

2171506

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

nota: 9,0 (nove)

02-12-82

PROJETO DE APRIMORAMENTO DE SISTEMA
DE TRANSMISSÃO DIANTEIRA DE VEÍCULO
FORA-DE-ESTRADA

AUTOR: CLOVIS MACEVICIUS
ORIENTADOR; PROF. OMAR MOORE DE MADUREIRA

1982

AGRADECIMENTOS

À orientação e colaboração prestada pelo Prof. Eng. OMAR MOORE DE MADUREIRA, que tornou possível a elaboração - deste trabalho.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO

2. ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA

2.1 - Estabelecimento da Necessidade

2.1.1- Descrição geral do veículo

2.1.2- Descrição das falhas

2.2 - Formulação do Projeto - Especificações Técnicas

2.3 - Síntese das Soluções Possíveis

3. PROJETO BÁSICO

3.1 - Escolha da Melhor Solução

3.2 - Modelação Matemática

3.2.1- Relação mínima do redutor planetário

3.2.2- Limite de escorregamento entre eixos

3.2.3- Relações possíveis dos redutores planetários

3.3 - Estudo da Compatibilidade

3.3.1- Determinação da relação mínima do redutor planetário

3.3.2- Determinação do limite de escorregamento entre eixos

3.3.3- Determinação do redutor

3.4 - Condições de Operação do Redutor

3.4.1- Vida necessária

3.4.2- Quadro de utilização do veículo

3.4.3- Potência média através do redutor

3.4.4- Resumo das condições médias de operação

3.5 - Definições Preliminares do Redutor

3.5.1- Limitações geométricas

3.5.2- Determinação do módulo

3.5.3- Equacionamento dos esforços

3.5.4- Esforços no redutor

- 3.5.5- Pré-dimensionamento das engrenagens pelo critério da pressão superficial
- 3.5.6- Pré-dimensionamento das engrenagens pelo critério da flexão do dente
- 3.5.7- Resumo das definições do projeto básico

4. PROJETO EXECUTIVO

4.1 - Cálculo das Engrenagens

- 4.1.1- Descrição do método de cálculo segundo a resistência à flexão do dente
- 4.1.2- Descrição do método de cálculo segundo a resistência ao contato superficial
- 4.1.3- Cálculo da planetária a picos de carga
- 4.1.4- Verificação do módulo escolhido
- 4.1.5- Verificação da engrenagem-planetária
- 4.1.6- Verificação da engrenagem-solar
- 4.1.7- Verificação da engrenagem -coroa
- 4.1.8- Condições do engrenamento
- 4.1.9- Geometria das engrenagens

4.2 - Desenho de Montagem do Redutor Planetário

4.3 - Verificação dos Rolamentos

4.4 - Verificação dos Entalhados

4.5 - Verificação dos Mancais das Planetárias

- APÊNDICE A
- APÊNDICE B
- BIBLIOGRAFIA

1. INTRODUÇÃO

O presente projeto é um aprimoramento de um sistema de transmissão dianteira de um veículo automotivo - dotado de seis rodas tracionadas, o aprimoramento consiste em aliviar o torque através do cardan dianteiro, aumentando sua vida útil.

A solução encontrada foi a implantação de um redutor planetário na roda do veículo por aumentar a rotação do cardan e conseqüentemente diminuir o torque que este deve transmitir.

Finalmente, é feito o desenvolvimento e otimização desse redutor bem como a sua adaptação ao cubo de roda do veículo.

2. ESTUDO DA VIABILIDADE TÉCNICA

2.1 - Estabelecimento da Necessidade

2.1.1- Descrição geral do veículo

Este veículo em estudo é para transporte de pessoas, e dotado de tração nas suas seis rodas e destinado a operações tanto em rodovias como em terrenos chamados de fora-de-estrada, ou seja, terrenos acidentados e em péssimas condições de utilização.

Seu sistema de transmissão, conforme ilustra a figura 1, é composto de:

- A- motor D.D.A. tipo 6V53
- B- caixa de transmissão automática Allison MT643
- C- caixa de transferência
- D- eixo Cardan
- E- diferencial traseiro
- F- semi-eixo traseiro
- G- facão de distribuição por engrenagens
- H- quatro rodas traseiras
- I- eixo Cardan
- J- diferencial dianteiro
- L- semi-eixo dianteiro
- M- eixo Cardan da transmissão dianteira
- N- duas rodas dianteiras

2.1.2- Descrição das falhas

O veículo em questão utilizava em sua transmissão dianteira cardans extra curtos da série "1650-Albarus" (Posição "M" na fig. 1) por serem, dentre os cardans para ser-

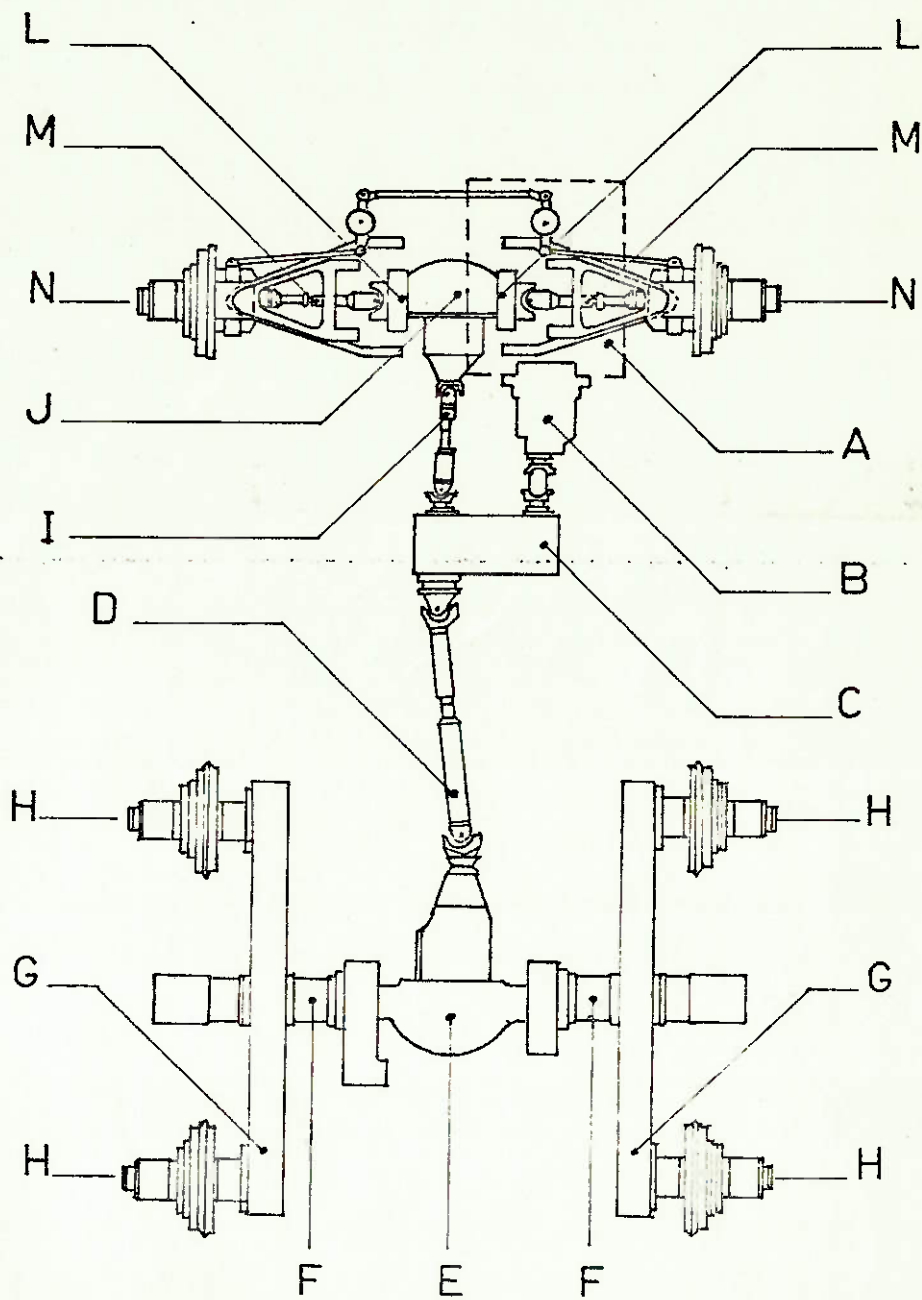


FIG. 1 - sistema de transmissão do veículo

viços pesados existentes, os maiores geometricamente compatíveis com a transmissão e a suspensão dianteira.

Esse cardan esporadicamente apresentava falhas - (rupturas), ora no garfo, ora na cruzeta quando o veículo era operado fora-de-estrada. Embora essas falhas fossem pouco frequentes, elas são inadmissíveis na finalidade para a qual este veículo é destinado.

Foram tomadas algumas medidas para solucionar esse problema. As secções transversais do garfo foram reforçadas e foi aumentado o diâmetro do "pescoço" da cruzeta, em detrimento ao diâmetro dos roletes.

Como consequência das medidas acima, foi possível eliminar totalmente as falhas nos garfos e diminuir a frequência de ocorrência das falhas nas cruzetas sem, contudo, eliminá-las totalmente.

Durante testes realizados em bancadas de ensaio, esse novo cardan não apresentou nenhuma ruptura com torques inferiores a 1600 kg/m.

Essa resistência mínima obtida ainda é insuficiente pois, como já foi dito, continuam ocorrendo algumas falhas nas cruzetas e não há outro cardan extra-curto dessa série mais resistente e que seja geometricamente compatível com a transmissão dianteira. Portanto, é necessário que se obtenha uma solução para essas falhas do sistema de transmissão dianteira.

2.2 - Formulação do Projeto - Especificações Técnicas

A solução a ser adotada para o problema de ruptura de cardans deverá atender certos requisitos que visam que veículo produzido seja de alta qualidade, competitivo no mercado bem como tenha os menores custos possíveis. São os seguintes os requisitos:

- a) deve-se obter a eliminação total das quebras dos cardans da transmissão dianteira nas condições de operação do - veículo em fora-de-estrada.
- b) o veículo deve atingir uma vida mínima de aproximadamente 50.000 km (vida compatível com o tipo de utilização deste veículo.
- c) o sistema de transmissão deve suportar cargas equivalentes ao escorregamento da roda sobre o solo com coeficiente de choques igual a dois.
- d) o sistema de transmissão deve ter um coeficiente de segurança a ruptura de no mínimo vinte por cento acima da - condução descrita no ítem anterior.
- e) deve-se ter em mente a introdução do menor número de modificações possível para não aumentar demasiadamente o custo das alterações a serem realizadas na linha de montagem do veículo.
- f) os ângulos de esterçamento das rodas devem ser mantidos para não prejudicar a manobrabilidade atual do veículo.
- g) como este é um veículo com tração nas seis rodas, o escorregamento entre-eixos não deve ultrapassar um limite para evitar sobrecargas na transmissão. Esse limite é - normalmente fixado em 1,5%.
- h) o acréscimo de peso, caso ocorra, deve ser o menor possível para não prejudicar o atual desempenho do veículo.
- i) devem ser mantidas as características de desempenho do - veículo para que ele não perca sua imagem diante dos compradores. Essas características de desempenho compreendem: velocidade máxima, rampa máxima transponível e - transponibilidade de terrenos fora-de-estrada.

2.3 - Síntese das Soluções Possíveis

Na realidade não se trata de uma síntese de soluções, pois, foi possível a elaboração de apenas uma solução cabível. Essa solução consiste na adoção de um redutor planetário nas rodas dianteiras com a finalidade de aumentar a rotação e conseqüentemente diminuir o torque por toda a transmissão dianteira.

NOTA:- Foram, ainda, aventadas as possibilidades de eliminação da tração dianteira ou a diminuição da relação de redução da caixa de transferência para haver diminuição do torque através da transmissão dianteira, porém, não podem ser consideradas como soluções para o problema de ruptura dos cardans dianteiros - por não satisfazerem as especificações técnicas do projeto.

3. PROJETO BASICO

3.1 - Escolha da Melhor Solução

Como neste projeto houve apenas uma solução possível capaz de atender às especificações técnicas básicas do veículo, resta apenas a adoção dessa solução obtida, ou seja, implantar um redutor planetário nas rodas dianteiras.

3.2 - Modelação Matemática

3.2.1- Relação mínima do redutor planetário

A condição crítica de solicitação do cardan ocorre quando as rodas se encontram totalmente esterçadas. Esse torque crítico deve ser relacionado com o torque de ruptura obtido nos testes (cardan alinhado) levando-se em conta os coeficientes relacionados nas especificações técnicas do projeto.

O sub-conjunto roda-cardan está esquematizado na figura 2.

Agora é necessário que sejam definidos os seguintes valores relacionados a esse sub-conjunto:

- \bar{M}_C - torque admissível no cardan
- M_{rc} - torque de ruptura do cardan alinhado (testado)
- S_1 - coeficiente de segurança sobre a ruptura
- M_r - torque na roda
- M_e - torque no eixo = torque no cardan
- P - carga (peso) sobre a roda dianteira
- n_g - fator de choque sobre o peso na roda

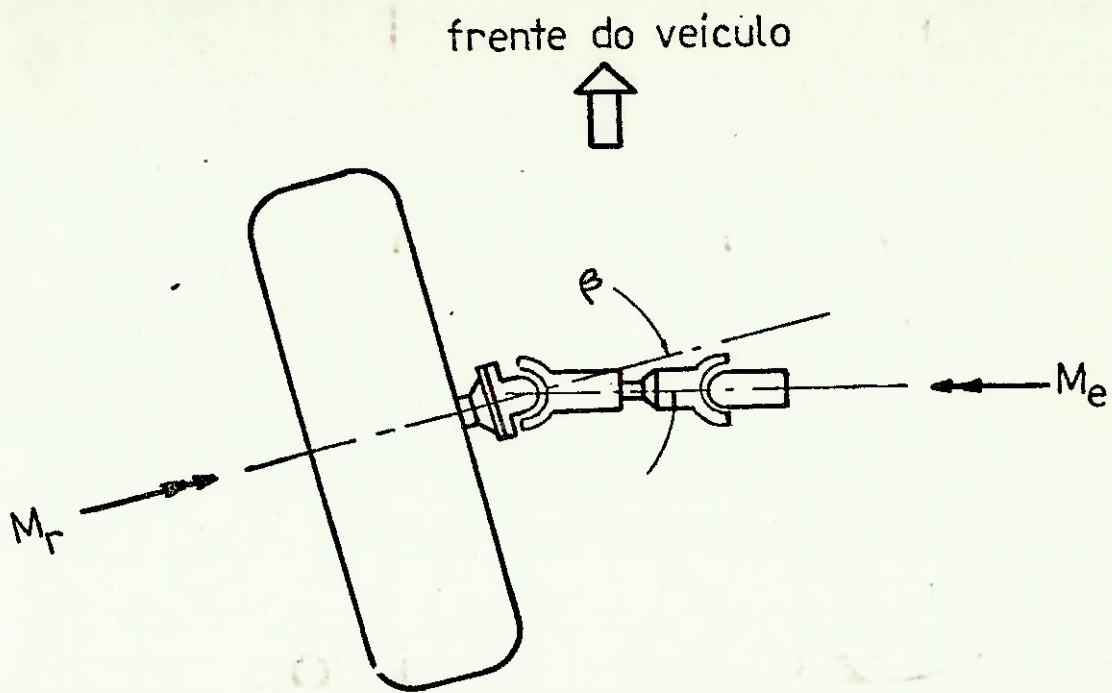


FIG.2 - esterçamento da roda

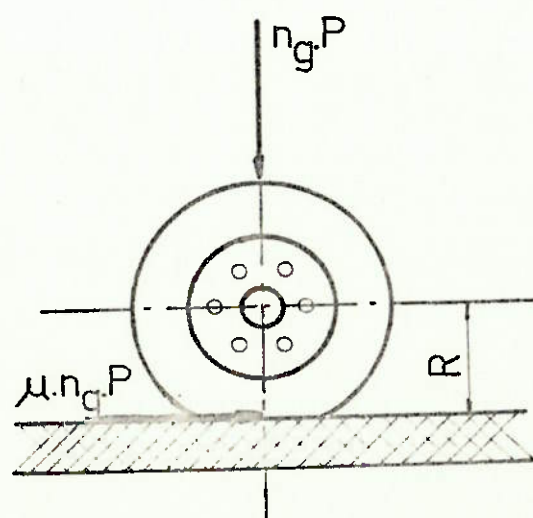


FIG.3 - esforços na roda

- R - raio estático do pneu
 μ - coeficiente de atrito entre pneu e solo
 β - ângulo de esterçamento
 i_p - relação de redução do redutor planetário

O torque admissível no cardan é dado por:

$$\bar{M}_c = \frac{M_{rc}}{S_1} \quad \text{eq. (1)}$$

Para garantir que não haja ruptura no cardan:

$$M_e < \bar{M}_c \quad \text{eq. (2)}$$

O torque na roda pode ser relacionado com o torque no eixo - da seguinte forma:

$$M_r = M_e \cdot \cos \beta \quad \text{eq. (3)}$$

Podemos tomar todos os valores máximos para a eq.(3):

$$M_{r_{\text{máx}}} = M_{e_{\text{máx}}} \cdot \cos \beta_{\text{máx}} \quad \text{eq. (4)}$$

Agora é necessário se determinar o máximo torque que pode - ocorrer na roda do veículo (conforme esquematizado na fig.3):

$$M_{r_{\text{máx}}} = \mu \cdot n_g \cdot P \cdot R \quad \text{eq. (5)}$$

Da eq. (4) pode-se obter que:

$$M_{e_{\text{máx}}} = \frac{M_{r_{\text{máx}}}}{\cos \beta_{\text{máx}}} \quad \text{eq. (6)}$$

Agora, substituindo a eq.(5) na eq.(6):

$$M_{e_{\text{m\acute{a}x}}} = \frac{\mu \cdot n_g \cdot P \cdot R}{\cos \beta_{\text{m\acute{a}x}}} \quad \text{eq. (7)}$$

Como o torque através do eixo não pode ser superior ao torque admissível do cardan, deve-se introduzir a relação de redução do redutor planetário na eq.(2) para garantir sua verificação:

$$\frac{M_{e_{\text{m\acute{a}x}}}}{i_p} < \bar{M}_c \quad \text{eq. (8)}$$

Substituindo a eq.(7) na eq.(8):

$$\frac{\mu \cdot n_g \cdot P \cdot R}{i_p \cdot \cos \beta_{\text{max}}} < \bar{M}_c \quad \text{eq. (9)}$$

Aqui fica definida, portanto, a mínima redução que deve possuir o redutor planetário de roda a ser introduzida:

$$i_p > \frac{\mu \cdot n_g \cdot P \cdot R}{\bar{M}_c \cdot \cos \beta_{\text{max}}} \quad \text{eq. (10)}$$

3.2.2 - Limite de escorregamento entre-eixos

A figura 4 ilustra o sistema de transmissão do veículo destacando todas as reduções existentes entre 4 transmissões automática e as rodas, onde tem-se:

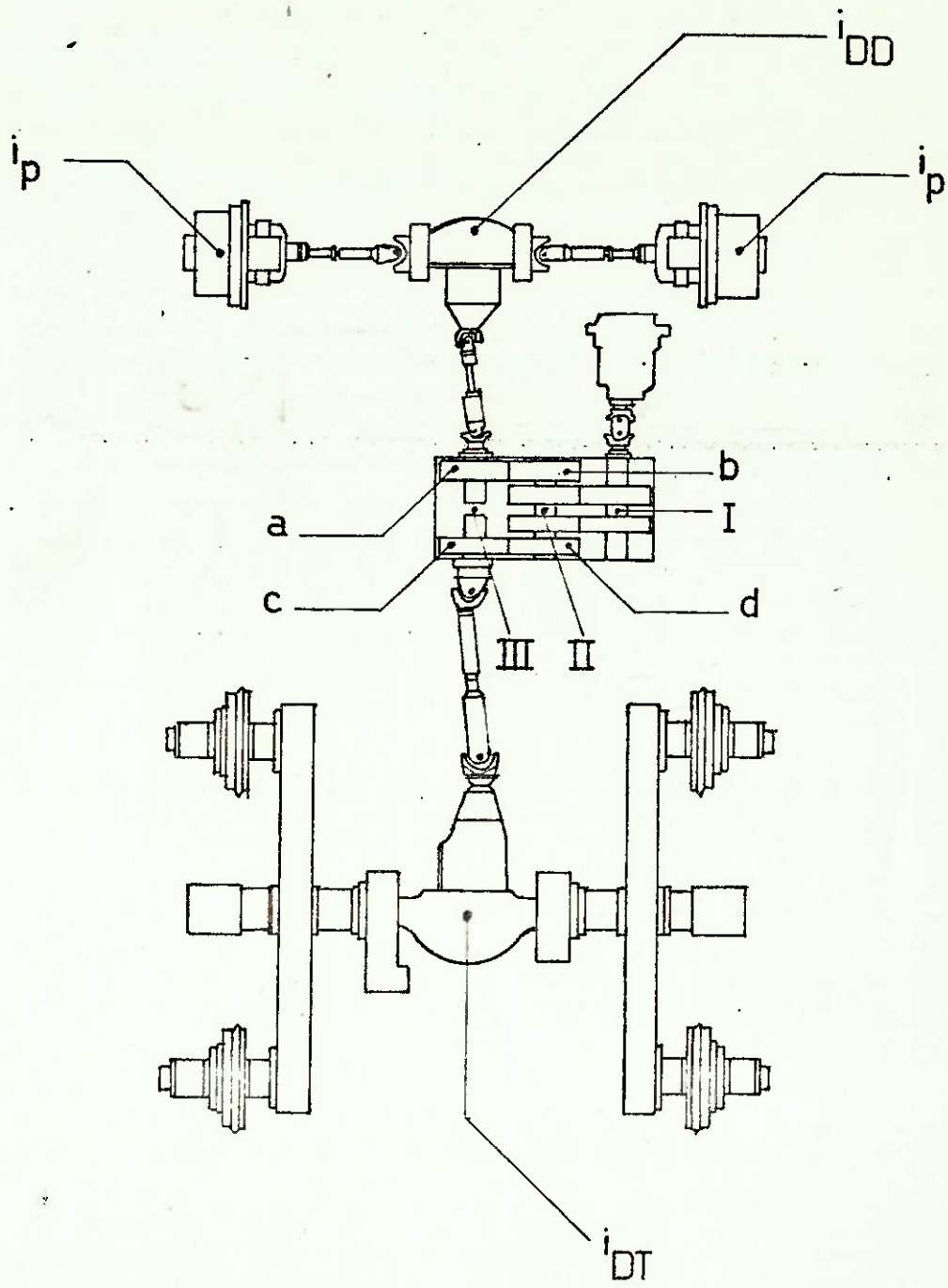


FIG. 4- esquema das reduções

- i_p = relação de redução do redutor planetário
 i_{DD} = relação de redução do diferencial dianteiro
 i_{DT} = relação de redução do diferencial traseiro
 a, b = número de dentes das engrenagens de saída dianteira da caixa de transferência
 c, d = número de dentes das engrenagens de saída traseira da caixa de transferência

A condição a ser imposta para que não haja escorregamento relativo entre os eixos dianteiros e traseiros é - de que a relação de transmissão total para a dianteira, desde o eixo II da caixa de transferência até a roda deve ser - igual à relação total existente entre o eixo II da caixa de transferência até as rodas traseiras, ou seja:

$$i_p \times i_{DD} \times \frac{a}{b} = \frac{c}{d} \times i_{DT} \quad \text{eq. (11)}$$

Ou ainda, a relação entre o primeiro e o segundo termo da eq.(11) não deve superar o limite de escorregamento imposto nas especificações técnicas

3.2.3 - Relações possíveis dos redutores planetários

A tabela 1, abaixo, mostra todas as possibilidades distintas de um redutor planetário:

Tabela 1 :

Tipo Redutor	Elemento Fixo	Entrada por	Saída por	Relação redução	Faixa redução
Planetário	Coroa	Solar	Braço	$(Z_c/Z_s)+1$	3 a 12:1
Star	Braço	Solar	Coroa	$-Z_c/Z_s$	2 a 11:1
Solar	Solar	Coroa	Braço	$(Z_s/Z_c)+1$	1,2 a 1,7:1

onde: Z_c = nº de dentes da coroa
 Z_s = nº de dentes da solar

3.3 - Estudo da Compatibilidade

3.3.1 - Determinação da relação mínima do redutor planetário

Cabe agora, a determinação da relação mínima da relação de redução do redutor planetário conforme foi estabelecido na modelação matemática da eq.(1):

$$\bar{M}_c = \frac{M_{rc}}{S_1}$$

onde: M_{rc} = torque de ruptura do cardan alinhado = 1.600 kgf.m
 S_1 = coeficiente de segurança à ruptura = 1,2

Portanto, o máximo torque admissível através do -

cardan (\bar{M}_c) fica fixado em :

$$\bar{M}_c = \frac{1.600}{1,2} = 1.333 \text{ kgf.m}$$

Da eq.(2):

$$M_e < \bar{M}_c$$

$$M_e < 1.333 \text{ kgf.m}$$

O torque máximo ao qual o cardan poderá ser submetido será, da eq.(8) :

$$M_{e_{\text{máx}}} = i_p \bar{M}_c$$

Por sua vez, o máximo torque através do cardan está relacionado com o máximo torque de escorregamento da roda dianteira sobre o solo, de acordo com a eq.(4):

$$M_{e_{\text{máx}}} = \frac{M_{r_{\text{máx}}}}{\cos \beta_{\text{máx}}}$$

ou ainda, da eq.(7):

$$M_{e_{\text{máx}}} = \frac{\mu n_g P R}{\cos \beta_{\text{max}}}$$

com os seguintes valores:

μ	= coeficiente de atrito pneu/terra	=	0,6
n_g	= fator de choque sobre o peso na roda	=	2,0
P	= peso sobre a roda dianteira	=	2500 kgf
R	= raio do pneu	=	0,52 m

$\beta_{\text{m\acute{a}x}}$ = m\acute{a}ximo \u00e2ngulo de ester\u00e7amento = 31°

Substituindo-se esses valores na equa\u00e7\u00e3o acima tem-se:

$$M_{e_{\text{m\acute{a}x}}} = \frac{0,6 \times 2,0 \times 2.500 \times 0,52}{\cos 31^{\circ}} = 1820 \text{ kgf.m}$$

Como pode-se notar aqui, o torque m\acute{a}ximo ao qual o cardan pode ser submetido \u00e9 superior ao seu torque m\acute{a}ximo admiss\u00edvel em regime (\bar{M}_c . 1.333 kgf.m).

Dessa forma fica definida a m\u00ednima rela\u00e7\u00e3o de redu\u00e7\u00e3o necess\u00e1ria para o redutor planet\u00e1rio, conforme a eq. (8):

$$i_{p_{\text{min}}} = \frac{M_{e_{\text{m\acute{a}x}}}}{\bar{M}_c} = \frac{1820}{1333} = 1,365$$

$$i_{p_{\text{min}}} = 1,365$$

3.3.2 - Determina\u00e7\u00e3o do l\u00edmite de escorregamento entre eixos

Com a introdu\u00e7\u00e3o de uma redu\u00e7\u00e3o no cubo da roda a rela\u00e7\u00e3o de redu\u00e7\u00e3o desde a caixa de transfer\u00eancia at\u00e9 o eixo dianteiro deve ser alterada para manter-se a compatibilidade com o eixo traseiro. Para isso h\u00e1 duas possibilidades de modifica\u00e7\u00f5es: uma seria a diminui\u00e7\u00e3o da rela\u00e7\u00e3o de diferencial dianteiro (i_{DD}) e a outra, a mudan\u00e7a do para engrenado a - b (conforme figura 4).

- . Mudança do diferencial - esta hipótese está automaticamente descartada pelo fato de não haver um diferencial com capacidade de potência compatível com o veículo que possua uma relação de redução inferior ao utilizado atualmente.
- . Mudança das engrenagens (a - b) - esta é a única alternativa possível para eliminar o escorregamento entre eixos .

NOTA: só podem ser introduzidas alterações nas relações de redução para a dianteira, pois, se a relação de redução para a traseira também fosse modificada, ocorreria uma mudança no desempenho do veículo, o que não é permitido.

Deve-se satisfazer, dentro do limite máximo de - 1,5% imposto nas especificações técnicas, a eq.(11):

$$i_p \times i_{DD} \times \frac{a}{b} = \frac{c}{d} \times i_{DT}$$

com os seguintes valores:

i_{DD} = relação de redução do diferencial dianteiro = 5,286

i_{DT} = relação de redução do diferencial traseiro = 9,130

a = engrenagem com 34 dentes

b = engrenagem com 19 dentes

c = engrenagem com 27 dentes

d = engrenagem com 26 dentes.

3.3.3 - Determinação do redutor

Como a redução no redutor planetário deve ser superior a 1,365, o redutor a ser utilizado deve ser do tipo solar (conforme tabela 1) que possui uma faixa de redução - entre 1,2 e 1,7:1 . Sua relação de redução é dada por:

$$i_p = \frac{Z_s}{Z_c} + 1$$

onde: Z_s = número de dentes da solar

Z_c = número de dentes da coroa.

Para evitar a ocorrência de planetárias muito pequenas ou de uma coroa muito grande, que é o que ocorre nas reduções próximas a 1,2 ou a 1,7 nesse tipo de redutor, deve-se partir para uma redução intermediária à esses extremos para definir os números de dentes da coroa (Z_c), da solar (Z_s) e das planetárias (Z_p):

$$\bar{i} = \frac{1,2 + 1,7}{2} = 1,45$$

onde: \bar{i} é uma redução média na faixa do redutor a ser utilizado.

Para a determinação do número de dentes das engrenagens do redutor fixa-se o número mínimo de dentes da planetária (Z_p) em 17. O número de dentes da planetária é dado por:

$$Z_p = \frac{Z_c - Z_s}{2}$$

Portanto, fazendo $Z_p = 17$, obtém-se:

$$Z_c - Z_s = 34 \text{ dentes}$$

Para respeitar a condição de \bar{i} deve-se tomar

$$Z_c = 59 \text{ dentes}$$

$$Z_s = 25 \text{ dentes}$$

Portanto

$$Z_c - Z_s = 59 - 25 = 34 \text{ dentes}$$

e, a relação de redução do redutor planetário fica sendo:

$$i_p = \frac{Z_s}{Z_c} + 1 = \frac{25}{59} + 1 = 1,4237$$

que satisfaz a condição da relação de redução mínima igual a 1,365.

O número de planetárias (n_p) a ser utilizado deve satisfazer a seguinte relação:

$$\frac{Z_c + Z_s}{n_p} = \text{número inteiro}$$

Para esse redutor será adotada a configuração com 4 planetárias, que satisfaz a relação acima:

$$\frac{Z_c + Z_s}{n_p} = \frac{59 + 25}{4} = 21$$

Agora é necessário que se obtenha a compatibilização da relação i_p obtida com o escorregamento entre eixos máximo permitido, voltando à eq.(11):

$$i_p \times i_{DD} \times \frac{a}{b} = \frac{c}{d} \times i_p$$

$$\frac{a}{b} = \frac{c}{d} \times \frac{i_{DT}}{i_{DD}} \times \frac{1}{i_p}$$

substituindo os valores já conhecidos na equação acima:

$$\frac{a}{b} = \frac{27}{26} \times \frac{9,130}{5,286} \times \frac{1}{1,4237}$$

$$\frac{a}{b} = 1,2598$$

A caixa de transferência utilizada no veículo é - composta por engrenagens de mesmo módulo e mesma distância entre centros (família de engrenagens de mesmo módulo e soma de dentes igual a 53). Isso é feito para permitir intercambiabilidade de posições das várias engrenagens fabricadas. Porém, existe também, um par de engrenagens de mesma distância entre centros da família de 53 dentes com 23 e 29 dentes. Esse par é oriundo de uma correção aplicada ao par original de 30 e 23 dentes dessa família. Então, fazendo com que:

$$a = 29 \text{ dentes}$$

$$b = 23 \text{ dentes}$$

tem-se que:

$$\frac{a}{b} = \frac{29}{23} = 1,2609$$

Se for utilizado esse novo par de engrenagens em substituição ao par a-b atual, o escorregamento relativo entre eixos será dado por:

i_{TD} = redução total para dianteira

i_{TT} = redução total para traseira

e = escorregamento relativo entre eixos

$$e = \frac{i_{TD} - i_{TT}}{i_{TD}}$$

com:

$$i_{TD} = \frac{a}{b} \times i_{DD} \times i_p = \frac{29}{23} \times 5,286 \times 1,4237$$

$$i_{TD} = 9,4889$$

$$i_{TT} = \frac{c}{d} \times i_{DT} = \frac{27}{26} \times 9,130$$

$$i_{TT} = 9,4812$$

Substituindo ambos os valores na equação do escorregamento tem-se que:

$$e = \frac{9,4889 - 9,4812}{9,4889} = 0,0008$$

Ou seja, o escorregamento relativo entre eixos é de 0,08% e está abaixo do limite estabelecido nas especificações técnicas do veículo. Portanto, aqui fica definido o número de dentes de cada engrenagem do redutor planetário, bem como das alterações a serem introduzidas na caixa de -

transferência.

3.4 - Condições de Operação do Redutor

3.4.1 - Vida necessária

Conforme foi estabelecido nas especificações técnicas, a vida mínima prevista para o veículo deve ser de 50.000 km. Porém, o redutor planetário só é solicitado quando a tração dianteira do veículo está sendo utilizada, o que ocorre somente em percursos fora-de-estrada. A porcentagem de percurso fora-de-estrada desse veículo é cerca de 30% do total. Portanto, fica assim fixada uma vida mínima para o redutor planetário de 15.000 km percorridos pelo veículo.

NOTA: sempre que a tração dianteira estiver sendo utilizada, a caixa de transferência estará na posição reduzida, o que explica as baixas velocidades que serão observadas a seguir.

3.4.2 - Quadro de utilização do veículo

A tabela 2 abaixo mostra as velocidades máximas - que o veículo pode atingir em função da marcha da transmissão automática, com o motor em sua rotação máxima de 2800 rpm.

Tabela 2:

Marcha utilizada	Relação de transmissão total	Máx. rotação da roda (rpm)	Máx. velocidade do veículo (km/h)
1 ^a	56,05	50	9,8
2 ^a	32,72	86	16,9
3 ^a	21,76	129	25,3
4 ^a	15,66	179	35,6

Como nos cálculos posteriores será necessário conhecer uma rotação média da roda, aqui será adotada como sendo à 80% da condição de velocidade máxima para cada marcha, conforme a tabela 3:

Tabela 3:

Marcha utilizada	Velocidade média (km/h)	Rotação da roda (rpm)
1 ^a	7,9	40
2 ^a	13,5	69
3 ^a	20,2	103
4 ^a	28,5	145

Para finalizar este quadro de utilização do veículo, resta mostrar como são utilizadas cada marcha do veículo em um percurso fora-de-estrada, conforme a tabela 4 :

Tabela 4:

Marcha	Porcentagem de utilização
1 ^a	5%
2 ^a	25%
3 ^a	30%
4 ^a	40%

A partir das tabelas 3 e 4 pode-se determinar uma rotação média da roda utilizada durante um percurso (média ponderada das velocidades médias em cada marcha).

$$\bar{N}_R = \frac{(5 \times 40) + (25 \times 69) + (30 \times 103) + (40 \times 145)}{100} = 108 \text{rpm}$$

\bar{N}_R = rotação média da roda = 108 rpm.

Para essa rotação média ponderada fica implícito - uma velocidade média do veículo de 21,2 km/h. Como foi estabelecido que a vida do veículo (em reduzida) deve ser de 15.000 km, com essa velocidade média de 21,2 km/h fica definido um tempo médio de operação do redutor planetário de 708 horas.

3.4.3 - Potência média através do redutor

A potência bruta que o motor é capaz de fornecer é de 212 CV. porém, descontando-se os acessórios a ele acoplados resta uma potência líquida de 190 CV, que é a potência disponível para a caixa de transferência do veículo.

Agora é necessário que se faça a determinação de qual a porcentagem dessa potência disponível que será consumi-

da pelas rodas dianteiras.

A distribuição de torque da caixa de transferência para os eixos dianteiro e traseiro é proporcional à rigidez torcional de cada transmissão, dianteira e traseira, enquanto não houver escorregamento de nenhuma das rodas do veículo sobre o solo.

Somente os componentes mais elásticos do sistema de transmissão devem ser considerados no cálculo de sua rigidez, pois os componentes com maior rigidez como engrenagens e eixos curtos pouco afetam a rigidez total do sistema. Portanto, serão considerados os seguintes itens para cálculo da rigidez torcional de cada transmissão (conforme figura 1):

- . Transmissão traseira : componentes D e F
- . Transmissão dianteira: componentes I e L

A rigidez torcional de um eixo é dada por:

$$K_T = \frac{J_p}{\ell}$$

onde: K_T = rigidez torcional do eixo

J_p = momento polar de inércia da secção transversal

ℓ = comprimento do eixo.

Para eixos vazados : $J_p = \frac{\pi (D^4 - d^4)}{32}$

Para eixos não vazados: $J_p = \frac{\pi D^4}{32}$

onde: D = diâmetro externo do eixo

d = diâmetro interno do eixo

A rigidez da transmissão traseira (K_{TT}) é dada por:

$$\frac{1}{K_{TT}} = \frac{1}{K_{TD}} + \frac{1}{K_{TF}}$$

onde: K_{TD} = rigidez torcional do componente D

K_{TF} = rigidez torcional do componente F

Componente D: cardan para o eixo traseiro formado por um tubo de:

$$D = 89,10 \text{ mm}$$

$$d = 81,34 \text{ mm}$$

$$\ell = 114 \text{ mm}$$

$$\text{Portanto } K_{TD} = 15,58 \text{ cm}^3.$$

Componente F: semi-eixo traseiro formado por uma barra com:

$$D = 49,4 \text{ mm}$$

$$\ell = 1082 \text{ mm}$$

$$\text{Portanto } K_{TF} = 0,54 \text{ cm}^3.$$

Compondo os valores de K_{TD} e K_{TF} obtêm-se a rigidez torcional da transmissão traseira (K_{TT}):

$$K_{TT} = 0,52 \text{ cm}^3$$

A rigidez da transmissão dianteira (K_{TD}) é dada por:

$$\frac{1}{K_{TD}} = \frac{1}{K_{TI}} + \frac{1}{K_{TL}}$$

onde: K_{TI} = rigidez torcional do componente I

K_{TL} = rigidez torcional do componente L

Componente I : cardan para o eixo dianteiro formado de um tubo com:

$$D = 89,10 \text{ mm}$$

$$d = 85,04 \text{ mm}$$

$$\ell = 688 \text{ mm}$$

$$\text{Portanto } K_{TI} = 1,53 \text{ cm}^3.$$

Componente J : semi-eixo dianteiro formado por uma barra com:

$$D = 46,0 \text{ mm}$$

$$\ell = 459 \text{ mm}$$

$$\text{Portanto } K_{TJ} = 0,96 \text{ cm}^3.$$

Compondo os valores de K_{TI} e K_{TJ} obtêm-se a rigidez torcional da transmissão dianteira (K_{TD}):

$$K_{TD} = 0,59 \text{ cm}^3.$$

Como a distribuição de torque (porcentual) entre o eixo dianteiro e traseiro é diretamente proporcional à rigidez K_{TD} e K_{TT} , a distribuição será a seguinte:

$$\text{Porcentagem para dianteira} = \frac{K_{TD}}{K_{TD} + K_{TT}} \times 100\% = 53\%$$

$$\text{Porcentagem para traseira} = \frac{K_{TT}}{K_{TD} + K_{TT}} \times 100\% = 47\%$$

Portanto, para o cálculo do redutor planetário, - deve-se tomar que 53% do torque ou potência disponível na caixa de transferência é absorvido pela transmissão dianteira. Como já foi visto, a potência líquida no motor é de 190 CV. , agora serão adotados os seguintes coeficientes:

Porcentagem da potência para a dianteira	=	53%
Eficiência do sistema de transmissão	=	90%
Porcentagem média utilizada da potência total	=	80%
Potência para apenas uma das rodas dianteiras	=	50%

Agora, englobando-se todas as divisões de potência acima, obtém-se a potência média de regime numa das rodas dianteiras (\bar{N}) :

$$\bar{N} = 190 \times 0,9 \times 0,53 \times 0,5 \times 0,8$$

$$\bar{N} = 36,3 \text{ CV}$$

Com a potência média de regime e a rotação média ponderada, fica determinado um torque médio de operação na roda (\bar{M}_R) de:

$$\bar{M}_R = 716,2 \times \frac{\bar{N}}{\bar{N}_R} = 716,2 \times \frac{36,3}{108}$$

$$\bar{M}_R = 240,4 \text{ kgf.m}$$

3.4.4 - Resumo das condições médias de operação

Para facilidade de manipulação dos dados calculados, estes estão resumidos na tabela 5.

Tabela 5:

Velocidade média do veículo	= 21,2 km/h
Rotação média da roda	= 108 rpm
Potência média numa das rodas dianteiras	= 36,3 CV
Torque médio numa das rodas dianteiras	= 240,4 kgf.m
Vida necessária para o redutor	= 708 horas.

3.5 - Definições Preliminares do Redutor

3.5.1 - Limitações geométricas

A configuração de redutor planetário escolhida (tipo solar) implica na imobilização da engrenagem solar sobre a ponteira de roda e a fixação da carcaça do redutor ao aro de roda. Essas duas condições de montagem estabelecem um diâmetro mínimo para a solar e um diâmetro máximo para a coroa:

$$\phi_s > 110 \text{ mm}$$

$$\phi_c < 290 \text{ mm}$$

onde: ϕ_s = diâmetro primitivo da solar

ϕ_c = diâmetro primitivo da coroa

3.5.2 - Determinação do módulo

Conforme já foi definido anteriormente, os números de dentes de cada engrenagem são os seguintes:

Solar	:	$Z_s = 25$ dentes
Planetárias	:	$Z_p = 17$ dentes
Coroa	:	$Z_c = 59$ dentes.

O módulo das engrenagens deve ser escolhido de maneira que fiquem respeitadas as limitações geométricas para o redutor de acordo com o item anterior. Se for adotado um módulo igual a 4,8 mm, ambas as restrições estarão atendidas. A tabela 6, a seguir, mostra os diâmetros primitivos de cada engrenagem:

Tabela 6:

Engrenagem	Nº de dentes	Módulo (mm)	Diâmetro Primitivo (mm)
Solar	25	4,8	120,00
Planetárias	17	4,8	81,60
Coroa	59	4,8	283,20

3.5.3 - Equacionamento dos esforços

A figura 5 mostra todos os esforços que atuam nas engrenagens do redutor planetário. São necessárias as seguintes grandezas:

T, Q = esforços em uma das planetárias

M_e = torque no eixo de entrada = torque na coroa

M_r = torque na roda = torque no braço porta planetárias

N_e = rotação do eixo de entrada = rotação da coroa

N_p = rotação das planetárias

N_R = rotação da roda = rotação do braço porta planetárias

R_c = raio primitivo da coroa

R_p = raio primitivo das planetárias

R_s = raio primitivo da solar

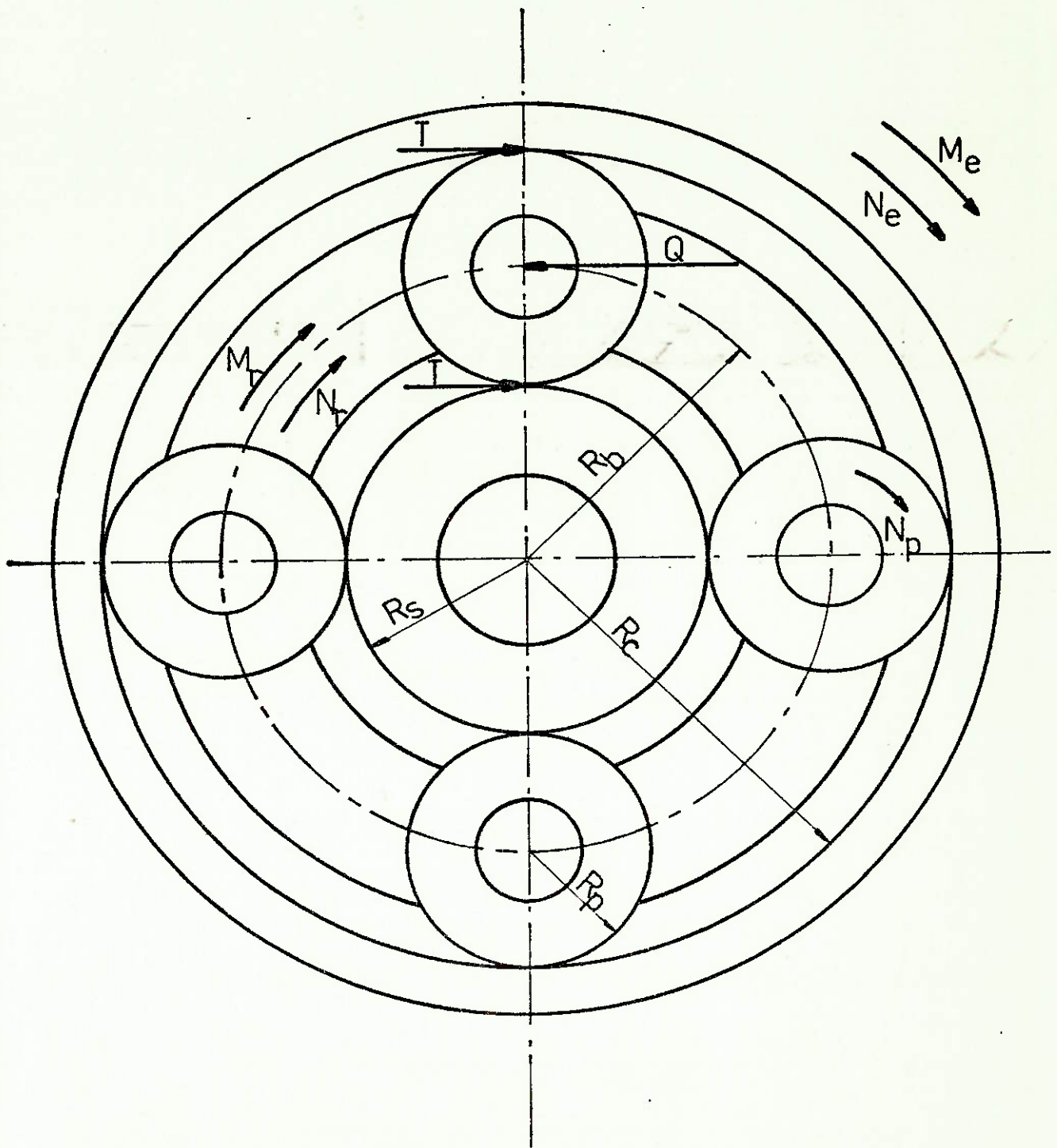


FIG.5- esquema do redutor planetário

R_b = raio do braço porta-satélites

i_p = relação de redução do redutor planetário

n_p = número de planetárias

A obtenção dos esforços envolvidos pode ser feita mediante o isolamento da planetária:

$$M_e = n_p \times T \times R_c$$

$$\therefore T = \frac{M_e}{n_p \times R_c} \quad \text{eq. (12)}$$

e da eq.(8) tem-se:

$$M_e = \frac{M_r}{i_p}$$

compondo as eqs.(8) e (12):

$$T = \frac{M_r}{n_p \times i_p \times R_c} \quad \text{eq. (13)}$$

e do equilíbrio da planetária tem-se que:

$$Q = 2T \quad \text{eq. (14)}$$

Para se completar o equacionamento dos esforços, -
resta conhecer a rotação de cada elemento do redutor, que são:

Solar = 0 (estática)

Coroa = $N_r \times i_p$

Porém, o que realmente será necessário nos cálculos das engrenagens é o número de solicitações a que cada uma está sujeita, em função da rotação da roda do veículo. Então, sendo:

N_s = número de solicitações da solar

N_c = número de solicitações da coroa

N_p = número de solicitações da planetária

Terão os seguintes valores:

$$N_s = N_r \times n_p$$

$$N_c = N_r \times n_p (i_p - 1)$$

$$N_p = N_r \times \frac{Z_s}{Z_p} \quad \text{para o cálculo quanto ao contato superficial.}$$

$$N_p = 2 N_r \times \frac{Z_s}{Z_p} \quad \text{para o cálculo quanto à flexão do dente.}$$

NOTA:- no caso da planetária existe essa distinção de número de solicitações quanto à flexão do dente ou quanto ao contato superficial porque essa engrenagem está em contato com a solar e com a coroa e são lados distintos do dente da planetária que ora engrena com a solar e ora com a coroa.

3.5.4 - Esforços no redutor

Neste ítem serão determinados todos os esforços - equacionados no ítem anterior, de acordo com as condições médias de operação. São eles:

$$\begin{aligned}
 M_r &= 240,4 \text{ kgf.m} \\
 M_e &= 168,9 \text{ kgf.m} \\
 N_r &= 108 \text{ rpm} \\
 N_c &= 183 \text{ rpm} \\
 N_s &= 432 \text{ rpm} \\
 N_p &= 159 \text{ rpm} - \text{no caso de contato superficial} \\
 N_p &= 318 \text{ rpm} - \text{no caso de flexão do dente} \\
 R_s &= 60,00 \text{ mm} \\
 R_p &= 40,80 \text{ mm} \\
 R_c &= 141,60 \text{ mm} \\
 R_b &= 100,80 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

A força tangencial média nas engrenagens (T) pode ser obtida através da eq.(13):

$$T = \frac{M_r}{n_p \times i_p \times R_c} = \frac{240,4}{4 \times 1,4237 \times 0,1416}$$

$$T = 298 \text{ kgf}$$

3.5.5 - Pré-dimensionamento das engrenagens pelo critério da pressão superficial

Para fins de um pré-dimensionamento será feito aqui um cálculo simplificado das engrenagens quanto à pressão superficial. A pressão superficial máxima num engrenamento é da do por:

$$P_{\text{máx}} = \sqrt{\frac{0,35 E}{\text{sen} \alpha \cdot \text{cos} \alpha}} \times \sqrt{\frac{T}{F d_p} \times \frac{i+1}{i}} \quad \text{eq. (15)}$$

onde:

- $P_{m\acute{a}x}$ = pressão superficial máxima (kgf/cm²)
 T = carga tangencial (kgf)
 F = largura do dente (cm)
 d_p = diâmetro primitivo da engrenagem (cm)
 i = relação de engrenamento
 α = ângulo de pressão do engrenamento
 E = módulo de elasticidade do material (kgf/cm²)

A pressão superficial máxima deve ser inferior à pressão superficial admissível (p_{adm}):

$$P_{m\acute{a}x} < P_{adm} \quad \text{eq. (16)}$$

$$e \quad P_{adm} = \frac{48,7 \times HB}{\sqrt[6]{\frac{60 \times N \times h}{1.000.000}}} \quad (\text{kgf/cm}^2) \quad \text{eq. (17)}$$

onde:

- HB = dureza superficial da engrenagem (HB)
 N = rotação (rpm)
 h = vida requerida da engrenagem (horas)

Os valores para o cálculo das engrenagens são os seguintes:

- $T = 298 \text{ kgf.}$
 $F = \text{valor a ser calculado}$
 $\alpha = 20^\circ$
 $h = 708 \text{ horas}$
 $E = 2.100.000 \text{ kgf/cm}^2$

Material= será adotado o mesmo material das engrenagens fabricadas para a caixa de transferência: aço SAE 8620 - cementado

e temperado para dureza superficial mínima de 60 R_c.

Deve-se verificar, agora, duas engrenagens: a solar e as planetárias, uma vez que a coroa tem resistência muito superior a ambas.

a) Cálculo da Planetária

A pressão admissível é dada pela eq.(17):

$$P_{adm} = \frac{48,7 \times HB}{\sqrt[6]{60 \times N_p \times h}} = \frac{48,7 \times 627}{\sqrt[6]{60 \times 159 \times 708}}$$

$$1.000.000 \qquad \qquad \qquad 1000.000$$

$$P_{adm} = 22.210 \text{ kgf/cm}^2$$

Com as eqs.(15) e (16) pode-se determinar a largura necessária para a engrenagem:

$$P_{adm} = \sqrt{\frac{0,35 E}{\cos \alpha \operatorname{sen} \alpha}} \times \sqrt{\frac{T}{F \phi_p} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

$$22210 = 1512,3 \times \sqrt{\frac{298}{F \times 8,16}} \times \frac{25/17 + 1}{25/17}$$

$$F = 0,28 \text{ cm.}$$

b) Cálculo da Solar

Analogamente ao cálculo da planetária teremos:

$$P_{adm} = \frac{48,7 \times HB}{\sqrt[6]{\frac{60 \times N_s \times h}{1.000.000}}} = \frac{48,7 \times 627}{\sqrt[6]{\frac{60 \times 432 \times 708}{1.000.000}}}$$

$$P_{adm} = 18.800 \text{ kgf/cm}^2$$

como:

$$P_{adm} = 1512,3 \times \sqrt{\frac{T}{F \phi_s} \cdot \frac{i+1}{i}}$$

Tem-se que:

$$18.800 = 1512,3 \times \sqrt{\frac{298}{F \times 12,0} \times \frac{25/17 + 1}{25/17}}$$

Portanto:

$$F = 0,27 \text{ cm}$$

Portanto, para que o redutor atenda os requisitos de projeto quanto ao dimensionamento à pressão superficial suas engrenagens devem ter largura mínima de 2,8 mm.

3.5.6 - Pré-dimensionamento das engrenagens pelo critério da flexão do dente

Para fins de um pré-dimensionamento será feito aqui um cálculo simplificado das engrenagens quanto à flexão do dente. A largura de uma engrenagem é calculada segundo a eq. (18):

$$F = \frac{T \cdot q}{\sigma \cdot m} \quad \text{eq. (18)}$$

onde: T = carga tangencial (kgf)

q = fator função do número de dentes (tabelado)

$\bar{\sigma}$ = tensão admissível (kgf/cm²)

m = módulo da engrenagem (cm)

F = largura do dente (cm)

Neste pré-dimensionamento quanto à flexão do dente não será usada a carga média nas engrenagens mas sim um pico de carga que possa ocorrer durante a sua operação. O coeficiente de segurança à ruptura do cardan dianteiro foi fixado em 2,4 (coeficiente de choque 2,0 mais 20% de segurança). Para o redutor será colocado um coeficiente de segurança de aproximadamente 2,0 sobre a segurança do cardan para que este elemento seja o fusível desse sistema. Portanto, a carga tangencial (T) será calculada na ocorrência de escorregamento na roda com um fator de choque (n_g) igual a 5,0. Conforme a eq.(13):

$$T = \frac{M_r}{n_p \times i_p \times R_c}$$

e o torque na roda (M_r) pode ser obtido da eq.(5):

$$M_r = \mu n_g P R = 0,6 \times 5,0 \times 2500 \times 0,52$$

$$M_r = 3900 \text{ kgf.m}$$

e a carga tangencial será:

$$T = \frac{3900}{4 \times 1,4237 \times 0,1416} = 4835 \text{ kgf.}$$

Cabe aqui salientar que o máximo torque que o motor pode fornecer à uma roda dianteira é igual a 2.300 kgf.m (cai

xa de transferência em reduzida, transmissão automática em ré com conversor de torque com 100% de escorregamento).

Portanto, esse valor de torque de 3.900 kgf.m adotado para o cálculo das engrenagens corresponderia à todo torque disponível no motor associado à inércia do sistema de transmissão que é aplicado quando a roda for subitamente travada em terreno acidentado.

Analogamente ao procedimento realizado no cálculo à pressão superficial, deve-se também calcular dois casos: a planetária e a solar para avaliar-se a largura mínima das engrenagens.

a) Cálculo da Planetária

Como neste caso as engrenagens estão sendo calculadas para um pico máximo de carga, a tensão admissível à flexão ($\bar{\sigma}$) será substituída pela tensão de escoamento (σ_e) igual a 12.000 kgf/cm² para o material especificado. Da eq. (18):

$$F = \frac{T \cdot q}{\sigma_e \cdot m} \quad q = 3,6 \text{ para engrenagens com } 17 \text{ dentes.}$$

$$F = \frac{4836 \times 3,6}{12.000 \times 0,48}$$

$$F = 3,0 \text{ cm}$$

b) Cálculo da solar

$$F = \frac{T \cdot q}{\sigma_e \cdot m} \quad q = 3,2 \text{ para engrenagens com } 25 \text{ dentes}$$

$$F = \frac{4836 \times 3,2}{12.000 \times 0,48}$$

$$F = 2,7 \text{ cm.}$$

Portanto, para que o redutor atenda os requisitos de projeto quanto ao dimensionamento à flexão do dente, suas engrenagens devem ter largura mínima de 30 mm.

3.5.7 - Resumo das definições do projeto básico

Aqui se encontra um resumo das definições estabelecidas no projeto básico para o redutor planetário, lembrando-se que estas estão sujeitas a modificações posteriores no projeto executivo onde será feito um cálculo mais cuidadoso das engrenagens.

Configuração: solar, com entrada pela coroa, engrenagem solar fixa e saída pelo braço porta planetária.

Relação de redução :	$i_p = 1,4237$
Número de dentes da solar:	$Z_s = 24$
Número de dentes da coroa:	$Z_c = 59$
Número de dentes das planetárias:	$Z_p = 17$
Número de planetárias:	$n_p = 4$
Módulo das engrenagens:	$m = 4,8 \text{ mm}$
Ângulo de pressão do engrenamento:	$\alpha = 20^\circ$
Largura das engrenagens :	$F = 30 \text{ mm}$

4. PROJETO EXECUTIVO

4.1 - Cálculo das Engrenagens

4.1.1 - Descrição do método de cálculo segundo a resistência à flexão do dente

O método utilizado para o cálculo preciso das engrenagens segundo o critério de flexão do dente será o da norma AGMA 225.01 ("American Gear Manufacturers Association"). Neste ítem encontra-se a descrição desse método de cálculo. A fórmula fundamental da tensão devido à flexão é dada por:

$$S_t = \frac{T \cdot k_o}{k_v} \cdot \frac{1}{F} \cdot \frac{k_m}{J} \quad \text{eq. (19)}$$

com

$$S_t < \frac{S_{at} \cdot k_L}{k_R}$$

onde:

S_t = tensão de tração no pé do dente

T = carga tangencial do diâmetro primitivo

k_o = fator de sobrecarga

k_v = fator dinâmico

F = largura do dente

k_m = fator de distribuição de carga

J = fator de geometria do dente

S_{at} = tensão admissível para o material

k_L = fator de vida

k_R = fator de segurança

O fator dinâmico (k_v) acima mencionado é dado por:

$$k_v = \sqrt{\frac{78}{78 + 1,8 \sqrt{v_t}}} \quad v_t = \text{velocidade tangencial no diâmetro primitivo (m/min)}$$

A característica particular deste processo de cálculo que o torna mais preciso é o cálculo do fator de geometria do dente a partir de seu lay-out. A obtenção desse fator de geometria é descrita a seguir:

$$J = \frac{Y}{k_f \cdot m_n}$$

onde: Y = fator de forma do dente

k_f = fator de correção de tensão (concentração)

m_n = relação de distribuição de carga = 1,0 para engrenagens de dentes retos.

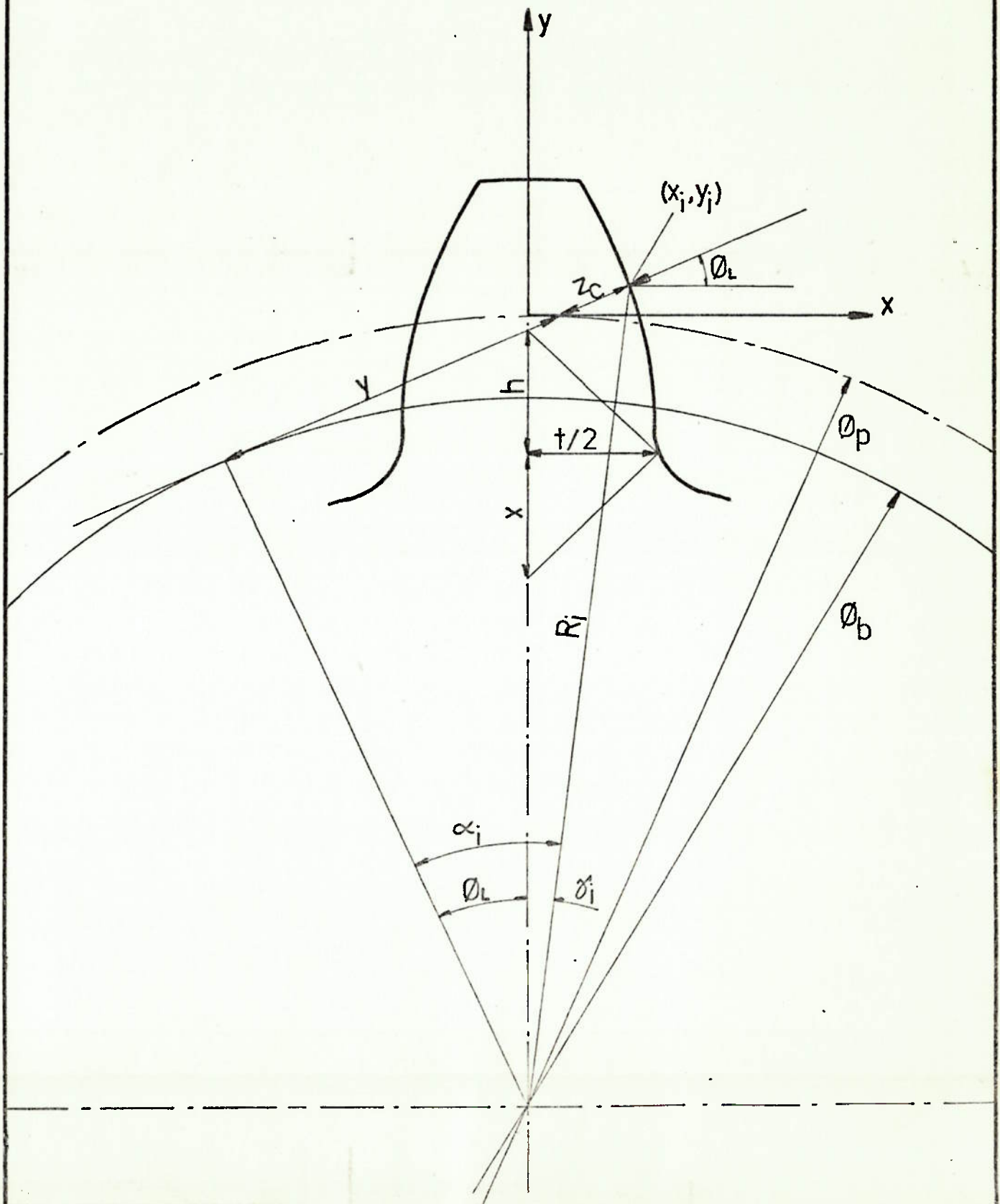
a) Determinação do fator de forma (y)

Primeiramente deve ser desenhado o perfil real do dente, conforme a figura 6. Para se determinar o ponto de aplicação de carga no dente traça-se uma reta tangente ao círculo de base e cujas intersecções com o círculo primitivo e o perfil do dente definem um comprimento z_c e um ângulo ϕ_L com a horizontal. O comprimento z_c é dado por:

$$z_c = \frac{(p_b - z_b)}{m}$$

com:

FIG.6 - lay-out do dente para determinação do fator de geometria.



$$p_b = \pi \cdot m \cdot \cos \alpha$$

$$e = z_b = 0,5 \left(\sqrt{D_o^2 - D_b^2} - \sqrt{D_p^2 - D_b^2} \right)$$

onde:

D_o = diâmetro externo da engrenagem acoplada

D_p = diâmetro primitivo da engrenagem acoplada

D_b = diâmetro de base da engrenagem acoplada

Para facilidade dos cálculos é conveniente obter (x_i, y_i) que é o ponto de aplicação da carga com seu respectivo ângulo (ϕ_L) :

$$\phi_L = \left[\frac{R_b}{\sqrt{(y + z_c)^2 + R_b^2}} \right] - \left(\frac{\pi}{2Z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_i \right)$$

$$x_i = R_i \text{ sen } \gamma_i$$

$$y_i = R_i \text{ cos } \gamma_i - R_p$$

$$\text{com: } \alpha_i = \text{arc cos } \frac{R_b}{R_i}$$

$$R_i = \sqrt{(y + z_c)^2 + R_b^2}$$

$$y = \sqrt{R_p^2 - R_b^2}$$

$$\gamma_i = \frac{\pi}{2Z} + \text{inv} \alpha - \text{inv} \alpha_i$$

onde:

R_p = raio primitivo da engrenagem acoplada

R_b = raio de base da engrenagem acoplada

α = ângulo de pressão

γ_i e α_i = conforme figura 6

Após determinados (x_i, y_i) e ϕ_L traça-se essa reta até a intersecção da linha de centro do dente e localiza-se um triângulo retângulo através da secção crítica do dente e obtém-se os comprimentos $t/2$, h e x . Essa secção crítica é caracterizada pela menor relação $t^2/4h$ que é localizada por tentativas sucessivas. Então o fator de forma Y será:

$$Y = \frac{1}{\frac{\cos \phi_L}{\cos \alpha} \left(\frac{1,5}{x} - \frac{\tan \phi_L}{t} \right)}$$

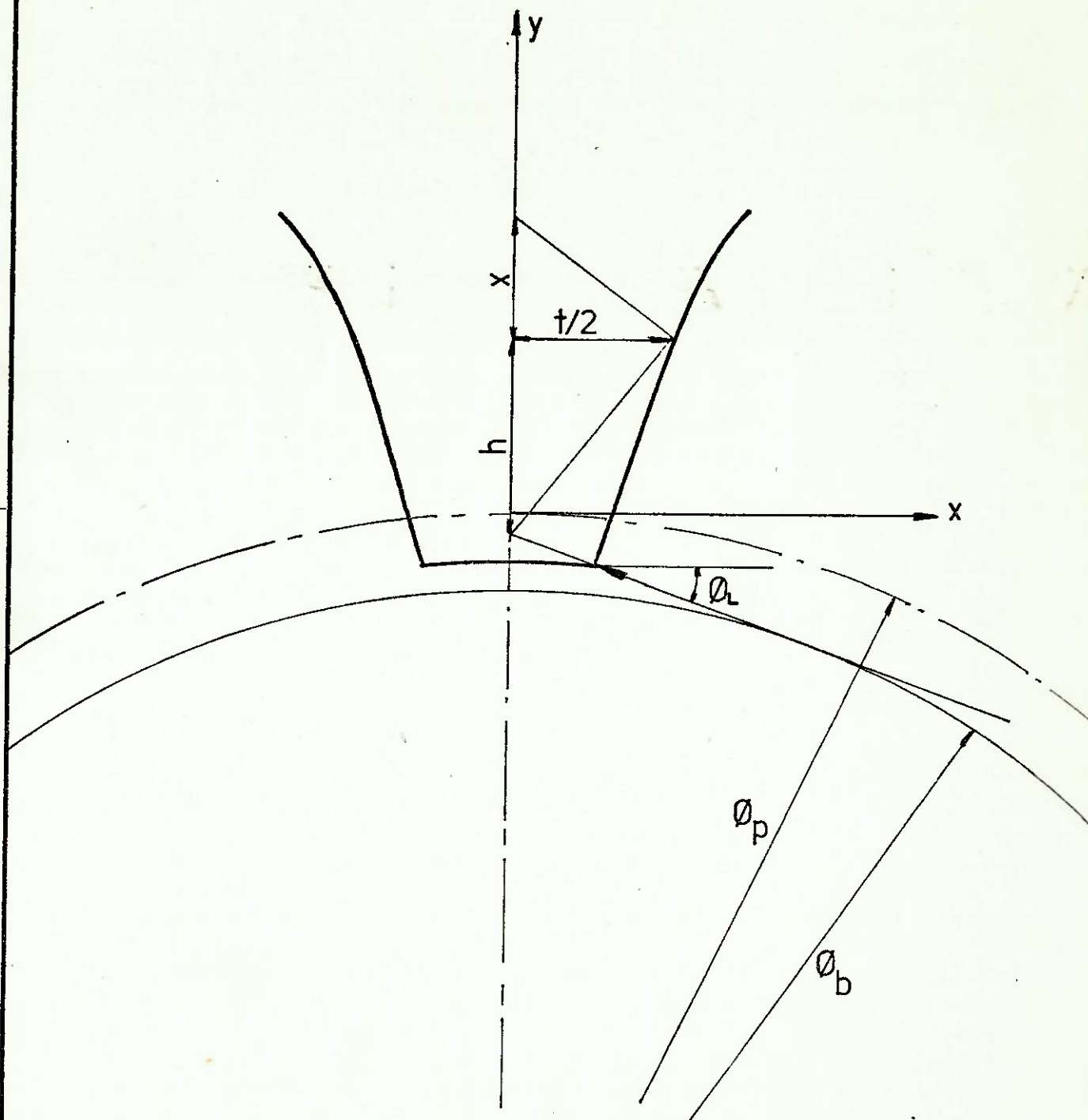
NOTA: o procedimento acima é válido é válido para engrenamentos externos. No caso de engrenamentos internos a carga deve ser aplicada na ponta do dente e com uma inclinação que tangencia o diâmetro de base. A partir da intersecção dessa reta com a linha de centro do dente repete-se o procedimento acima descrito para determinação de $t/2$, h e x . A figura 7 ilustra essa condição.

b) Determinação do fator de correção de tensão (K_f)

Esse fator para corrigir a concentração de tensão no pé é determinado em função dos parâmetros obtidos no layout do dente:

$$K_f = 0,18 + \left(\frac{t}{r_f} \right)^{0,15} \left(\frac{t}{h} \right)^{0,45}$$

FIG. 7- lay-out de dente interno para
determinação do fator de geometria.



com
$$r_f = \left(\frac{b_1^2}{D_p/2 + b_1} \right) \cdot \frac{1}{m} + r_T$$

onde: r_T = raio de arredondamento da ferramenta

$$b_1 = b - m \cdot r_T \quad (b = \text{dedendo da engrenagem})$$

NOTA:- no caso de engrenagens internas o fator de correção para a concentração de tensões (K_f) é igual a 1,0.

4.1.2 - Descrição do método de cálculo segundo a resistência ao contato superficial

O método utilizado para o cálculo preciso das engrenagens segundo o critério de contato superficial será o da norma AGMA 215.01 ("American Gear Manufacturers Association"). Neste ítem encontra-se a descrição desse método de cálculo. A fórmula fundamental da tensão devido ao contato superficial é dada por:

$$S_c = c_p \sqrt{\frac{T \cdot C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{D_p F} \cdot \frac{C_m}{I}} \quad \text{eq. (20)}$$

com:

$$S_c < S_{ac} \cdot \frac{C_L}{C_R}$$

onde:

I = fator de geometria

S_{ac} = tensão de contato

S_c = tensão de contato admissível

T = carga tangencial no diâmetro primitivo

C_o = fator de sobrecarga

C_v = fator dinâmico

D_p = diâmetro primitivo

F = largura do dente

C_p = fator de elasticidade

C_L = fator de vida

C_R = fator de segurança

C_m = fator de distribuição de carga.

O fator dinâmico é dado por (C_v):

$$C_v = \frac{50}{50 + 1,8 \sqrt{V_t}} \quad V_t = \text{velocidade tangencial no diâmetro primitivo (m/min).}$$

O coeficiente de elasticidade é dado por (C_p):

$$C_p = \sqrt{\frac{E}{2\pi(1 - \mu_p^2)}}$$

onde:

E = coeficiente de elasticidade do material

μ_p = coeficiente de Poisson do material.

O fator de geometria é dado por (I):

$$I = \frac{\cos\alpha \cdot \operatorname{sen}\alpha}{2} \left(\frac{i}{i+1} \right)$$

onde:

α = ângulo de pressão

i = relação de transmissão.

NOTA:- este procedimento de cálculo é o mesmo tanto para engrenagens externas como para engrenagens internas.

4.1.3 - Cálculo da planetária a picos de carga

Como pôde-se observar no projeto básico, a engrenagem planetária é o elemento crítico que define a largura mínima para as engrenagens. Portanto, neste ítem, essa engrenagem será calculada de acordo com o ítem 3.1.1 utilizando os esforços para pico de carga definidos no projeto básico. Posteriormente será feita uma verificação de todas as engrenagens quanto à fadiga por flexão e tensão de contato superficial. Neste cálculo será utilizado o torque na roda (M_r) de 3.900 kgf.m porém, serão desconsiderados os fatores da eq.(19):

$$F = \frac{T}{S_t} \cdot \frac{1}{J}$$

com:

F = largura da engrenagem

T = carga tangencial = 4837 kgf

S_t = tensão de tração = 120 kgf/mm²

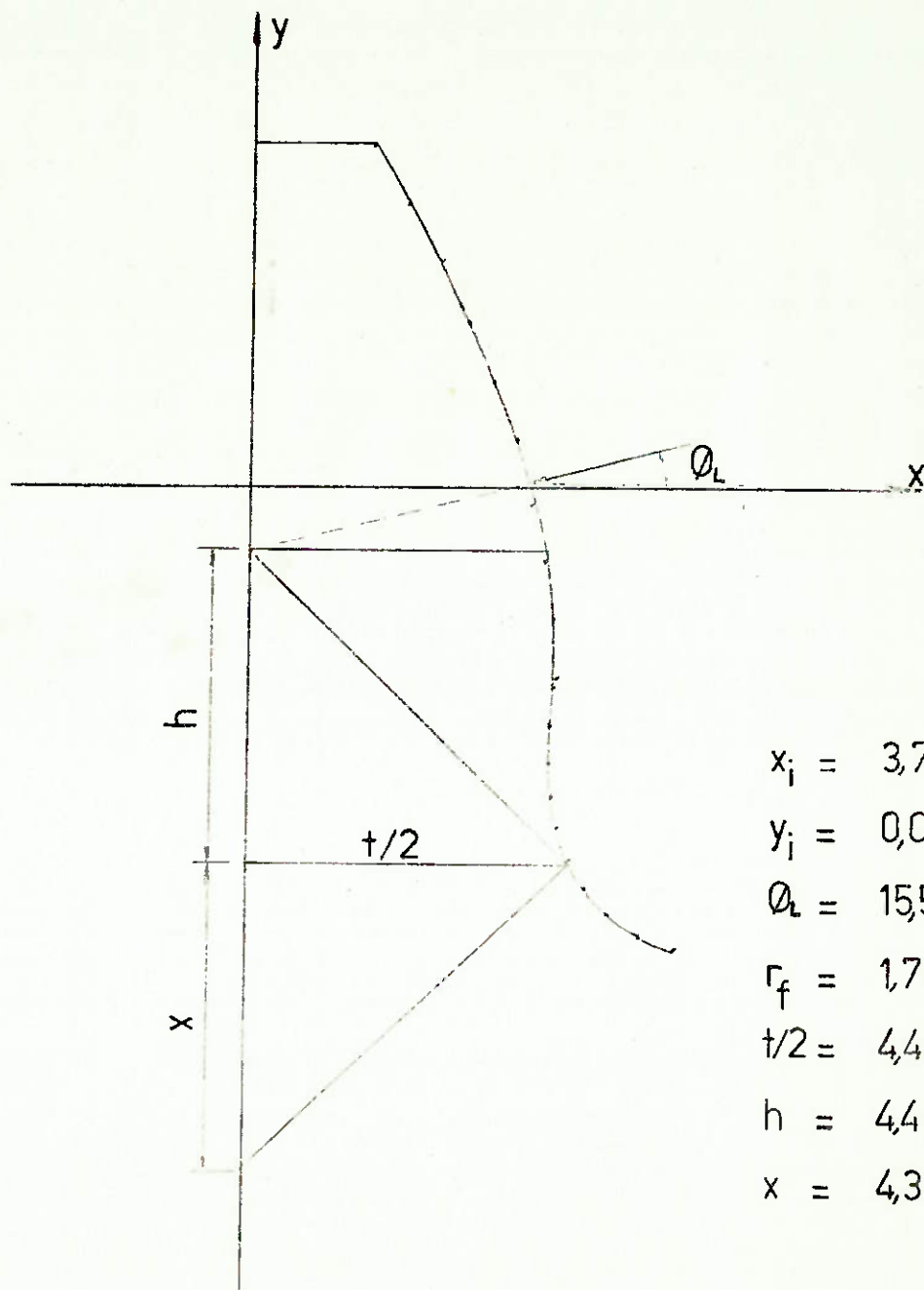
J = fator de geometria = 1,595 mm (obtido na figura 8)

$$F = \frac{4837}{120} \times \frac{1}{1,595} = 25,3 \text{ mm}$$

$$F = 25,3 \text{ mm}$$

Pode-se observar, aqui, que a avaliação feita no projeto básico estava superdimensionada. A priori, esta será adotada como largura mínima de engrenamento, a não ser que um valor maior que este for encontrado nas verificações a seguir.

FIG.8 - determinação do fator de geometria
 engrenagem-planetária 17 dentes
 módulo 4,8 mm.



$$x_i = 3,71 \text{ mm.}$$

$$y_i = 0,03 \text{ mm.}$$

$$\phi_L = 15,56^\circ$$

$$r_f = 1,703 \text{ mm.}$$

$$t/2 = 4,40 \text{ mm.}$$

$$h = 4,40 \text{ mm.}$$

$$x = 4,30 \text{ mm.}$$

$$J = 1,595 \text{ mm.}$$

esc. - 10:1

4.1.4 - Verificação do módulo escolhido

Este ítem servirá para confirmar que a escolha do maior módulo, associado ao menor número de dentes da planetária foi acertada. Para isso será feito o cálculo a picos de carga conforme o ítem anterior para uma nova configuração de redutor. Suponhamos um redutor com módulo igual a 3,75 mm e com os seguintes números de dentes:

$$\begin{aligned} Z_s &= 32 \text{ dentes} & \therefore \quad \phi_s &= 120,00 \text{ mm} \\ Z_p &= 20 \text{ dentes} & \therefore \quad \phi_p &= 75,00 \text{ mm} \\ Z_c &= 59 \text{ dentes} & \therefore \quad \phi_c &= 270,00 \text{ mm} \end{aligned}$$

A relação deste redutor seria de $i_p = 1,4444$ o que implicaria num escorregamento entre-eixos de 1,5% a carga tangencial nas engrenagens, conforme a eq.(13) seria:

$$T = \frac{M_r}{n_p \times i_p \times R_c} \cdot \frac{3900}{4 \times 1,444 \times 0,135}$$

$$T = 5.000 \text{ kgf.}$$

Aplicando, agora, a eq.(19) tem-se:

$$F = \frac{T}{S_t} \cdot \frac{1}{J}$$

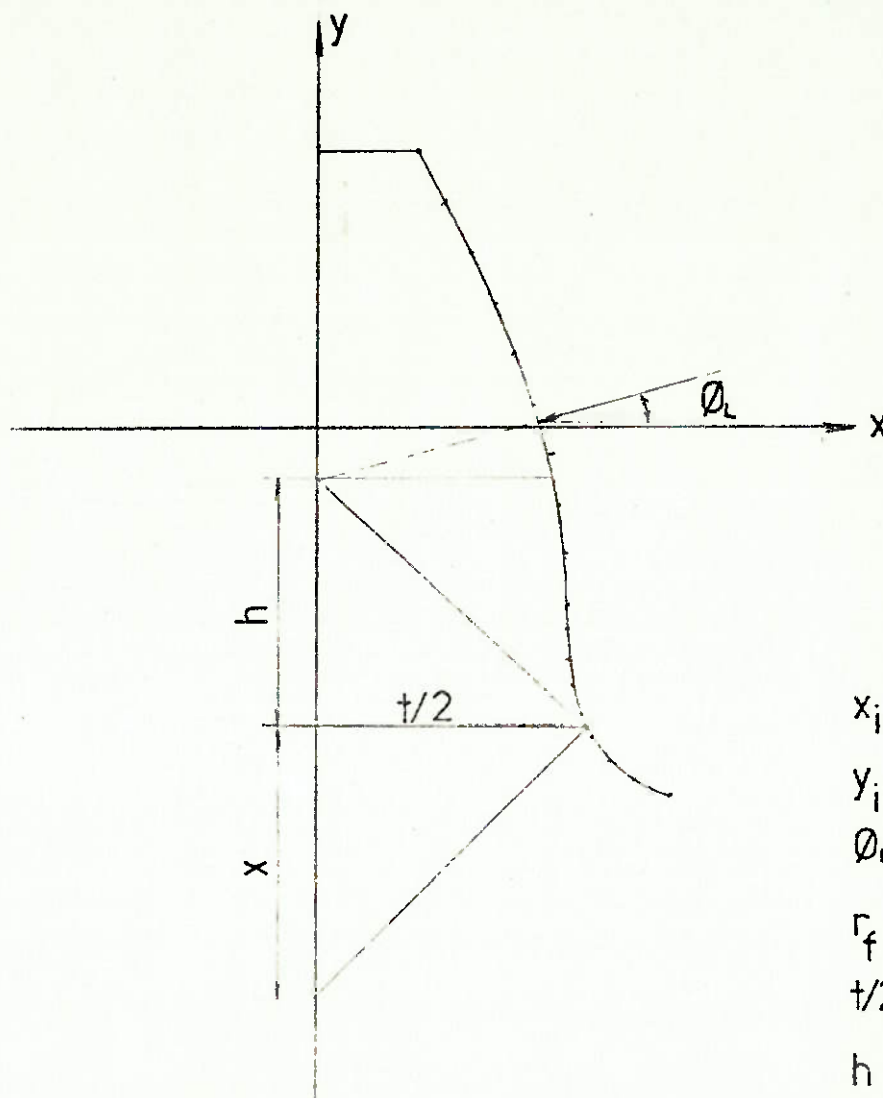
com:

$$J = \text{fator de geometria} = 1,364 \text{ mm (obtido na figura 9)}$$

$$F = \frac{5.000}{120} \times \frac{1}{1,364}$$

$$F = 30,6 \text{ mm}$$

FIG. 9- determinação do fator de geometria
 engrenagem-planetária 20 dentes
 módulo 3,75 mm.



- $x_i = 2,89$ mm.
- $y_i = 0,06$ mm.
- $\phi_L = 16,30^\circ$
- $r_f = 1,313$ mm.
- $t/2 = 3,54$ mm.
- $h = 3,40$ mm.
- $x = 3,70$ mm.

$J = 1,364$ mm.

esc. 10:1

Como pode-se observar, com a utilização de um módulo menor para as engrenagens a largura necessária para atender às mesmas condições de operação é superior àquela calculada no item anterior com módulo de 4,8mm para as engrenagens. Portanto, a configuração com 25/17/59 dentes e módulo 4,8mm será mantida para o redutor planetário.

4.1.5 - Verificação da engrenagem - planetária

Neste item será verificado se a largura dessa engrenagem necessária para atingir a vida requerida sob as condições médias de operação do veículo é inferior àquela determinada no item 3.1.3.. O cálculo quanto à fadiga por flexão segundo a eq.(19) é:

$$F = \frac{T \cdot K_o}{K_v} \cdot \frac{1}{S_t} \cdot \frac{K_m}{J}$$

com:

$$S_t = \frac{S_{at} \cdot K_L}{K_R}$$

Nas seguintes condições de operação:

Rotação da roda :	$N_R = 108 \text{ rpm}$
Rotação da planetária:	$N_p = 318 \text{ rpm}$
Vida requerida:	$h = 708 \text{ horas} = 1,35 \times 10^7 \text{ solicitações}$
Raio primitivo:	$R_p = 40,8 \text{ mm}$
Carga tangencial:	$T = 298 \text{ kgf.}$

Com os seguintes fatores:

Fator de sobrecarga : $K_o = 2,5$

Fator dinâmico :	$K_V = 0,91$ ($V_t = 81,5$ m/min)
Fator de distribuição de carga:	$K_m = 1,3$
Fator de geometria:	$J = 1,595$ (figura 8)
Tensão máxima :	$S_{at} = 60$ kgf/mm ²
Fator de vida :	$K_L = 1,0$
Fator de segurança:	$K_R = 2,0$
Tensão admissível :	$S_t = 30$ kgf/mm ²

$$F = \frac{298 \times 2,5}{0,91} \cdot \frac{1}{30} \cdot \frac{1,3}{1,595}$$

$$F = 22,2 \text{ mm}$$

O cálculo segundo a resistência ao contato superficial é, de acordo com a eq.(20):

$$F = \left(\frac{C_p}{S_c} \right)^2 \cdot \frac{T \cdot C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{\phi_p} \cdot \frac{C_m}{I}$$

Com os seguintes valores:

Carga tanxencial :	$T = 298$ kgf
Rotação da planetária:	$N_p = 159$ rpm
Coeficiente de elasticidade:	$C_p = 60,6$ kgf ^{1/2} /mm
Fator de sobrecarga:	$C_o = 1,5$
Fator dinâmico :	$C_v = 0,81$ ($V_t: 40,8$ m/min)
Diâmetro primitivo:	$\phi_p = 81,6$ mm
Fator de distribuição de carga:	$C_m = 1,4$
Relação de transmissão:	$i = 1,47$

Fator de geometria :	$I = 0,096$
Tensão de contato :	$S_{ac} = 175 \text{ kgf/mm}^2$
Fator de vida :	$C_i = 1,0$
Fator de segurança :	$C_r = 1,5$
Tensão admissível de contato:	$S_c = 117 \text{ kgf/mm}^2$

$$F = \left(\frac{60,6}{117} \right)^2 \times \frac{298 \times 1,5}{0,81} \times \frac{1}{81,6} \times \frac{1,4}{0,096}$$

$$F = 26,5 \text{ mm}$$

Pode-se observar que a tensão de contato superficial obriga que a largura mínima de engrenamento seja aumentada para 26,5 mm.

4.1.6 - Verificação da engrenagem - solar

Neste ítem será verificado se a largura dessa engrenagem necessária para atender aos picos de carga bem como à vida requerida sob as condições médias de operação do veículo é inferior àquela determinada no ítem 3.1.3.

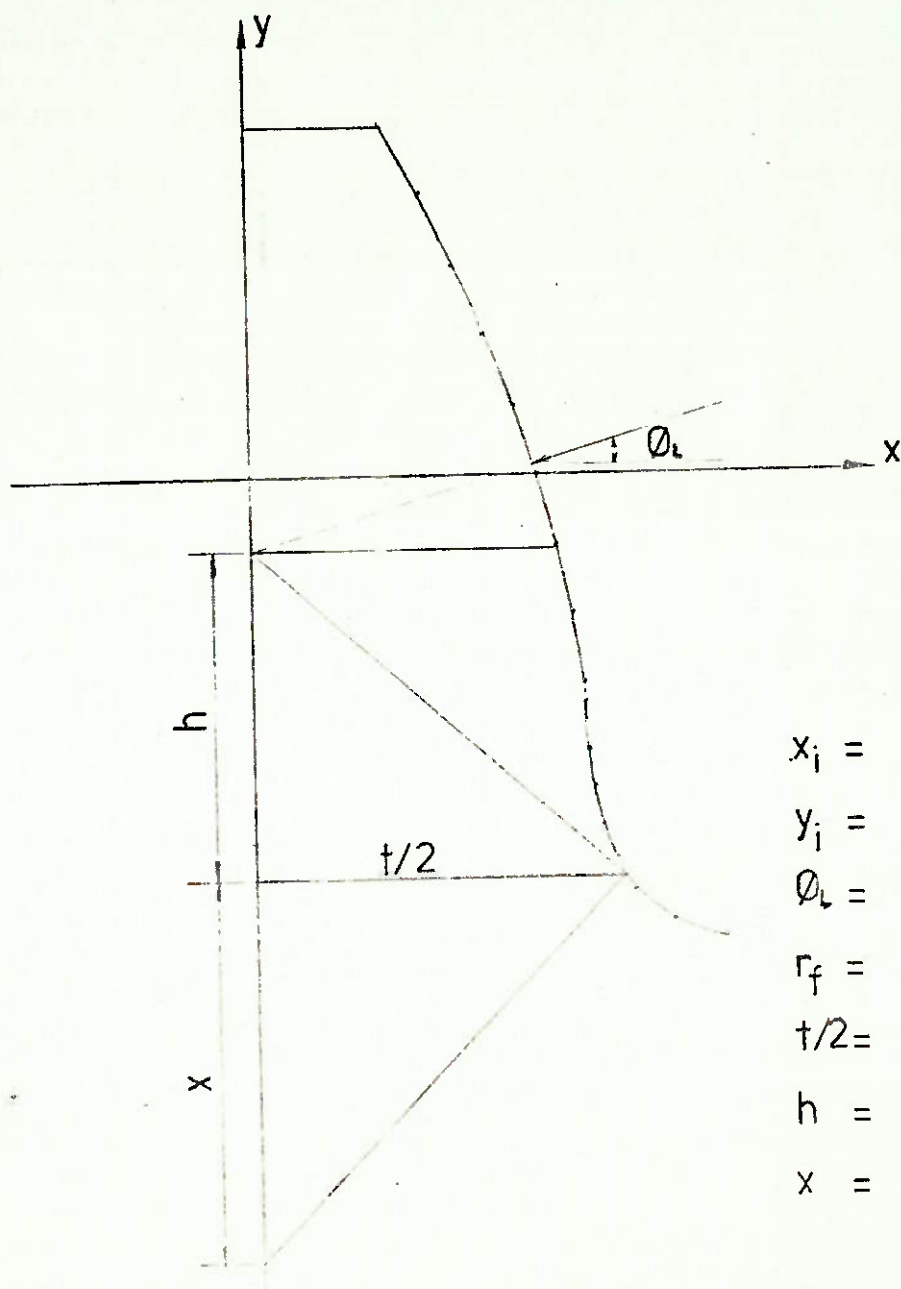
O cálculo quanto à picos de carga é:

$$F = \frac{T}{S_t} \cdot \frac{1}{J}$$

com

carga tangencial :	$T = 4837 \text{ kgf}$
tensão de tração :	$S_t = 120 \text{ kgf/mm}^2$
fator de geometria:	$J = 1,901 \text{ mm}$ (obtido na figura 10).

FIG. 10 - determinacão do fator de geometria
 engrenagem-solar 25 dentes
 módulo 4,8 mm.



$x_i = 3,69$ mm.
 $y_i = 0,14$ mm.
 $\phi_i = 17,13^\circ$
 $r_f = 1,695$ mm.
 $t/2 = 4,85$ mm.
 $h = 4,50$ mm.
 $x = 5,20$ mm.

$J = 1,901$ mm.

esc. 10:1

$$F = \frac{4837}{120} \times \frac{1}{1,901}$$

$$F = 21,2 \text{ mm}$$

O cálculo quanto à fadiga por flexão é:

$$F = \frac{T \cdot K_o}{K_v} \cdot \frac{1}{S_t} \cdot \frac{K_m}{J}$$

Com os seguintes valores:

Rotação da solar :	$N_s = 432 \text{ rpm}$
Vida requerida :	$h = 708 \text{ horas} = 1,8 \times 10^7 \text{ ciclos}$
Carga tangencial :	$T = 298 \text{ kgf}$
Raio primitivo :	$R_s = 60,0 \text{ mm}$
Fator dinâmico	$K_v = 0,88 (V_t = 162,0 \text{ m/min})$
Fator de distribuição de carga:	$K_m = 1,3$
Fator de geometria:	$J = 1,901 \text{ (obtido na fig.10)}$
Tensão máxima :	$S_{at} = 60 \text{ kgf/mm}^2$
Fator de segurança:	$K_R = 2,0$
Tensão admissível:	$S_t = 30 \text{ kgf/mm}^2$
Fator de vida :	$K_L = 1,0$
Fator de sobrecarga:	$K_o = 2,5$

$$F = \frac{298 \times 2,5}{0,88} \cdot \frac{1}{30} \cdot \frac{1,3}{1,901}$$

$$F = 19,3 \text{ mm}$$

O cálculo segundo a resistência ao contato superficial é:

$$F = \left(\frac{C_p}{S_c} \right)^2 \cdot \frac{T \cdot C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{\phi_s} \cdot \frac{C_m}{I}$$

Com os seguintes valores:

Carga tangencial :	T = 298 kgf
Rotação da solar :	N _s = 432 rpm
Coefficiente de elasticidade:	C _p = 60,6 kgf ^{1/2} /mm
Fator de sobrecarga :	C _o = 1,5
Fator dinâmico :	C _v = 0,69 (V _t = 162,9 m/min)
Diâmetro primitivo:	ϕ _s = 120,0 mm
Fator de distribuição de carga:	C _m = 1,4
Relação de transmissão:	i = 1,47
Fator de geometria :	I = 0,096
Tensão de contato :	S _{ac} = 175 kgf/mm ²
Fator de vida :	C _L = 1,0
Fator de segurança:	C _r = 1,5
Tensão admissível de contato:	S _c = 117 kgf/mm ²

$$F = \left(\frac{60,6}{117} \right)^2 \cdot \frac{298 \times 1,5}{0,69} \cdot \frac{1}{120} \cdot \frac{1,4}{0,096}$$

$$F = 21,3 \text{ mm.}$$

Como pode-se observar, as larguras calculadas pelos três métodos para a solar são inferiores à mínima estabelecida para a planetária.

4.1.7 - Verificação da engrenagem - coroa

Neste ítem será verificado se a largura dessa engrenagem necessária para atender aos picos de carga bem como à vida requerida sob as condições médias de operação do veículo é inferior àquela determinada no ítem 3.1.3.

O cálculo quanto à picos de carga é:

$$F = \frac{T}{S_t} \cdot \frac{1}{J}$$

Com:

Carga tangencial : $T = 4837 \text{ kgf}$

Tensão de tração : $S_t = 120 \text{ kgf/mm}^2$

Fator de geometria: $J = 2,367 \text{ mm}$ (obtido na fig.11)

$$F = \frac{4837}{120} \cdot \frac{1}{2,367}$$

$$, F = 17,0 \text{ mm}$$

O cálculo quanto à fadiga por flexão é:

$$F = \frac{T \cdot K_o}{K_v} \cdot \frac{1}{S_t} \cdot \frac{K_m}{J}$$

Com os seguintes valores:

Rotação da coroa : $N_c = 183 \text{ rpm}$

Vida requerida : $h = 708 \text{ horas} = 7,8 \times 10^6 \text{ ciclos}$

Carga tangencial : $T = 298 \text{ kgf}$

Raio primitivo : $R_c = 141,60 \text{ mm}$

Fator de sobrecarga :	$K_o = 2,5$
Fator dinâmico :	$K_v = 0,88$ ($V_t = 162,8$ m/min)
Fator de distribuição de carga:	$K_m = 1,3$
Fator de geometria :	$J = 2,367$ mm (obtido na figura 11)
Tensão máxima :	$S_{at} = 60$ kgf/mm ²
Fator de vida :	$K_l = 1,0$
Fator de segurança :	$K_R = 2,0$
Tensão admissível :	$S_t = 30$ kgf/mm ²

$$F = \frac{298 \times 2,5}{0,88} \cdot \frac{1}{30} \cdot \frac{1,3}{2,367}$$

$$F = 15,5 \text{ mm}$$

O cálculo segundo a resistência ao contato superficial é:

$$F = \left(\frac{C_p}{S_c} \right)^2 \cdot \frac{T \cdot C_o}{C_v} \cdot \frac{1}{\phi_t} \cdot \frac{C_m}{I}$$

com os seguintes valores:

Carga tangencial :	$T = 298$ kgf
Rotação da coroa :	$N_c = 183$ rpm
Coefficiente de elasticidade:	$C_p = 60,6$ kgf ^{1/2} /mm
Fator de sobrecarga:	$C_o = 1,5$
Fator dinâmico:	$C_v = 0,69$ ($V_t = 162,8$ m/min)
Diâmetro primitivo:	$\phi_c = 283,20$ mm
Fator de distribuição de carga:	$C_m = 1,4$

Relação de transmissão :	$i = 3,47$
Fator de geometria :	$I = 0,125$
Tensão de contato :	$S_{ac} = 175 \text{ kgf/mm}^2$
Fator de vida :	$C_L = 1,0$
Fator de segurança :	$C_R = 1,5$
Tensão admissível ao contato:	$S_c = 117 \text{ kgf/mm}^2$

$$F = \left(\frac{60,6}{117} \right)^2 \cdot \frac{298 \times 1,5}{0,69} \cdot \frac{1}{283,2} \cdot \frac{1,4}{0,125}$$

$$F = 6,9 \text{ mm}$$

Verifica-se, como já era esperado, que a planetária é o elemento crítico necessitando de largura mínima de 26,5 mm de engrenamento. Portanto, a largura física da engrenagem será adotada como sendo 30mm para corrigir algum possível desalinhamento.

4.1.8 - Condições do engrenamento

Para que a condição de engrenamento de duas rodas dentadas seja suave e silenciosa, é necessário que o seu grau de recobrimento (m_p) seja superior ao valor de 1,4. O grau de recobrimento ou relação de contato (m_p) é dado por:

$$m_p = \frac{u_1 + u_2}{\pi m \cos \alpha}$$

com:

$$u_1 = (r_2 + a_2) \operatorname{sen} \alpha_2 - r_2 \operatorname{sen} \alpha$$

$$u_2 = (r_1 + a_1) \operatorname{sen} \alpha_1 - r_1 \operatorname{sen} \alpha$$

e :

$$\cos \alpha_1 = \frac{r_b}{r_1 + a_1}$$

$$\cos \alpha_2 = \frac{r_b}{r_2 + a_2}$$

onde:

r = raio primitivo

a = adendo

α = ângulo de pressão

m = módulo

r_b = raio de base

Primeiramente, será calculado o grau de recobrimento do engrenamento solar-planetária:

$$m_p = \frac{u_s + u_p}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

com:

$$u_s = 10,73$$

$$u_p = 11,42$$

$$m_p = \frac{10,73 + 11,42}{\pi \cdot 4,8 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$m_p = 1,56$$

E o grau de recobrimento do engrenamento planetária-coroa é:

$$m_p = \frac{u_p + u_c}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha}$$

com:

$$u_p = 15,39$$

$$u_c = 10,79$$

$$m_p = \frac{15,39 + 10,73}{\pi \cdot 4,8 \cdot \cos 20^\circ}$$

$$m_p = 1,84$$

Como pode-se observar, tanto o engrenamento solar-planitária quanto o engrenamento planetária-coroa possuem um grau de recobrimento superior ao recomendado.

4.1.9 - Geometria das engrenagens

Como já foi determinada a largura necessária para que as engrenagens atendam as condições de serviço, neste ítem estão relacionados todos os parâmetros que as definem:

a) Engrenagem-solar (figura 14)

Número de dentes:	25 dentes
Módulo:	4,8 mm
Diâmetro primitivo:	120,0 mm
Diâmetro externo :	129,60 mm
Diâmetro interno :	108,00 mm
Ângulo de pressão :	20°
Diâmetro de base :	112,763mm
Largura do dente :	30 mm

Passo :	15,0796 mm
Passo normal de base:	14,1702 mm
Espessura do dente	7,5398
Engrená com:	17 dentes
Distância entre centros:	100,80 mm
Coefficiente de folga de fundo:	0,25
Coef.de raio de ponta da ferramenta:	0,35
Perfil da cremalheira:	Standard
Relação de engrenamento:	1.4706
Grau de recobrimento	1,56
Ângulo de pressão de ponta:	29,532°
Espessura de ponta:	3,4547 mm
Medida sobre pinos:	124,446 mm
Diâmetro dos pinos:	6,5 mm

B) Engrenagem - Planetária (figura 15)

Número de dentes:	17 dentes
Módulo:	4,8 mm
Diâmetro primitivo:	81,60 mm
Diâmetro externo :	91,20 mm
Diâmetro interno :	69,60 mm
Ângulo de pressão:	20°
Diâmetro de base :	76,679 mm
Largura do dente:	30 mm
Passo:	15,0796 mm
Passo normal de base:	14,1702 mm
Espessura do dente:	7,5398 mm
Engrena com:	25/59 dentes
Distância entre centros:	100,80/100,80 mm
Coefficiente de folga de fundo:	0,25
Coef.de raio de ponta da ferramenta:	0,35
Perfil da cremalheira:	Standard
Relação de engrenamento:	1,4706/3,4706
Grau de recobrimento:	1,56 / 1,84

Ângulo de pressão de ponta:	32,778°
Espessura de ponta:	3,2353 mm
Medida sobre pinos:	85,867 mm
Diâmetro dos pinos:	6,5 mm

c) Engrenagem - Coroa (figura 16)

Número de dentes:	59 dentes
Módulo:	4,8 mm
Diâmetro primitivo:	283,20 mm
Diâmetro interno:	273,60 mm
Diâmetro de fundo:	295,20 mm
Ângulo de pressão:	20°
Diâmetro de base :	266,121 mm
Largura do dente:	30 mm
Passo:	15,0796 mm
Passo normal de base:	14,1702 mm
Espessura do dente :	7,5398 mm
Engrena com:	17 dentes
Distância entre centros:	100,80 mm
Coeficiente de folga de fundo:	0,25
Perfil da cortadora:	Standard- 19 dentes
Relação de engrenamento:	3,4706
Grau de recobrimento:	1,84
Medida sobre pinos:	278,272 mm
Diâmetro dos pinos:	6,5 mm

4.2 - Desenho de Montagem do Redutor Planetário

A figura 12 mostra todos os detalhes de adaptação e montagem deste novo redutor planetário no munhão, cubo de rodas e ponteira do veículo. As características novas introduzidas na roda do veículo serão verificadas quanto à capacidade de carga nos itens subsequentes.

4.3 - Verificação dos Rolamentos

Na montagem da figura 12, os rolamentos que fixam o cubo da roda à ponteira do veículo foram modificados em relação à roda original. Portanto, neste ítem será feita uma verificação desses rolamentos para saber se eles atendem às especificações do projeto.

A figura 13 mostra um esquema da montagem dos rolamentos em relação à linha de centro do pneu. Como esforços atuantes serão admitidos: uma força equivalente ao peso sobre uma roda (2500 kgf) associado à uma força axial de 1.000 kgf.

A carga sobre os rolamentos independe da tração dianteira estar ou não atuando. Portanto, como o veículo andarà tanto em direta quanto em reduzida (opção da caixa de transferência), a velocidade média passa a ser superior àque la utilizada para os cálculos do redutor. Serà adotado aqui uma velocidade média de 50 km/h para o veículo, o que implica numa rotação da roda de 255 rpm. Como a vida prevista para o veículo é de 50.000 km, significa que com a velocidade média adotada, a vida dos rolamentos deverá ser de 1.000 horas. os dados característicos dos rolamentos escolhidos são:

- Capacidade de carga : $C(90) = 1980 \text{ kgf}$
- Coeficiente de força axial: $K = 1,67$

As reações de apoio (conforme figura 13) são:

$$F_{RA} = 350 \text{ kgf}$$

$$F_{RB} = 2 \ 150 \text{ kgf}$$

$$T_e = 1.000 \text{ kgf}$$

Obviamente, o rolamento B é o mais solicitado, bastando que ele seja verificado. A capacidade de carga

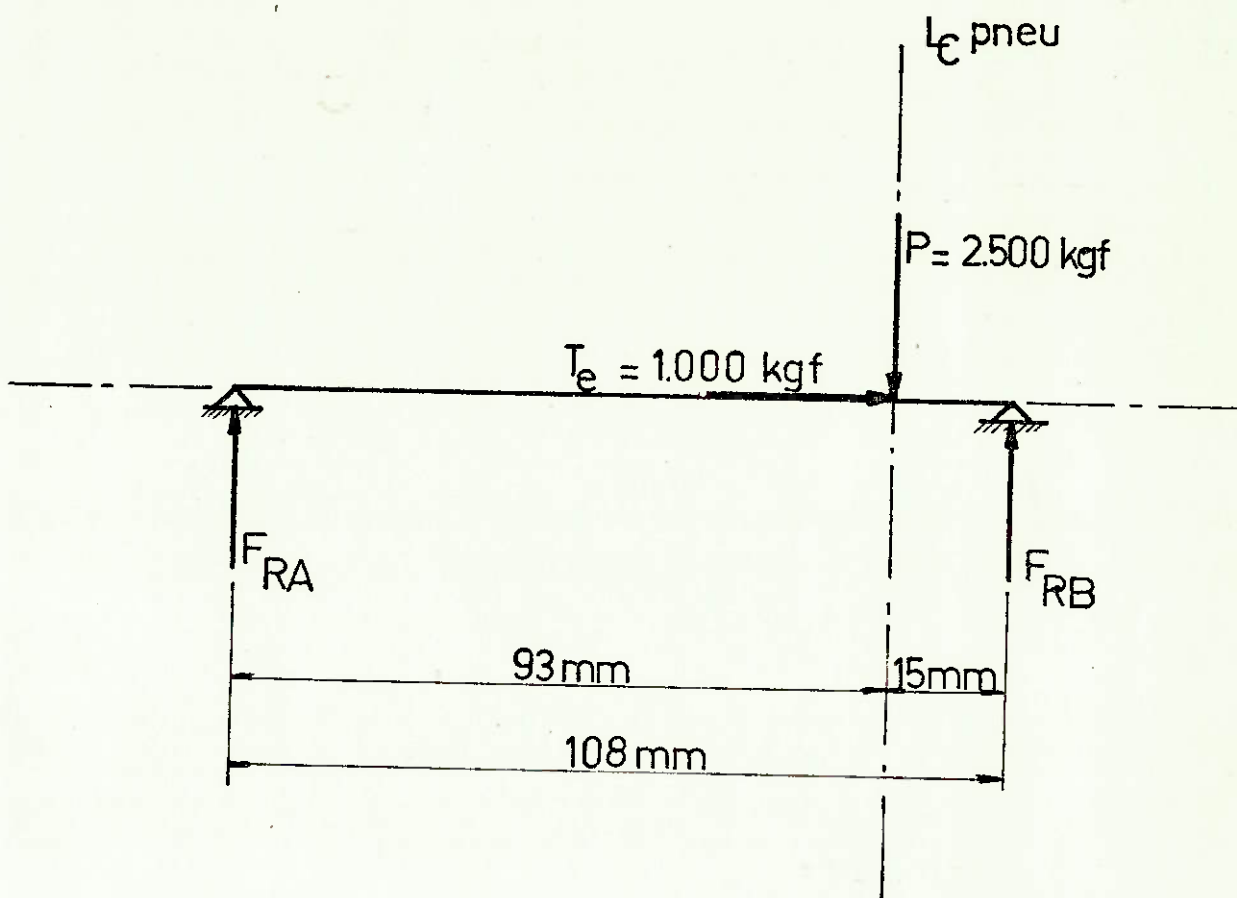


FIG.13 - posição dos rolamentos de roda

(C(90)) necessária é dada por:

$$C(90) = \frac{P_B \times L_F \times F_C}{S_F}$$

onde:

$$P_B = 0,4 F_{RB} + K \left(\frac{0,47 F_{RA}}{K} + T_e \right)$$

$$L_F = \left(\frac{\text{Vida requerida}}{3.000} \right)^{3/10} \quad (\text{Fator de vida})$$

$$S_F = \left(\frac{500}{\text{Rotação}} \right)^{3/10} \quad (\text{Fator de serviço})$$

$$F_C = 1,2 \quad (\text{Fator de carga})$$

Substituindo-se os valores tem-se:

$$P_B = 2695 \text{ kgf}$$

$$L_F = 0,72$$

$$S_F = 1,22$$

$$C(90) = \frac{2695 \times 0,72 \times 1,2}{1,22} = 1908 \text{ kgf}$$

Portanto o rolamento escolhido possui uma capacidade de carga superior àquela requerida para as condições de serviço, podendo ser adotados.

4.4 - Verificação dos Entalhados

Na montagem do redutor foram introduzidos dois - novos entalhados: solar/ponteira e semi-árvore /coroa. O entalhado que acopla o garfo do cardan à semi-árvore foi mantido da montagem original, não sendo necessário sua verificação, bem como o corpo da semi-árvore.

Os entalhados adotados são de perfil evolvente, segundo norma "ANSI" B92.1 "STUB TEETH-FLAT ROOT SIDE FIT".

a) Entalhado solar/ponteira:

"Diametral Pitch" = 10/20 (módulo = 2,54 mm) (m)

Número de dentes = 35 dentes (Z)

Diâmetro primitivo = 88,90 mm (D_p)

Comprimento do entalhado: L

Torque transmitido: M_t

Pressão superficial admissível: p

$$L = \frac{1.000 M_t}{0,75 \times Z \times m \times \frac{D_p}{2} \times p}$$

A ponteira, feita de aço SAE 4140 com dureza mínima de 40 R_C define uma pressão superficial admissível $p = 90 \text{ kgf/mm}^2$. O torque no entalhado (M_t) é de 1160 kgf.m quando ocorre um - pico de carga de 3900 kgf.m na roda. Substituindo os valores na fórmula acima obtém-se o comprimento mínimo de entalhado necessário:

$$L = \frac{1.000 \times 1160}{0,75 \times 35 \times 2,54 \times 44,45 \times 90} = 4,3 \text{ mm}$$

Como o comprimento mínimo necessário é inferior ao definido na montagem, o entalhado atenderá às especificações do projeto.

b) Entalhado semi-árvore/coroa

"Diametral Pitch" = 12/24 (módulo = 2,117 mm) (m)

Número de dentes = 24 dentes (Z)

Diâmetro primitivo = 50.80 mm (D_p)

Comprimento do entalhado: L

Torque transmitido: M_t

Pressão superficial admissível: p

$$L = \frac{1.000 \times M_t}{0,75 \times Z \times m \times \frac{D_p}{2} \times p}$$

A semi-árvore também de aço SAE 4140 com dureza mínima de 40 R_c define uma pressão superficial admissível de 90 kgf/mm^2 . O torque no entalhado (M_t) é de 2740 kgf.m quando ocorre um pico de carga de 3900 kgf.m na roda. Substituindo os valores na fórmula acima obtém-se o comprimento mínimo de entalhado necessário:

$$L = \frac{1.000 \times 2740}{0,75 \times 24 \times 2,117 \times 25,4 \times 90} = 31,4 \text{ mm}$$

Como o comprimento mínimo necessário é inferior ao definido na montagem, este entalhado também atenderá às especificações de projeto.

4.5 - Verificação dos Mancais das Planetárias

Como pode-se observar na, figura 5, existe uma carga Q atuando mancal de escorregamento das engrenagens planetárias. Como o mancal de escorregamento é formado de uma bucha de bronze, sua capacidade de carga será limitada pela máxima - pressão superficial atuante (p):

$$p = \frac{Q}{FD}$$

onde:

Q = carga no mancal = $2T = 2 \times 4836 = 9672$ kgf.

F = largura do mancal = largura da engrenagem

D = diâmetro do eixo da planetária

p = pressão superficial admissível para o bronze =
= 15 kgf/mm^2

$$D = \frac{9672}{30 \times 15}$$

$$D = 21,5 \text{ mm}$$

Portanto, como o diâmetro do eixo da planetária mínimo determinado é inferior ao utilizado na figura 12, o mancal de deslizamento atenderá às especificações de projeto.

Com este ítem encerram-se todos os cálculos e verificações necessários para o projeto deste redutor planetário.

APÊNDICE A

Neste apêndice será descrito o método para determinação dos pontos pertencentes a um perfil de evolvente utilizado no traçado do lay-out dos dentes das engrenagens calculadas.

A figura A-1 mostra a geometria necessária para se determinar as coordenadas em relação ao centro do dente de um ponto Q qualquer pertencente à evolvente, onde:

α = ângulo de pressão

D_B = diâmetro de base

D_p = diâmetro primitivo

R = raio do ponto Q

Z = número de dentes

Q = ponto qualquer sobre a evolvente

P = ponto de intersecção do diâmetro primitivo com a evolvente

A localização do ponto Q em função das coordenadas (x'_Q, y'_Q) é dada por

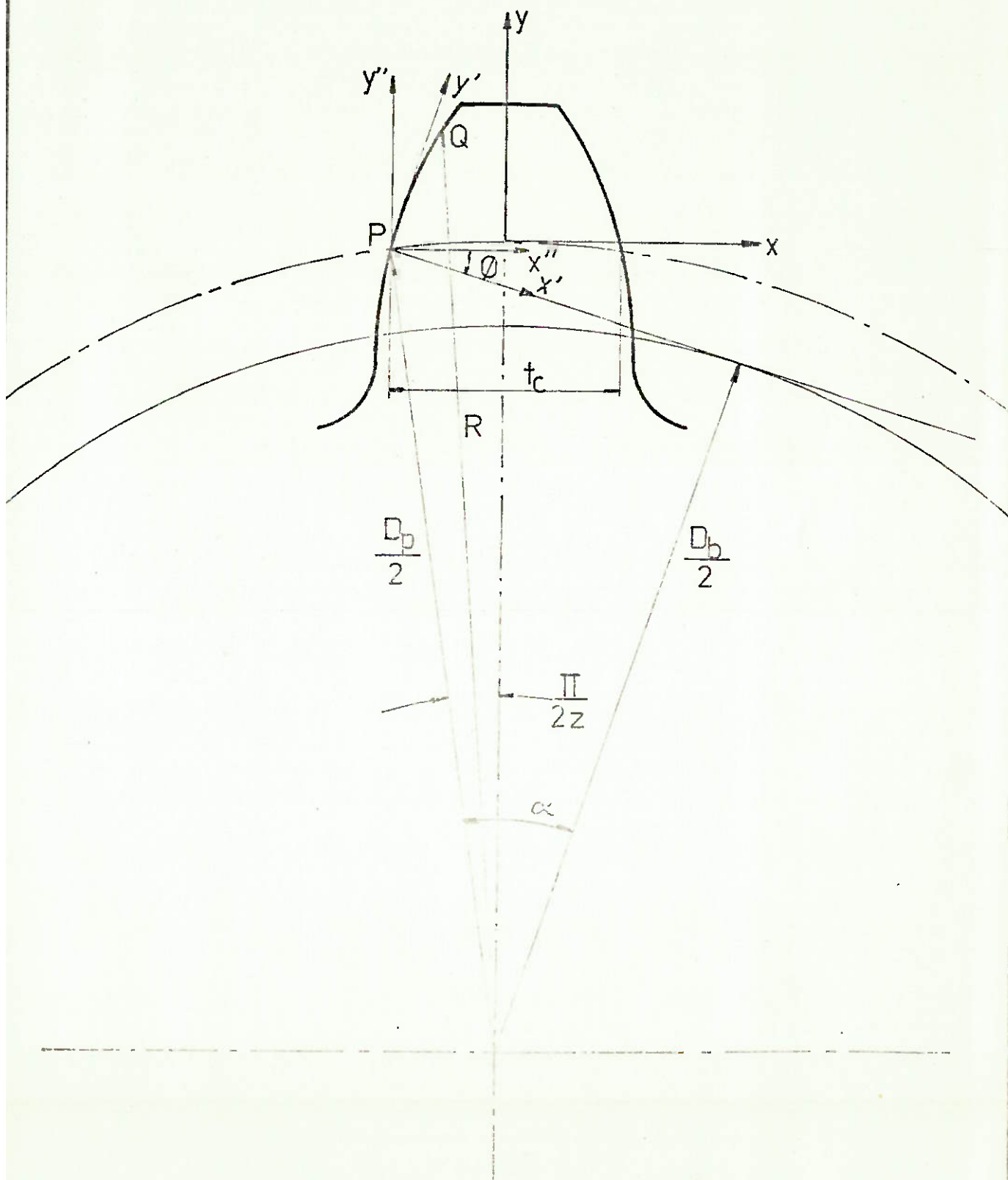
$$y'_Q = \frac{D_p}{2} \left[\text{sen } \alpha \text{ sen } \theta + \text{cos } \alpha (\theta \text{sen } \theta + \text{cos } \theta - 1) \right]$$

$$x'_Q = \frac{D_p}{2} \left[\text{sen } \alpha (1 - \text{cos } \theta) + \text{cos } \alpha (\text{sen } \theta - \theta \text{cos } \theta) \right]$$

onde:

$$\theta = \sqrt{\left(\frac{2R/D_p}{\text{cos } \alpha} \right)^2 - 1} - \text{tg } \alpha$$

FIG. A1- obtenção das coordenadas do perfil do dente



Após terem sido obtidas as coordenadas (x'_Q, y'_Q) é necessário fazer uma rotação dos eixos para (x'', y'') e obter as novas coordenadas do ponto $Q (x''_Q, y''_Q)$:

$$x''_Q = a \cos \gamma$$

$$y''_Q = a \sin \gamma$$

com
$$a = \sqrt{x'^2_Q + y'^2_Q}$$

$$\gamma = \arctg \frac{y'_Q}{x'_Q} - \alpha + \frac{\pi}{2Z}$$

Finalmente, deve-se fazer uma translação dos eixos (x'', y'') para (x, y) e determinar quais são as coordenadas do ponto $Q (x_Q, y_Q)$ em relação às linhas de centro do dente:

$$x_Q = x''_Q - \frac{D_p}{2} \sin \frac{\pi}{2Z}$$

$$y_Q = y''_Q - \frac{D_p}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{2Z} \right)$$

Portanto, variando-se o raio R desde o diâmetro de base até o diâmetro externo da engrenagem pode-se plotar o perfil de evolvente dos dentes.

APÊNDICE B

Como foi descrito no item 3.1.1, a determinação do fator de geometria (J) de uma engrenagem é um procedimento de cálculo muito extenso pois, primeiramente necessita - que se obtenha o perfil do dente e posteriormente uma manipulação com os valores medidos nesse perfil. Para agilizar o cálculo das quatro engrenagens feito no projeto executivo foram feitos dois programas aplicáveis à calculadoras "HP-41CV".

O primeiro dos programas gera as coordenadas dos pontos pertencentes ao perfil de evolvente, determina o raio de fundo (r_f), as coordenadas (x_i, y_i) e o ângulo (ϕ_L) de aplicação de carga no dente da engrenagem e está descrito a seguir:

DADOS DE ENTRADA:

- Z_1 = número de dentes da engrenagem
- M = módulo (mm)
- Ang.Pres. = ângulo de pressão
- I = número de pontos do perfil desejado
- Z_2 = número de dentes do par engrenado

SAÍDAS:

- X = abcissa de um ponto do perfil (repetido I vezes)
(mm)
- Y = ordenada de um ponto do perfil (repetido I vezes)
(mm)
- RF = raio de fundo (mm)
- XI = abcissa do ponto de aplicação de carga (mm)
- YI = ordenada do ponto de aplicação de carga (mm)

ϕ_L = ângulo de aplicação de carga (graus)

COMANDOS:

01	LBL EVÓLV	28	+
02	RAD	29	STO 06
03	Z1 = ?	30	RCL 06
04	PROMPT	31	RCL 05
05	STO 00	32	-
06	M = ?	33	RCL 03
07	PROMPT	34	1
08	STO 01	35	-
09	ANG.PRES. = ?	36	/
10	PROMPT	37	STO 07
11	D-R	38	PI
12	STO 02	39	2
13	I = ?	40	/
14	PROMPT	41	RCL 00
15	STO 03	42	/
16	RCL 00	43	STO 08
17	RCL 01	44	CHS
18	X	45	RCL 02
19	2	46	+
20	/	47	STO 09
21	STO 04	48	1
22	RCL 02	49	RCL 08
23	COS	50	COS
24	X	51	-
25	STO 05	52	RCL 04
26	RCL 01	53	X
27	RCL 04	54	STO 10

55	RCL 08	91	STO 15
56	SIN	92	SIN
57	RCL 04	93	STO 16
58	X	94	RCL 15
59	STO 11	95	COS
60	RCL 02	96	STO 17
61	COS	97	1
62	STO 12	98	-
63	RCL 02	99	RCL 16
64	SIN	100	RCL 15
65	STO 13	101	X
66	RCL 03	102	+
67	1	103	RCL 12
68	-	104	X
69	1.000	105	RCL 13
70	/	106	RCL 16
71	STO 14	107	X
72	LRL 01	108	+
73	RCL 14	109	RCL 04
74	INT	110	X
75	RCL 07	111	STO 18
76	X	112	RCL 16
77	RCL 05	113	RCL 15
78	+	114	RCL 17
79	RCL 04	115	X
80	/	116	-
81	RCL 12	117	RCL 12
82	/	118	X
83	X ²	119	1
84	1	120	RCL 17
85	-	121	-
86	ABS	122	RCL 13
87	SQRT	123	X
88	RCL 02	124	+
89	TAN	125	RCL 04
90	-		

126	X	161	FIX 3
127	STO 19	162	"X ="
128	X ²	163	ARCL 24
129	RCL 18	164	"MM"
130	X ²	165	AVIEW
131	+	166	PSE
132	SQRT	167	PSE
133	STO 20	168	PSE
134	RCL 18	169	PSE
135	RCL 19	170	"Y="
136	X = 0 ?	171	ARCL 25
137	GTO 02	172	"MM"
138	/	173	AVIEW
139	ATAN	174	PSE
140	LBL 03	175	PSE
141	RCL 09	176	ISG 14
142	-	177	GTO 01
143	STO 21	178	RCL 01
144	SIN	179	1,25
145	RCL 20	180	X
146	X	181	0,35
147	STO 22	182	RCL 01
148	RCL 21	183	X ²
149	COS	184	X
150	RCL 20	185	-
151	X	186	STO 27
152	STO 23	187	X ²
153	RCL 11	188	RCL 04
154	-	189	RCL 27
155	CHS	190	+
156	STO 24	191	/
157	RCL 22	192	RCL 01
158	RCL 10	193	/
159	-	194	0,35
160	STO 25	195	RCL 01

196	X	231	-
197	+	232	2
198	STO 28	233	/
199	"RF="	234	STO 29
200	ARCL 28	235	PI
201	"MM"	236	RCL 01
202	AVIEW	237	X
203	STOP	238	RCL 02
204	Z2 = ?	239	COS
205	PROMPT	240	X
206	STO 40	241	RCL 29
207	RCL 01	242	-
208	X	243	RCL 01
209	STO 44	244	/
210	RCL 02	245	STO 30
211	COS	246	RCL 04
212	X	247	X^2
213	STO 45	248	RCL 05
214	RCL 44	249	X^2
215	RCL 01	250	-
216	2	251	SQRT
217	X	252	RCL 30
218	+	253	+
219	STO 46	254	X^2
220	X^2	255	RCL 05
221	RCL 45	256	X^2
222	X^2	257	+
223	-	258	SQRT
224	SQRT	259	STO 31
225	RCL 44	260	1/X
226	X^2	261	RCL 05
227	RCL 45	262	X
228	X^2	263	ACOS
229	-	264	STO 32
230	SQRT	265	TAN

266	RCL 32	302	"XT="
267	-	303	ARCL 35
268	CHS	304	"MM"
269	RCL 02	305	AVIEW
270	TAN	306	PSE
271	RCL 02	307	PSE
272	-	308	"YI="
273	+	309	ARCL 36
274	PI	310	"MM"
275	2	311	AVIEW
276	/	312	DEG
277	RCL 00	313	RTN
278	/	314	LBL 02
279	+	315	PI
280	STO 33	316	2
281	CHS	317	÷
282	RCL 32	318	GTO 03
283	+	319	RTN
284	R-D	320	END
285	STO 34		
286	"ØL="		
287	ARCL 34		
288	AVIEW		
289	STOP		
290	RCL 31		
291	RCL 33		
292	SIN		
293	X		
294	STO 35		
295	RCL 31		
296	RCL 33		
297	COS		
298	X		
299	RCL 04		
300	-		
301	STO 36		

O segundo programa manipula os valores medidos sobre o lay-out do dente para obter o fator de geometria "J" e está descrito a seguir:

DADOS DE ENTRADA:

X = valor medido no lay-out do dente (mm)
 T/2 = valor medido no lay-out do dente (mm)
 H = valor medido no lay-out do dente (mm)
 RF = raio de fundo (mm)
 ANG.PRES.= ângulo de pressão
 ØL = ângulo de aplicação da carga (graus)
 Se a engrenagem for interna = SF 00

SAÍDAS:

J = fator de geometria do dente (mm)

COMANDOS:

01	LBL FGEOM	18	PROMPT
02	"ENG.INT.-SFO"	19	STO 32
03	PROMPT	20	LBL 00
04	"X=?"	21	"ANG.PRES.=?"
05	PROMPT	22	PROMPT
06	STO 29	23	STO 02
07	"T/2=?"	24	"ØL=?"
08	PROMPT	25	PROMPT
09	2	26	STO 33
10	X	27	1,5
11	STO 30	28	RCL 29
12	"H=?"	29	/
13	PROMPT	30	RCL 33
14	STO 31	31	TAN
15	FS? 00	32	RCL 30
16	GTO 00	33	/
17	RF=?	34	-

35	RCL 33	70	RTN
36	COS	71	END
37	X		
38	RCL 02		
39	COS		
40	/		
41	1/X		
42	STO 34		
43	FS? 00		
44	GTO 01		
45	RCL 30		
46	RCL 32		
47	/		
48	0,15		
49	Y / X		
50	RCL 30		
51	RCL 31		
52	/		
53	0,45		
54	Y / X		
55	X		
56	0,18		
57	+		
58	STO 35		
59	1/X		
60	RCL 34		
61	X		
62	LBL 01		
63	CF 00		
64	STO 36		
65	"J="		
66	FIX 3		
67	ARCL 36		
68	"-MM"		
69	AVIEW		

Bibliografia

- 1 - AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION: Strength of Spur, Helical, Herringbone and Bevel Gear Teeth, AGMA PUBL. 225.01, Dec. 1967
- 2 - AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION: Surface Durability (Pitting) of Spur, Helical, Herringbone and Bevel Gear Teeth, AGMA Publ. 215.01, sept. 1966
- 3 - AMERICAN GEAR MANUFACTURERS ASSOCIATION: Geometry Factor for Determining the Strength of Spur, Helical, Herringbone and Bevel Gear Teeth, AGMA Publ. 226.01, Aug. 1970
- 4 - DUDLEY, DARLE W. "Gear Handbook", Mc Graw-Hill Book Company, Inc., 1962
- 5 - BUCKINGHAM, EARLE: "Analytical Mechanics of Gears", Mc Graw-Hill Book Company, Inc., 1962
- 6 - MERRIT, H.E.: "Gears". Sir Isaac Pitman & Sons, Ltd., 1965.
- 7 - MAAG GEAR WHEEL COMPANY LTD.: "Maag Gear Book", 1963
- 8 - THE FELLOWS GEAR SHAPER CO.: "The Integral Gear Design and Application", 1956
- 9 - MABIE, HAMILTON H.: "Mechanisms and Dynamics of Machinery", John Wiley and Sons, Inc., 1966
- 10 - STIPKOVIC Fº, MARCO: "Engrenagens", Mc Graw-Hill do Brasil, Ltda., 1977.