2);
R1IF:=0.5*EXP(2.5*LN(EXP(0.66*LN(10))*(F1N/77.9)*
  EXP(1.69*LN((DE+D1)/D1))*EXP(-1.39*LN(DE+D1-D1)))));
R1OF:=0.5*EXP(2.5*LN(EXP(0.66*LN(10))*(F1N/77.9)*
  EXP(1.69*LN((DE+D1)/D1))*EXP(-1.39*LN(DE+D1+D1))))); ;
R1IS:=1.2E-7*SQR(F1N*0.22)*EXP(-3*LN(D1/25.4))*((DE+D1)/(DE+D1-D1));
R1IS:=R1IS*25.4;
R1OS:=1.2E-7*SQR(F1N*0.22)*EXP(-3*LN(D1/25.4))*((DE+D1)/(DE+D1+D1));
R1OS:=R1OS*25.4;
{BEGIN
IF (R1IF>R1OF) AND (R1IF>R1IS) AND (R1IF>R1OS)
  THEN R1:=R1IF
  ELSE IF (R1OF>R1IS) AND (R1OF>R1OS)
    THEN R1:=R1OF
    ELSE IF R1IS>R1OS
      THEN R1:=R1IS
      ELSE R1:=R1OS;
END;}
{R1:=ROUND(R1);}
R1:=R2;

SRHO2I:=(25.4/D2)*(2*(DE+D1)/(DE+D1-D2)+D2/R2);
DRHO2I:=(2*(DE+D1)/(DE+D1-D2)-D2/R2)/(2*(DE+D1)/(DE+D1-D2)+D2/R2);
WRITELN ('DADO O VALOR DA FUNCAO DIFERENCA DE CURVATURA :');
WRITELN;
WRITELN (DRHO2I:0:3);
WRITELN;
WRITELN ('ESCREVA: AAST DELAST2I');
WRITELN;
READLN (AAST,DELAST2I);    {lee dados}
CLRSCR;
A2I:=25.4*0.0045*AAST*EXP(0.33*LN((F2N*0.22)/SRHO2I));
W2I:=2*A2I;

SRHO2O:=(25.4/D2)*(2*(DE+D1)/(DE+D1+D2)+D2/R2);
DRHO2O:=(2*(DE+D1)/(DE+D1+D2)-D2/R2)/(2*(DE+D1)/(DE+D1+D2)+D2/R2);
WRITELN ('DADO O VALOR DA FUNCAO DIFERENCA DE CURVATURA :');
WRITELN;
WRITELN (DRHO2O:0:3);
WRITELN;
WRITELN ('ESCREVA: AAST DELAST2O');
WRITELN;
READLN (AAST,DELAST2O);    {lee dados}
CLRSCR;
A2O:=25.4*0.0045*AAST*EXP(0.33*LN((F2N*0.22)/SRHO2O));
W2O:=2*A2O;

IF (W2I>W2O)
  THEN W2:=W2I
  ELSE W2:=W2O;
W2:=ROUND(W2);

```

```

SRHO11:=(25.4/D1)*(2*(DE+D1)/(DE+D1-D1)+D1/R1);
DRHO11:=(2*(DE+D1)/(DE+D1-D1)-D1/R1)/(2*(DE+D1)/(DE+D1-D1)+D1/R1);
WRITELN ('DADO O VALOR DA FUNCAO DIFERENCA DE CURVATURA :');
WRITELN;
WRITELN (DRHO11:0:3);
WRITELN;
WRITELN ('ESCREVA: AAST DELAST11');
WRITELN;
READLN (AAST,DELAST11);    {lee dados}
CLRSCR;
A11:=25.4*0.0045*AAST*EXP(0.33*LN((FIN*0.22)/SRHO11));
W11:=2*A11;

```

```

SRHO10:=(25.4/D1)*(2*(DE+D1)/(DE+D1+D1)+D1/R1);
DRHO10:=(2*(DE+D1)/(DE+D1+D1)-D1/R1)/(2*(DE+D1)/(DE+D1+D1)+D1/R1);
WRITELN ('DADO O VALOR DA FUNCAO DIFERENCA DE CURVATURA :');
WRITELN;
WRITELN (DRHO10:0:3);
WRITELN;
WRITELN ('ESCREVA: AAST DELAST10');
WRITELN;
READLN (AAST,DELAST10);    {lee dados}
CLRSCR;
A10:=25.4*0.0045*AAST*EXP(0.33*LN((FIN*0.22)/SRHO10));
W10:=2*A10;

```

```

{IF (W11>W10)
  THEN W1:=W11
  ELSE W1:=W10;}
{W1:=ROUND(W1);}
W1:=10;

```

```

DEL12:=25.4*1.01E-5*DELAST21*EXP(0.66*LN(F2N*0.22))*EXP(0.33*LN(SRHO21));
DELO2:=25.4*1.01E-5*DELAST20*EXP(0.66*LN(F2N*0.22))*EXP(0.33*LN(SRHO20));
{deformacoes pista rolete 2}
I2:=2*(DEL12+DELO2)*((DS-2*D2)/2)/(((DS-2*D2)/2)-DELD-W2/(2*12))*COS(CON/2);
DEL11:=25.4*1.01E-5*DELAST11*EXP(0.66*LN(F1N*0.22))*EXP(0.33*LN(SRHO11));
DELO1:=25.4*1.01E-5*DELAST10*EXP(0.66*LN(F1N*0.22))*EXP(0.33*LN(SRHO10));
{deformacoes pista rolete 1}
I1:=2*(DEL11+DELO1)*(DE/2)/(((DE/2)-DELD-W1/(2*12))*COS(CON/2));
PM2:=(I2*E/(4*SQR(DS-2*D2)))*(((DS-2*D2)-2*DELD-(2*W2)/12)*(SQR((DS-2*D2)/((DS-2*D2)-2*DELD-(2*W2)/12))-1)
  +((DS-2*D2)-2*DELD)*(SQR((DS-2*D2)/((DS-2*D2)-2*DELD))-1));    {pressao media na
cunha}
PM1:=(I1*E/(4*SQR(DE)))*(((DE)-2*DELD-(2*W1)/12)*(SQR((DE)/((DE)-2*DELD-(2*W1)/12))-1)
  +((DE)-2*DELD)*(SQR((DE)/((DE)-2*DELD))-1));
Q2:=3.14*(((DS-2*D2)-2*DELD)/2+((DS-2*D2)-2*DELD-(2*W2)/12)/2)*
  SQR(SQR(W2+2*DELW)+SQR((2*W2/12)/2))*PM2/COS(CON/2);
Q1:=3.14*(((DE)-2*DELD)/2+((DE)-2*DELD-(2*W1)/12)/2)*SQR(SQR(W1+2*DELW)    {carga
normal na cunha}
  +SQR(((DE)-2*DELD)/2-((DE)-2*DELD-(2*W1)/12)/2))*PM1/COS(CON/2);
P2:=Q2*SIN(CON/2+ARCTAN(MU))/COS(CON/2+ARCTAN(MU));    {carga cunha}
P1:=Q1*SIN(CON/2+ARCTAN(MU))/COS(CON/2+ARCTAN(MU));
{TAUF2:=2*P2*ETA/(3.14*(DP2-0.6*PS2)*B2);}    {esforço cortante no filete}
TAUF1:=2*P1*ETA/(3.14*(DP1-0.6*PS1)*B1);
{SIG2:=4*PS2*P2*ETA/(3.14*B2*(SQR(DP2)-SQR(DP2-0.6*PS2)))}; {tensão superficial}

```



```

SIG1:=4*PS1*PI*ETA/(3.14*B1*(SQR(DP1)-SQR(DP1-0.6*PS1)));
{HB2:=(SIG2+70)/2.76;} {equivalencia en Brinell}
HB1:=(SIG1+70)/2.76;
{TAUP2:=2*P2*ETA/(3.14*(DP2-2*0.6*PS2)*PS2);} {esfuerzo cortante num filete da rosca}
TAUP1:=2*P1*ETA/(3.14*(DP1-2*0.6*PS1)*PS1);
{PA2:=P2*SIN(ARCTAN(PS2/(3.14*(DP2-0.6*PS2)))+ARCTAN(MU/COS(ALF/2)))/
/COS(ARCTAN(PS2/(3.14*(DP2-0.6*PS2)))+ARCTAN(MU/COS(ALF/2)));}
PA1:=P1*SIN(ARCTAN(PS1/(3.14*(DP1-0.6*PS1)))+ARCTAN(MU/COS(ALF/2)))/
/COS(ARCTAN(PS1/(3.14*(DP1-0.6*PS1)))+ARCTAN(MU/COS(ALF/2)));
{K3002:=PA2*(DP2-0.6*PS2)/(300);} {forca aplicada (N) numa chave de 300 mm}
K3001:=PA1*(DP1-0.6*PS1)/(300);
{A2002:=PA2*(DP2-0.6*PS2)/(200);} {cumprimento (mm) da chave para uma forca de 200 N}
A2001:=PA1*(DP1-0.6*PS1)/(200);
{DELA2:=I2/SIN(CON/2);} {percorrido rosca para I (mm)}
DELA1:=I1/SIN(CON/2);
{TETA2:=DELA2*360/PS2;} {giro (graus) da chave para I}
TETA1:=DELA1*360/PS1;
{WRITELN ('I=',I:3);
WRITELN ('GA=',GA:1:2,' 'AL=',AL:1:2,' (s.Harris - Contato eliptico));
WRITELN ('-----');

WRITELN(' TS,' ds,' d2,' d1,' de,' n,' f1/f2,' torque-geometria');
WRITELN(' 'TS:4:0,' 'DS:3:0,' 'D2:6:2,' 'D1:6:2,' '
DE:6:2,' 'N:2:0,' 'F1F2:0:2);
WRITELN ('-----');

WRITELN(' f2,' f2n,' f1,' f1n,' carga nos rolos');
WRITELN;
WRITELN('F2:6:2,' 'F2N:6:2,' 'F1:4:2,' 'FIN:4:2);
WRITELN ('-----');

WRITELN(' R2if,' R2of,' R2is,' R2os,' R2,' raio rolo lado 2');
WRITELN;
WRITELN(' 'R2IF:4:2,' 'R2OF:4:2,' 'R2IS:4:2,' 'R2OS:4:2,' 'R2:4:2);
WRITELN ('-----');

WRITELN(' R1if,' R1of,' R1is,' R1os,' R1,' raio rolo lado 1');
WRITELN;
WRITELN(' 'R1IF:4:2,' 'R1OF:4:2,' 'R1IS:4:2,' 'R1OS:4:2,' 'R1:4:2);
WRITELN ('-----');

WRITELN(' w2i,' w2o,' w2,' w1i,' w1o,' w1,' comps. rolo-lados 2/1');
WRITELN;
WRITELN(' 'W2I:3:2,' 'W2O:3:2,' 'W2:3:2,' 'W1I:3:2,' 'W1O:3:2,' 'W1:3:2);
WRITELN ('-----');

WRITELN(' DELI2,' DELO2,' I2,' DELI1,' DELO1,' I1,' deformacoes-interferencia');
WRITELN;
WRITELN(' 'DELI2:0:4,' 'DELO2:0:4,' 'I2:0:4,' 'DELI1:0:4,' '
DELO1:0:4,' 'I1:0:4);
WRITELN ('-----');

WRITELN(' Q2,' P2,' Q1,' P1,' cargas-cunha');
WRITELN;
WRITELN(' 'Q2:6:2,' 'P2:6:2,' 'Q1:6:2,' 'P1:6:2);
WRITELN ('-----');

```

```
WRITELN(' dp2',' ps2' B2' dp1' ps1' B1'          rosca-p.c');
WRITELN(' 'DP2:3:0,' 'PS2:2:1,' 'B2:2,' 'DP1:3:0,
        ' 'PS1:2:1,' 'B1:2);
WRITELN('-----');
```

```
WRITELN(' tauf1' HB1' taup1'          tensoes-dureza rosca-p.c');
WRITELN;
WRITELN(' 'TAUF1:4:2,' 'HB1:4:2,' 'TAUPI:4:2);
WRITELN('-----');
```

```
WRITELN(' K3001' A2001' delal' tetal'          acionador p.c');
WRITELN;
WRITELN(' 'K3001:6:2,' 'A2001:4:2,' 'DELA1:1:2,' 'TETA1:4:2);
WRITELN('-----');
READLN;
END.
```

**ANEXO C**

**Dados de entrada do Programa SAP90,  
Aplicação: "Cálculo Estrutural da Gaiola"**

## GAIOLA DO RPCT04

### SYSTEM

L=1

### JOINT

1 X=0 Y=0 Z=0  
2 X=0 Y=2 Z=0  
3 X=0 Y=4 Z=0  
4 X=0 Y=6 Z=0  
5 X=0 Y=8 Z=0  
6 X=0 Y=10 Z=0  
7 X=0 Y=12 Z=0  
8 X=0 Y=14 Z=0  
9 X=0 Y=16 Z=0  
10 X=0 Y=18 Z=0  
11 X=0 Y=20 Z=0  
12 X=0 Y=22 Z=0  
13 X=0 Y=24 Z=0  
14 X=0 Y=26 Z=0  
15 X=0 Y=28 Z=0  
16 X=0 Y=30 Z=0  
537 X=0 Y=32 Z=0  
17 X=0 Y=0 Z=34 A=1,2,17,10,1,2  
28 X=31.9 Y=0 Z=11.6 A=1,2,28,10,1,2  
39 X=0 Y=2 Z=34 A=2,3,39,10,1,2  
50 X=31.9 Y=2 Z=11.6 A=2,3,50,10,1,2  
61 X=0 Y=4 Z=34 A=3,4,61,10,1,2  
72 X=31.9 Y=4 Z=11.6 A=3,4,72,10,1,2  
83 X=0 Y=6 Z=34 A=4,5,83,10,1,2  
94 X=31.9 Y=6 Z=11.6 A=4,5,94,10,1,2  
105 X=0 Y=8 Z=34 A=5,6,105,10,1,2  
116 X=31.9 Y=8 Z=11.6 A=5,6,116,10,1,2  
127 X=0 Y=10 Z=34 A=6,7,127,10,1,2  
138 X=31.9 Y=10 Z=11.6 A=6,7,138,10,1,2  
149 X=0 Y=12 Z=34 A=7,8,149,10,1,2  
160 X=31.9 Y=12 Z=11.6 A=7,8,160,10,1,2  
171 X=0 Y=14 Z=34 A=8,9,171,10,1,2  
182 X=31.9 Y=14 Z=11.6 A=8,9,182,10,1,2  
193 X=0 Y=16 Z=34 A=9,10,193,10,1,2  
204 X=31.9 Y=16 Z=11.6 A=9,10,204,10,1,2  
215 X=0 Y=18 Z=34 A=10,11,215,45,1,2  
261 X=0 Y=20 Z=34 A=11,12,261,45,1,2  
307 X=0 Y=22 Z=34 A=12,13,307,45,1,2  
353 X=0 Y=24 Z=34 A=13,14,353,45,1,2  
399 X=0 Y=26 Z=34 A=14,15,399,45,1,2  
445 X=0 Y=28 Z=34 A=15,16,445,45,1,2  
491 X=0 Y=30 Z=34 A=16,537,491,45,1,2

**RESTRAINTS**

17 R=1,1,1,1,0  
39 215 22 R=0,1,1,1,0,0  
261 491 46 R=0,1,1,1,0,0  
18 37 1 R=1,0,1,0,1,0  
38 R=1,1,1,0,1,1  
60 214 22 R=1,1,0,0,0,1  
260 536 46 R=1,1,0,0,0,1  
1 16 1 R=1,1,1,1,1,1  
537 R=1,1,1,1,1,1

**SHELL**

NM=1  
1 E=210E3 U=0.3  
1 JQ=17,18,39,40 ETYPE=0 M=1 TH=4.0,4.0 LP=0 G=10,9  
91 JQ=28,29,50,51 G=10,8  
171 JQ=204,205,250,251 G=10,1  
181 JQ=215,216,261,262 G=45,6

**LOADS**

375 L=1 F=-442,0,442

**ANEXO D**  
**Tensões Máximas nos Elementos da Malha da Gaiola-**  
**Arquivo de saída RPCT04.f4f do progrma SAP90**

ELEMENT ID 191 -----

LOAD COND 1 -----

JOINT	S11	S22	S12	Fmax	Fmin	ANGLE
225	-4.4761E+02	-2.3556E+02	-1.4239E+02	-1.6406E+02	-5.1912E+02	-63.34
226	-4.0354E+02	-8.8633E+01	-1.1941E+02	-4.8476E+01	-4.4369E+02	-71.41
271	-1.1812E+02	-1.3671E+02	-3.8439E+01	-8.7871E+01	-1.6697E+02	-38.20
272	-7.4042E+01	1.0215E+01	-1.5452E+01	1.2960E+01	-7.6786E+01	-79.93

JOINT	M11	M22	M12	Mmax	Mmin	ANGLE
225	-4.5186E+01	-6.1279E+01	-4.3440E+01	-9.0543E+00	-9.7411E+01	-39.75
226	-5.8140E+01	8.0872E+00	-4.0931E+01	2.7622E+01	-7.7675E+01	-64.49
271	-3.6376E+01	-2.3964E+01	-2.0725E+01	-8.5356E+00	-5.1805E+01	-53.34
272	-4.5123E+01	-2.9754E+01	-1.8216E+01	-1.7667E+01	-5.7209E+01	-56.44

ELEMENT ID 293 -----

LOAD COND 1 -----

JOINT	S11	S22	S12	Fmax	Fmin	ANGLE
329	-3.5973E+01	-1.0288E+01	-1.0726E+02	8.4893E+01	-1.3115E+02	-48.41
330	-4.6195E+01	-4.4360E+01	2.7165E+01	-1.8097E+01	-7.2458E+01	45.97
375	2.8837E+02	8.7016E+01	-2.0455E+02	4.1568E+02	-4.0293E+01	-31.90
376	2.7815E+02	5.2943E+01	-7.0130E+01	2.9820E+02	3.2890E+01	-15.96

JOINT	M11	M22	M12	Mmax	Mmin	ANGLE
329	-1.2277E+01	-3.3934E+01	1.8918E+01	-1.3071E+00	-4.4903E+01	30.11
330	8.2444E+00	8.6016E+00	1.7984E+01	2.6408E+01	-9.5618E+00	45.28
375	-3.4126E+00	1.8647E+01	2.3949E+01	3.3984E+01	-1.8750E+01	57.36
376	4.4275E+00	1.4388E-01	2.3015E+01	2.5400E+01	-2.0829E+01	42.34

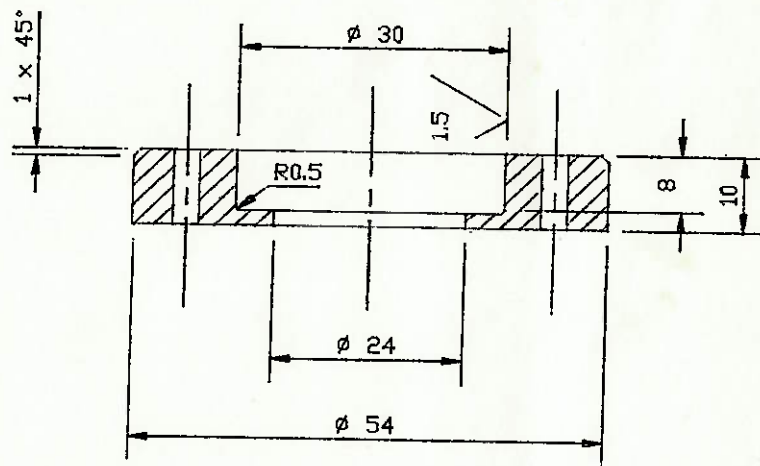
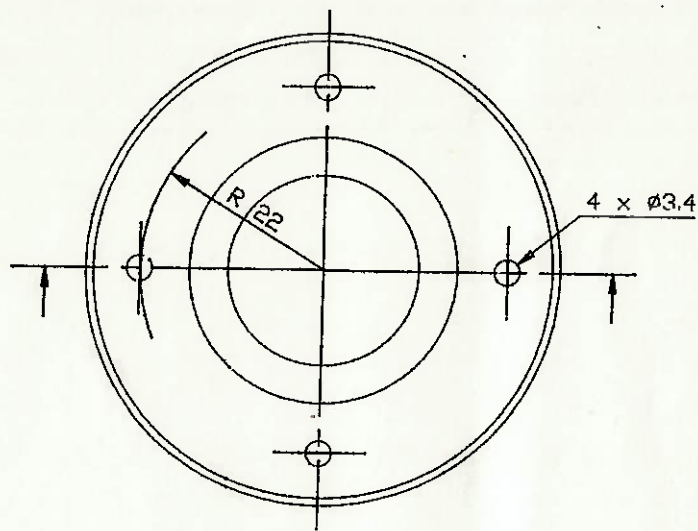
**ANEXO E**

**Deslocamento dos Nós da Malha da Gaiola-  
Arquivo de saída RPCT04.sol do programa SAP90**



328	-.008326	.000596	.008086	-.000152	-.000006	-.000086
329	-.008297	.000283	.008060	-.000424	.000004	-.000405
330	-.008333	-.000032	.008090	-.000118	.000002	-.000124
331	-.008300	-.000427	.008058	-.000065	-.000009	-.000119
332	-.008240	-.000812	.008021	-.000042	-.000027	-.000140
333	-.008157	-.001184	.007994	-.000020	-.000053	-.000161
334	-.008047	-.001537	.007982	.000001	-.000085	-.000178
374	-.008223	.000671	.007837	-.000136	-.000060	-.000059
375	-.008449	.000284	.008139	-.000115	-.000054	-.000082
376	-.008144	-.000105	.007921	-.000093	-.000052	-.000105
377	-.007991	-.000492	.007851	-.000070	-.000059	-.000126
378	-.007870	-.000871	.007831	-.000047	-.000074	-.000146
379	-.007746	-.001238	.007838	-.000024	-.000096	-.000163
418	-.007961	.001462	.007066	-.000192	-.000132	-.000037
419	-.007897	.001108	.007201	-.000178	-.000114	-.000060
420	-.007835	.000741	.007314	-.000136	-.000099	-.000050
421	-.007720	.000284	.007361	.000177	-.000091	.000223
422	-.007676	-.000176	.007470	-.000086	-.000093	-.000103
423	-.007569	-.000553	.007524	-.000095	-.000102	-.000149
424	-.007445	-.000923	.007577	-.000072	-.000116	-.000166
465	-.007591	.001105	.006696	-.000150	-.000151	-.000036
466	-.007463	.000702	.006813	-.000077	-.000140	.000004
467	-.007318	.000282	.006899	.000009	-.000135	.000047
468	-.007229	-.000143	.007036	-.000032	-.000135	-.000044
469	-.007113	-.000555	.007152	-.000071	-.000142	-.000121
470	-.006984	-.000935	.007270	-.000080	-.000154	-.000165
471	-.006841	-.001292	.007399	-.000072	-.000171	-.000188
472	-.006683	-.001626	.007545	-.000055	-.000191	-.000202

**ANEXO F**  
**Desenhos de Conjunto e de Fabricação**

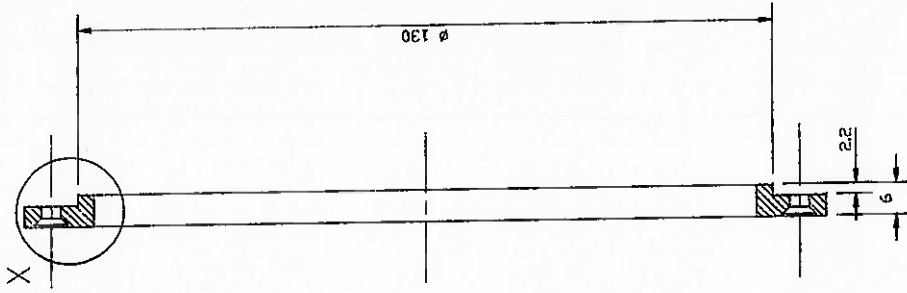
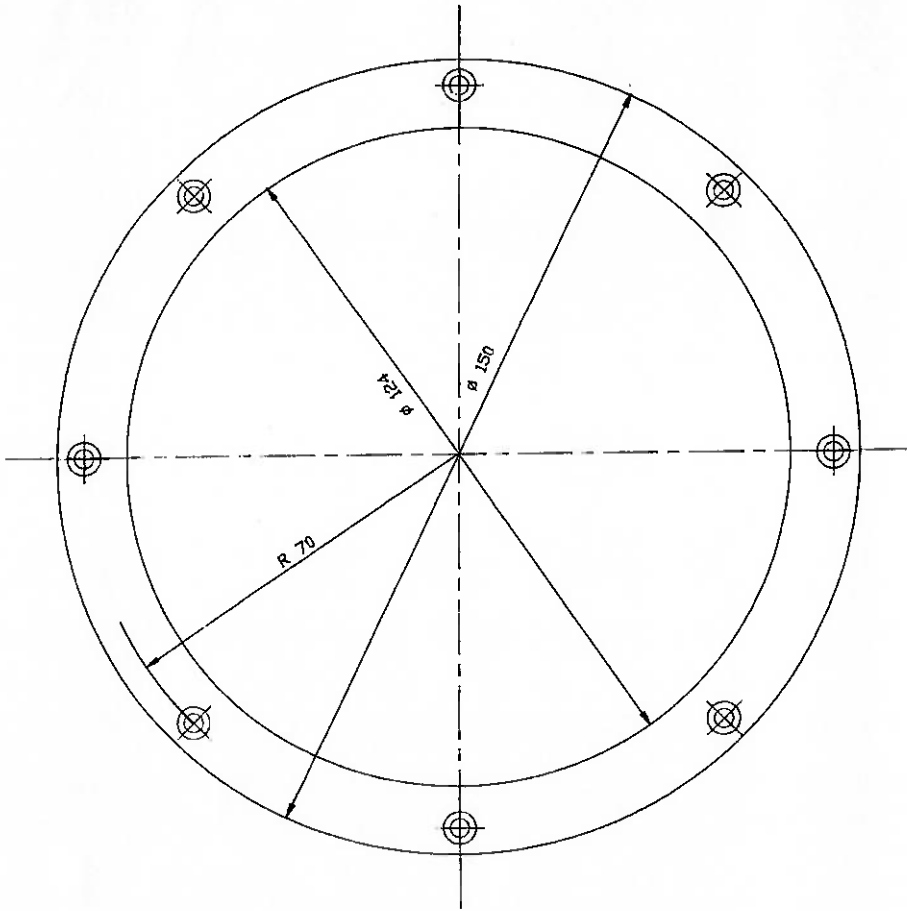


Tolerancia geral ISO 2768fH

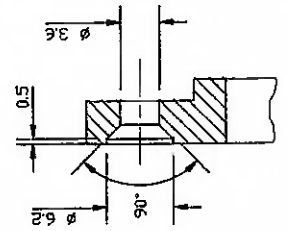
01	Porta-retentor	10	ABNT 1020			
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes		
<b>PORTA-RETENTOR</b> Redutor Planetario			tampe.dwg	Escala:	Data	Assinatura
				1:1	Des. 01/03/96	CF
					Rev.	DLR
				⊙	Cor.	CT
			No.: 002	Folha : 2 F. Total: 17		





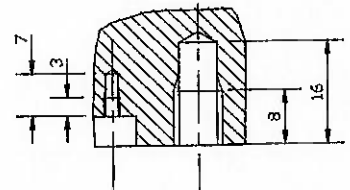
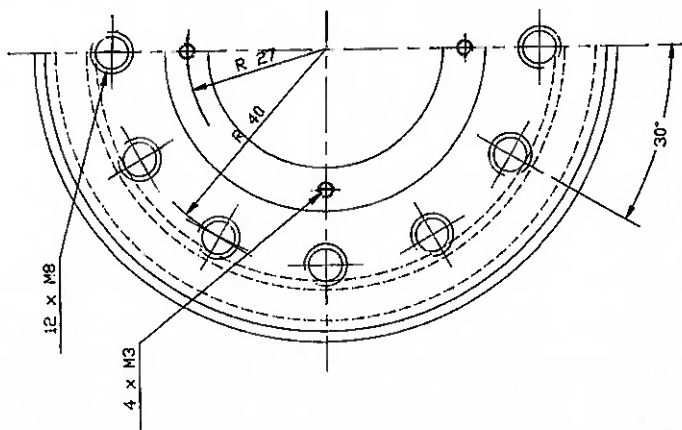
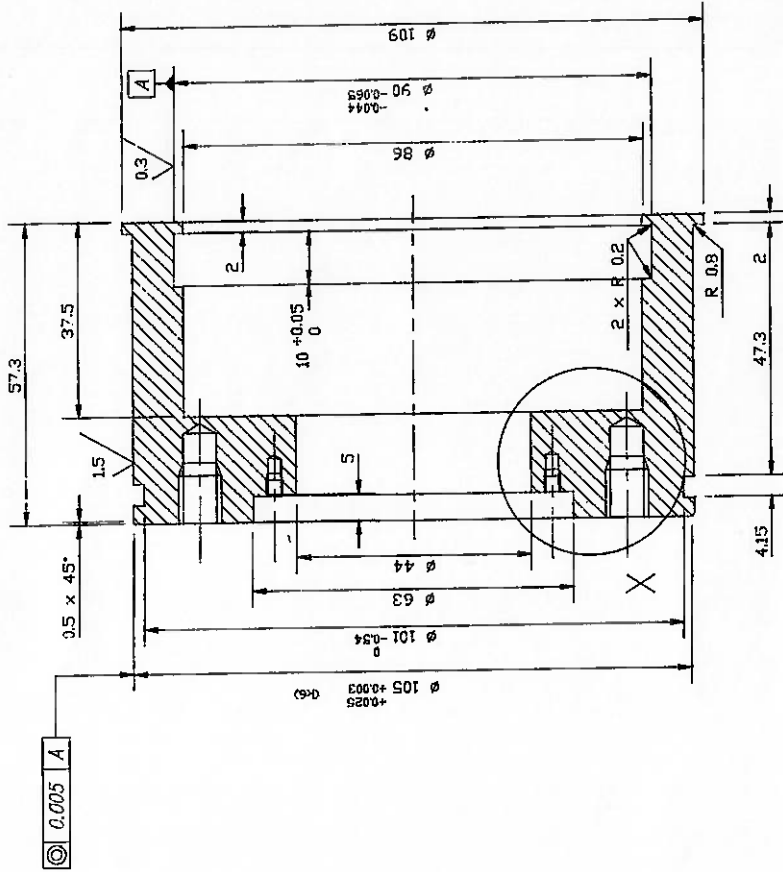


Detalhe X  
Escala 2:1



Tolerancia geral ISO 2768fH

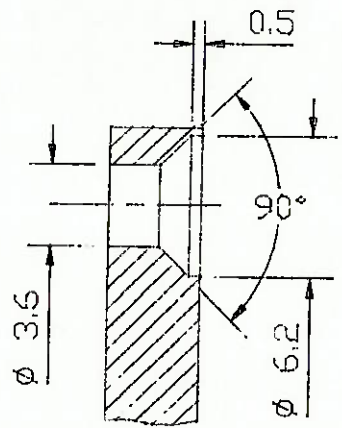
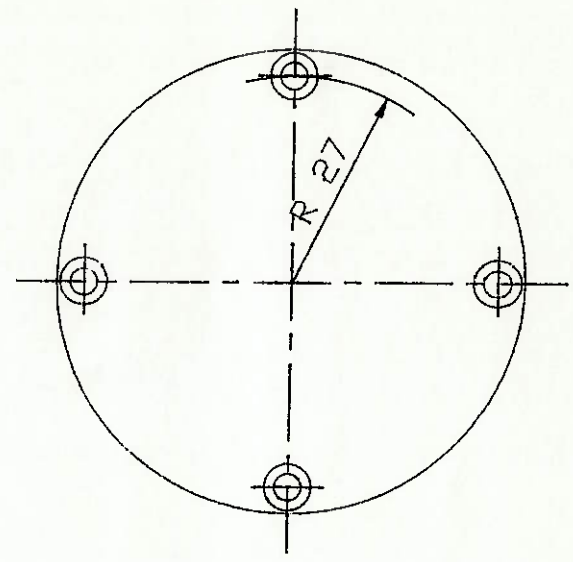
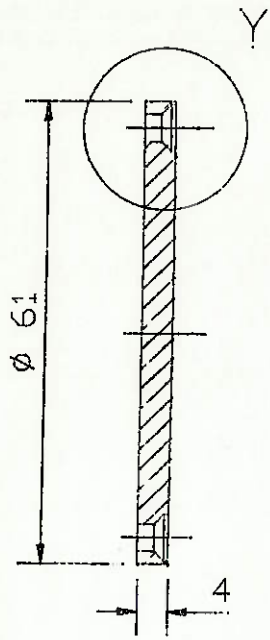
01	tampa da caixa na saida	11	ABNT 1020	Observacoes
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Data Assinatura
	<b>TAMPA NA SAIDA</b>			Des. 15/04/96 CF
	<b>Redutor Planetario</b>			Rev. DLR
				Cor. CT
				Escala: 1:1
				Des. 15/04/96 CF
				Rev. DLR
				Cor. CT
				No. 005
				Folha 5
				F. Total: 17



Detalhe: X  
Escala: 1:1

Tolerancia geral ISO 2768fH

01	prato de saída	6	ABNT 52100			
Quant.	Denominacao	Pos.	MATERIAL/CODIGO	Observacoes		
	<b>PRATO DE SAIDA</b> Redutor Planetario		prato.dwg	Escala:	Data	Assinatura
				Des.	05/03/96	CF
				Rev.		DLR
				Cor.		CT
			No. 006	Folha : 6	F. Total: 17	

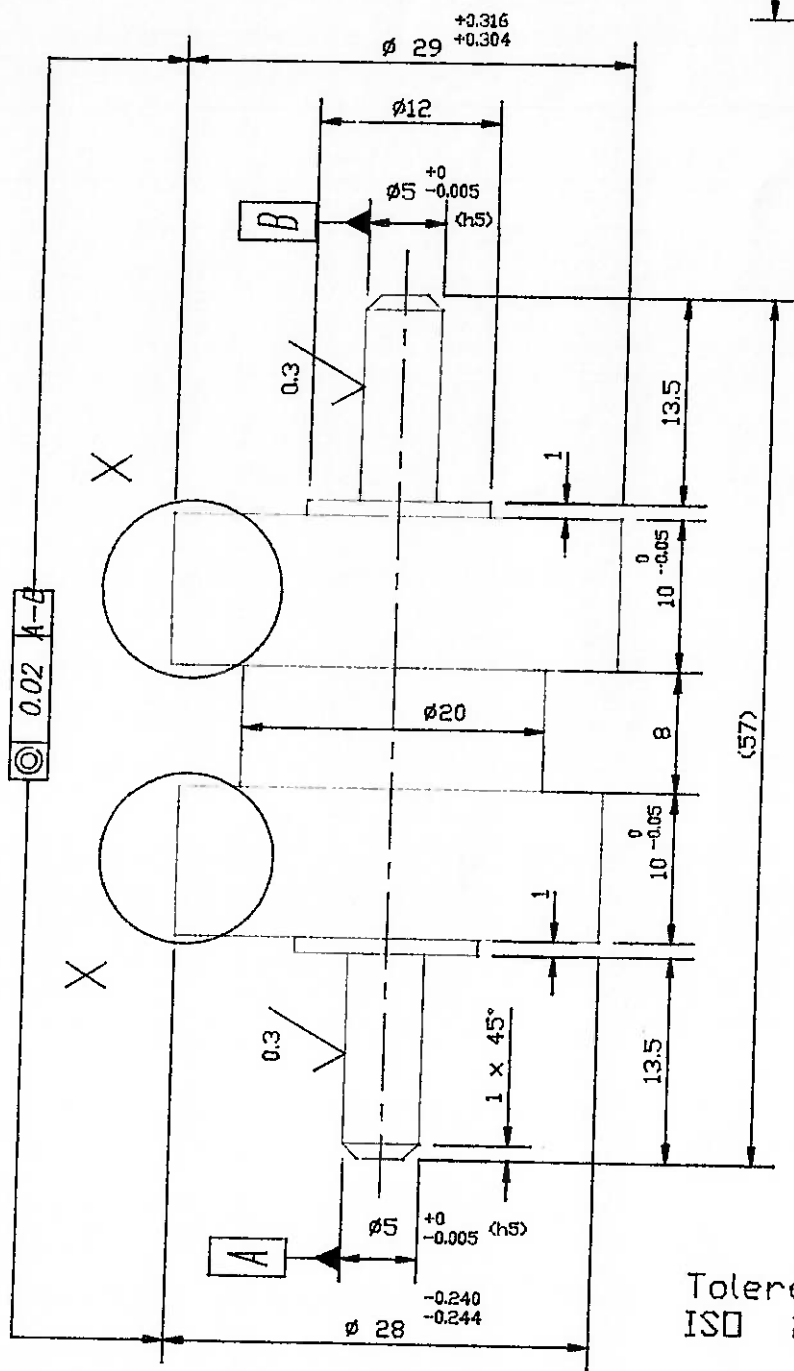


Detalhe Y  
Escala 3:1

Tolerancia geral ISO 2768fH

01	tampa do prato de saida	12	ABNT 1020			
Quant	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes		
<b>TAMPA DO PRATO</b> <i>Redutor Planetario</i>			<i>sci21</i>	Escala:	Data	Assinatura
				1:1	Des. 10/03/96	CF
				☉	Rev.	DLR
				☑	Cor.	CT
			Nc: 007	Folha : 7 F. Total: 17		

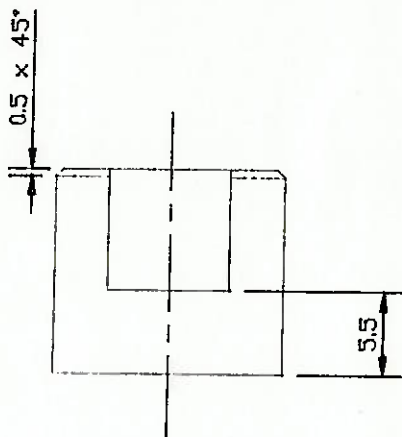
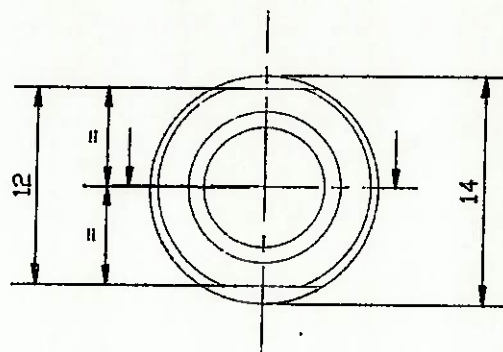
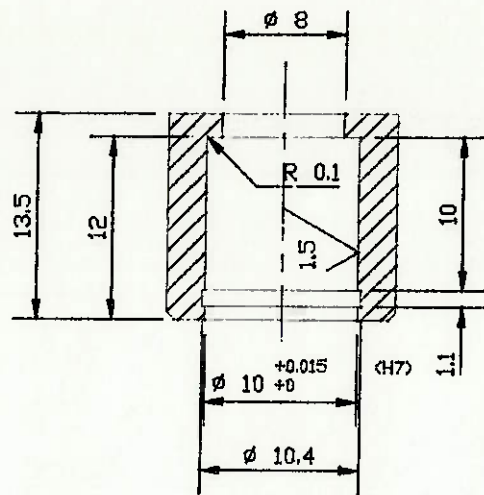




Detalhe: X  
Escala 2:1

Tolerancia geral  
ISO 2768 FH

04	rolo	1	ABNT 52100		
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes	
	PLANETA Redutor Planetario	ROLO.DWG	Escala:	Data	
			2:1	Des. 06/03/96	Assinatura CF
				Rev.	DLR
				Cor.	CT
			No. 008	Folha 8 F. Total: 17	

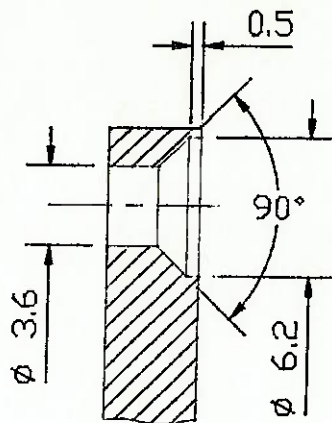
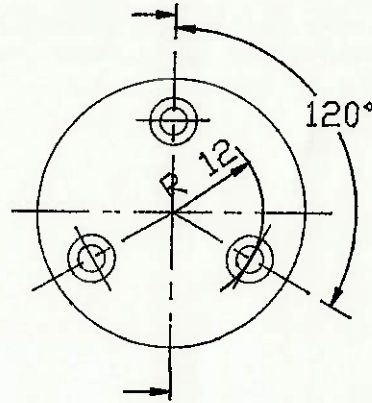
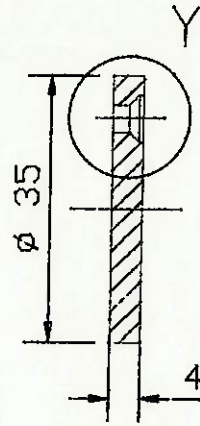


Tolerancia geral ISO 2768fH

08	cubo	8	ABNT 1045		
Quant	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes	
	<b>CUBO</b> Redutor Planetario	ROL01.DWG	Escola:	Data	Assinatura
			2:1	Des. 06/03/96	CF
			⊙ □	Rev.	DLR
				Cor.	CT
			No: 009	Folha : 9 F. Total: 17	



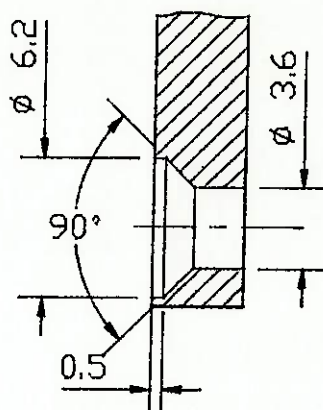
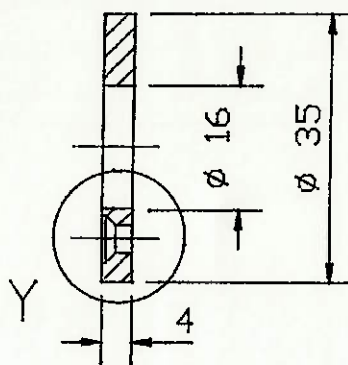
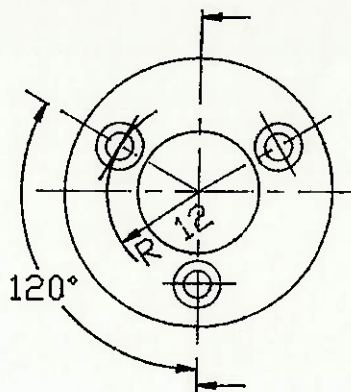




Detalhe: Y  
Escala 3:1

Tolerancia geral ISO 2768fH

01	disco do sol-2	13	ABNT 1060																	
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes																
DISCO DO SOL 2 Redutor Planetario			sol22	<table border="1"> <tr> <td>Escala:</td> <td></td> <td>Data</td> <td>Assinatura</td> </tr> <tr> <td>1:1</td> <td></td> <td>Des. 10/03/96</td> <td>CF</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Rev.</td> <td>DLR</td> </tr> <tr> <td></td> <td></td> <td>Cor.</td> <td>CT</td> </tr> </table>	Escala:		Data	Assinatura	1:1		Des. 10/03/96	CF			Rev.	DLR			Cor.	CT
				Escala:		Data	Assinatura													
				1:1		Des. 10/03/96	CF													
						Rev.	DLR													
		Cor.	CT																	
			No.: 012	Folha : 12 F. Total: 17																

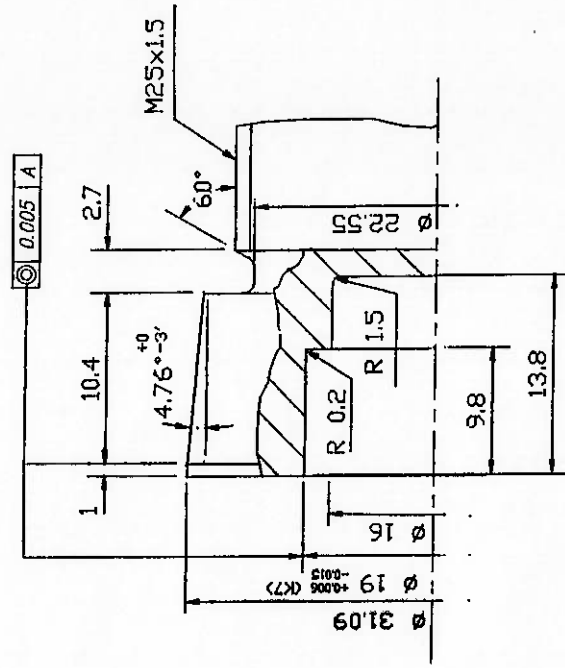
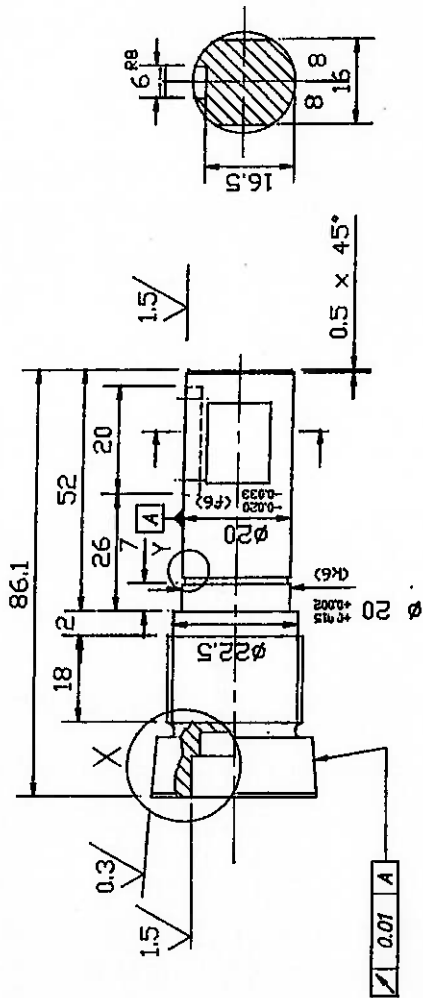


Detalhe: Y  
Escala 3:1

Tolerancia geral ISO 2768fH

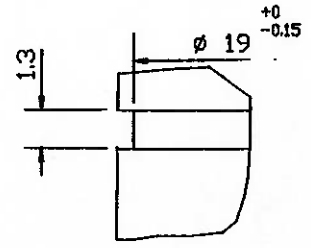
01	anel do sol-2	14	ABNT 1060				
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes			
<b>ANEL DO SOL 2</b> Redutor Planetario			sol23	Escala:	Data	Assinatura	
				1:1	Des.	10/03/96	CF
				1:1	Rev.		DLR
				1:1	Cor.		CT
			No.: 013		Folha : 13		
					F. Total: 17		

Detalhe: X  
Escala: 3:1

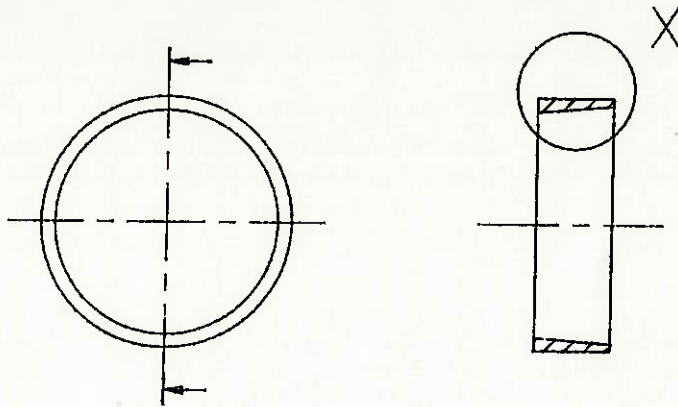


Tolerancia geral ISO 2768fH

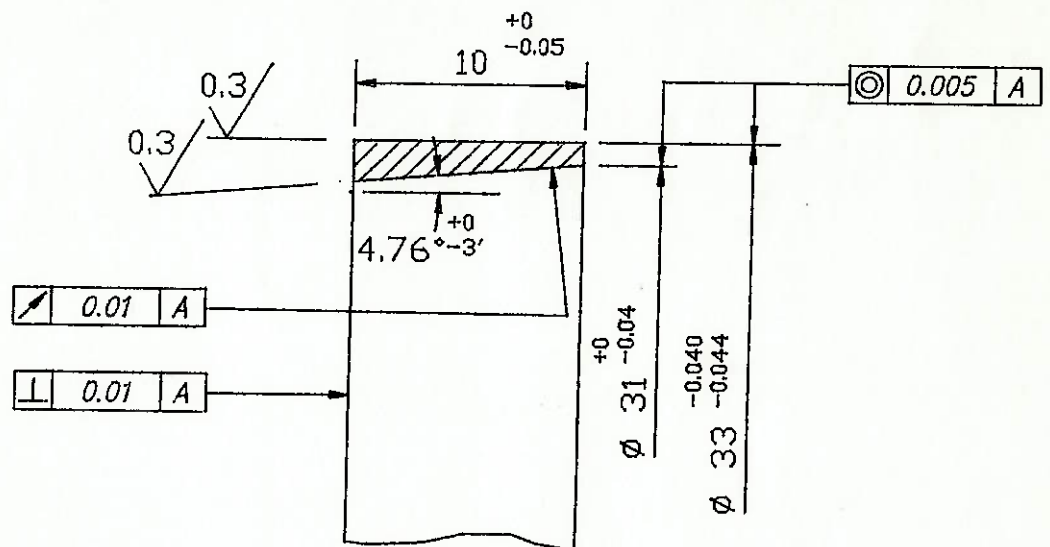
Detalhe: Y  
Escala: 5:1



01	eixo conico	2	ABNT 1060						
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes					
	<b>SOL DE ENTRADA</b>			Escala	Des.	Rev.	Data	Assinatura	
	<b>Redutor Planetario</b>			1:1			13/03/96	CF	
				Cor.				DR	
									CT
				No.: 014	Falha: 14		F. Total: 17		



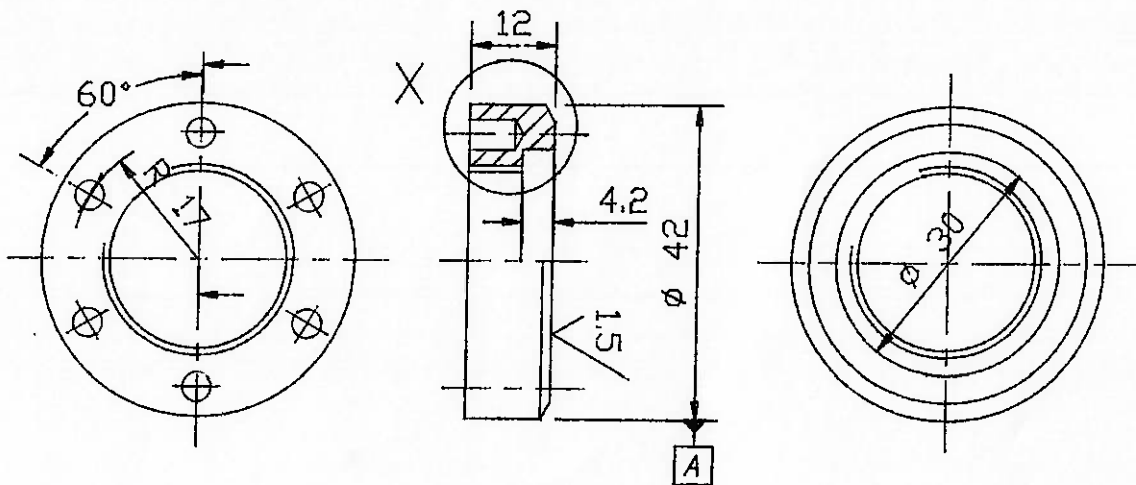
Detalhe: X  
Escala 3:1



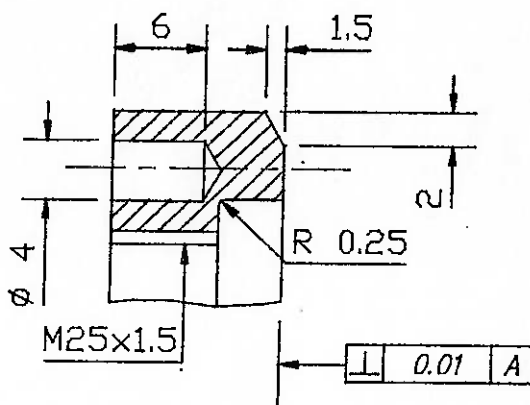
Tolerancia geral ISO 2768fH

Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes												
01	anel int. est.1	3	ABNT 52100													
<p><b>ANEL INTERNO E.1</b> Redutor Planetario</p>			<p>sal11</p>	<table border="1"> <tr> <td>Escala:</td> <td>Data</td> <td>Assinatura</td> </tr> <tr> <td>1:1</td> <td>Des. 10/04/96</td> <td>CF</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Rev.</td> <td>DLR</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Cor.</td> <td>CT</td> </tr> </table>	Escala:	Data	Assinatura	1:1	Des. 10/04/96	CF		Rev.	DLR		Cor.	CT
				Escala:	Data	Assinatura										
				1:1	Des. 10/04/96	CF										
					Rev.	DLR										
	Cor.	CT														
<p>Nº 015</p>		<p>Folha : 15 F. Total: 17</p>														



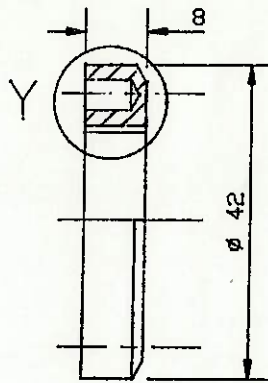
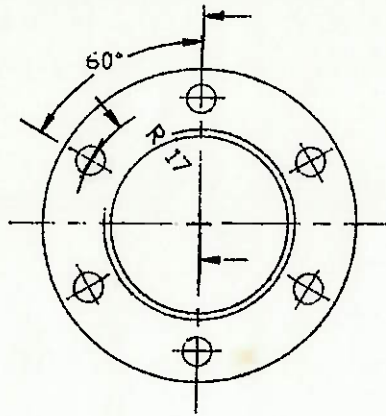


Detalhe: X  
Escala 2:1

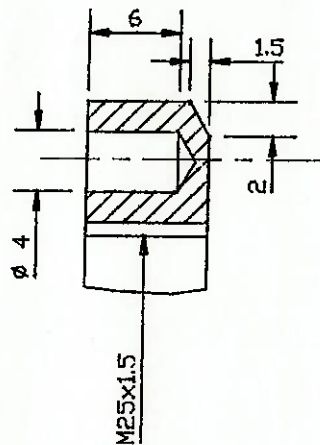


Tolerancia geral ISO 2768fH

Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes														
01	porca pre-carga	15	ABNT 1060															
<b>PORCA DE PRE-CARGA</b> <i>Redutor Planetario</i>			PORPRE01.DWG	<table border="1"> <tr> <td>Escala:</td> <td>Data</td> <td>Assinatura</td> </tr> <tr> <td>1:1</td> <td>Des. 13/03/96</td> <td>CF</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Rev.</td> <td>DLR</td> </tr> <tr> <td> <table border="1"> <tr> <td>Cor.</td> <td>CT</td> </tr> </table> </td> <td></td> <td></td> </tr> </table>	Escala:	Data	Assinatura	1:1	Des. 13/03/96	CF		Rev.	DLR	<table border="1"> <tr> <td>Cor.</td> <td>CT</td> </tr> </table>	Cor.	CT		
				Escala:	Data	Assinatura												
				1:1	Des. 13/03/96	CF												
					Rev.	DLR												
<table border="1"> <tr> <td>Cor.</td> <td>CT</td> </tr> </table>	Cor.	CT																
Cor.	CT																	
No: 016	Folha : 16	F. Total: 17																



Detalhe: Y  
Escala 2:1



Tolerancia geral ISO 2768fH

01	contra-porca	16	ABNT 1045													
Quant.	Denominacao	Pos.	Material/Codigo	Observacoes												
<b>CONTRA-PORCA</b> Redutor Planetario			PORPRE02.DWG	<table border="1"> <tr> <td>Escala:</td> <td>Data</td> <td>Assinatura</td> </tr> <tr> <td>1:1</td> <td>Des. 13/03/96</td> <td>CF</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Rev.</td> <td>DLR</td> </tr> <tr> <td></td> <td>Cor.</td> <td>CT</td> </tr> </table>	Escala:	Data	Assinatura	1:1	Des. 13/03/96	CF		Rev.	DLR		Cor.	CT
				Escala:	Data	Assinatura										
				1:1	Des. 13/03/96	CF										
					Rev.	DLR										
	Cor.	CT														

No.: 017

Folha : 17  
F. Total: 17

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BARRIGA, B. *Proyectos Mecánicos, Notas de Aula, Facultad de Ingeniería, Pontificia Universidad Católica, Lima-Perú, 1991.*
- [2] MITSUBISHI, CATÁLOGO *Mitsubishi Planetary Traction Drive Unit, HE 80 - HE80449J1-A-O, Tokio-Japão.*
- [3] SUMITOMO, CATÁLOGO *SM - SERVO - MATCH, Precision Torque Multiplying Component, 0.3.010.51.002*
- [4] DOJEN, CATÁLOGO *Designer's Guide (1989), Massachusetts, USA.*
- [5] RIVIN, E. *Mechanical Design of Robotics, Mc. Graw Hill Book Corporation, N.Y., 1987*
- [6] LOEWENTAL, S.H.; ANDERSON, N.E.; ROHN, D.A. *Evaluation of a High Performance Fixed Ratio Traction Drive, Transactions ASME, J. Mechanical Design, v. 103, p. 410-422, April 1981*
- [7] DEDINI, F.G. *Projeto de uma Trasnmissão Planetária por Rolos à Tração, Dessertação de Mestrado, Faculdade de Eng. Mecânica, Universidade estadual de Campinas, 1985.*
- [8] HARMONIC DRIVE, CATÁLOGO *Power Transmission Products.*
- [9] MABIE, H.H.; OCVIRK F.W. *Mechanisms and Dynamics Machinery, 3ed., John Willey and Sons, . New York ,1978*
- [10] MITSUBISHI, *Rotation Accuaracy of Mitsubishi Planetary Traction Drive Unit, Tokio-Japão.*

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BARRIGA, B. *Proyectos Mecánicos, Notas de Aula, Facultad de Ingeniería, Pontificia Universidad Católica, Lima-Perú, 1991.*
- [2] MITSUBISHI, CATÁLOGO *Mitsubishi Planetary Traction Drive Unit, HE 80 - HE80449J1-A-O, Tokio-Japão.*
- [3] SUMITOMO, CATÁLOGO *SM - SERVO - MATCH, Precision Torque Multiplying Component, 0.3.010.51.002*
- [4] DOJEN, CATÁLOGO *Designer's Guide (1989), Massachusetts, USA.*
- [5] RIVIN, E. *Mechanical Design of Robotics, Mc. Graw Hill Book Corporation, N.Y., 1987*
- [6] LOEWENTAL, S.H.; ANDERSON, N.E.; ROHN, D.A. *Evaluation of a High Performance Fixed Ratio Traction Drive, Transactions ASME, J. Mechanical Design, v. 103, p. 410-422, April 1981*
- [7] DEDINI, F.G. *Projeto de uma Trasnmissão Planetária por Rolos à Tração, Dessertação de Mestrado, Faculdade de Eng. Mecânica, Universidade estadual de Campinas, 1985.*
- [8] HARMONIC DRIVE, CATÁLOGO *Power Transmission Products.*
- [9] MABIE, H.H.; OCVIRK F.W. *Mechanisms and Dynamics Machinery, 3ed., John Willey and Sons, . New York ,1978*
- [10] MITSUBISHI, *Rotation Accuaracy of Mitsubishi Planetary Traction Drive Unit, Tokio-Japão.*

- [22] **BRITISH STANDART**, Engineering drawing practice, Recomendations for general principles, BS 308, Part 1, 1993.
- [23] **INTERNATIONAL STANDARD**, General Tolerances Part 1: Tolerances for linear and angular dimensions without individual tolerance indications, Refernce number ISO 2768-1 : 1989 (E).
- [24] **INTERNATIONAL STANDARD**, General Tolerances Part 2: Geometrical tolerances for features without individual tolerance indications, Reference number ISO 2768-2 : 1989 (E).