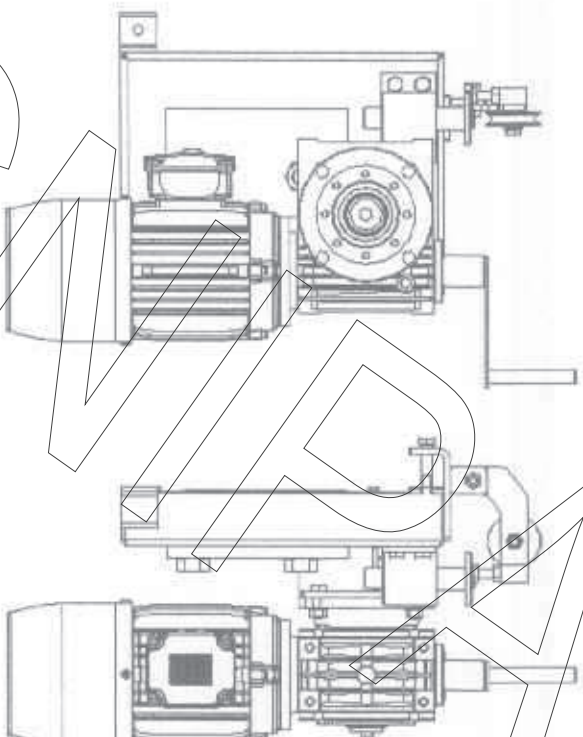


**MEMORIAL DE CALCULO 090314 / 1 - 0**

**GUINCHO MOTORIZADO COM CABO PASSANTE**

**MAQUINA DE TRACÇÃO EMOT**



**FABRICANTE:** Technipar Maquinas e Metalurgia Ltda

**ENDERECO:** Rua Antonio Zanini nº 1099  
95041-070 - Caxias do Sul - RS

**CNPJ:** 93.998.953/0001-71

Elaborado por:

Jose Sergio Menegaz  
Engº Mecânico  
CREA 23991



## **1. OBJETIVO**

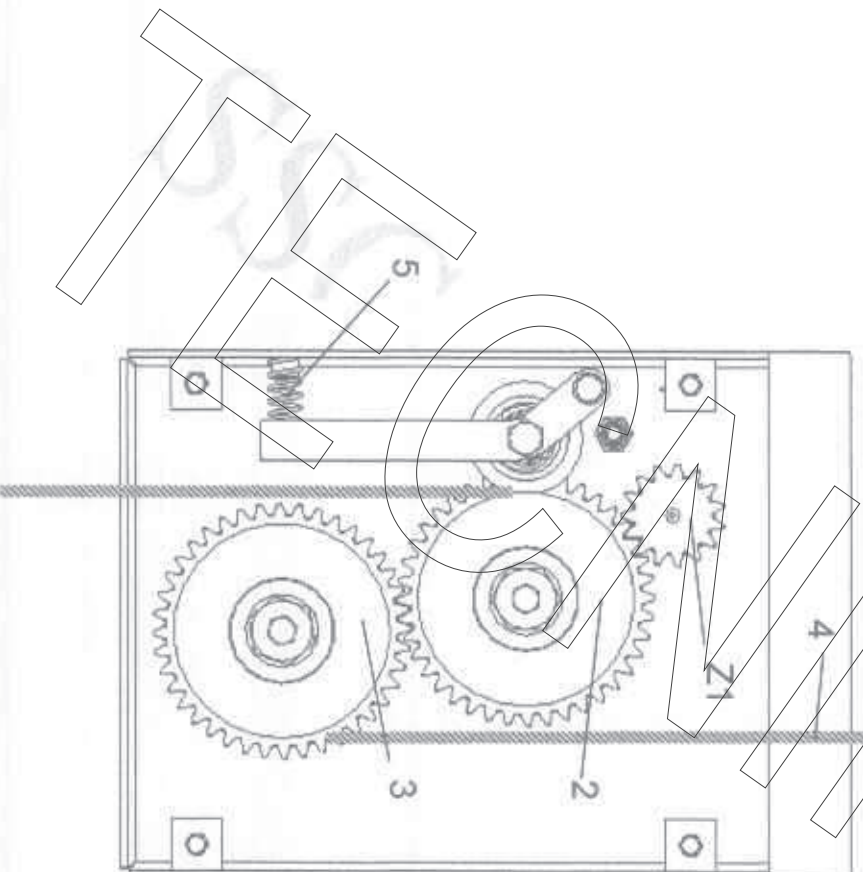
O presente memorial de cálculo objetiva demonstrar as condições de segurança do equipamento em análise, utilizado para movimentação vertical de plataformas suspensas, do ponto de vista de seu princípio operacional e de seu dimensionamento mecânico.

## **2. CRITÉRIOS PARA DIMENSIONAMENTO**

O dimensionamento é efetuado para uma capacidade de carga máxima igual a **400 Kgf**, incluindo o peso próprio do guincho igual a **57 Kgf**, de modo que a capacidade de elevação efetiva (plataformas suspensas, trabalhadores e material de trabalho) é igual a **343 Kgf**. O guincho é equipado com um sistema trava quedas montado de forma a frear a carga no caso de rompimento do cabo de tração, através de atuação sobre um segundo cabo de aço. O sistema trava quedas não é abordado neste trabalho, uma vez que dispõe de memorial próprio.

## **3. PRINCÍPIO OPERACIONAL DO GUINCHO E VELOCIDADE DE DESLOCAMENTO**

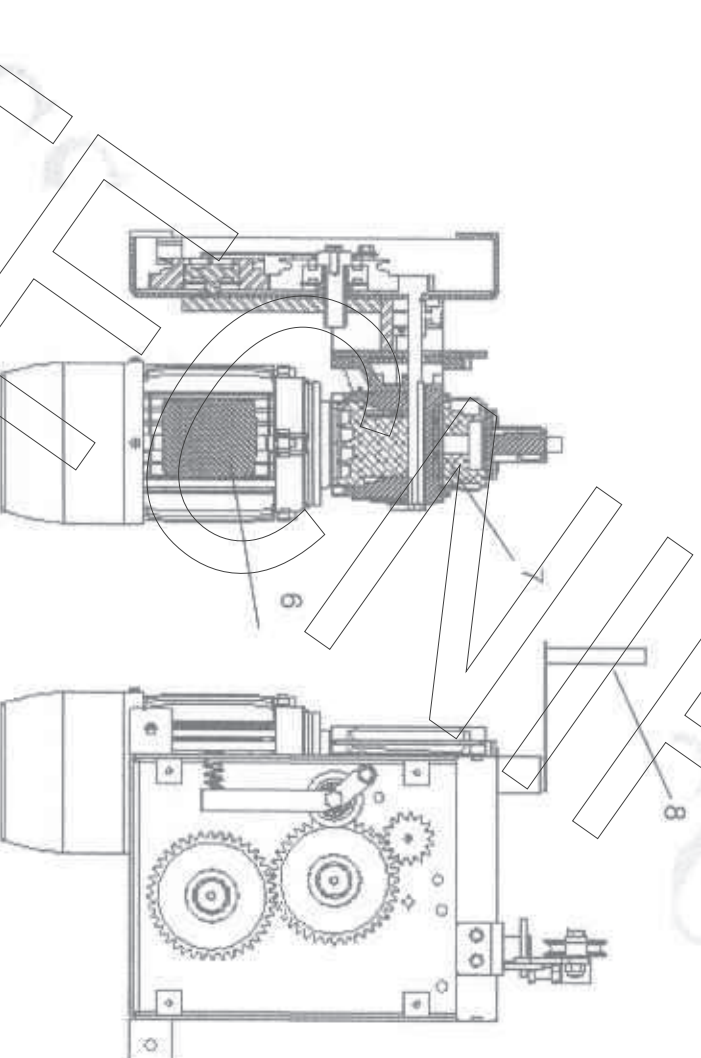
### **3.1 Sistema de tração do cabo**



A rotação do pinhão (Z1) aciona as rodas dentadas (2) e (3) solidárias às polias de tração do cabo de carga. As rodas dentadas acopladas às polias possuem construção idêntica e são engrenadas entre si, de modo que apresentem a mesma velocidade angular. O cabo de suspensão da carga (4) é tracionado através destas duas polias, montado em canais existentes nas mesmas. Os canais são executados em forma angular, o que determina a obtenção de uma maior capacidade de tração em função do atrito, conforme demonstrado no item 4, utilizando como princípio básico operacional a lei de Euler. A força de atrito é majorada pela ação de uma sistema acionado por meio de mola helicoidal (5) que pressiona o cabo contra a ranhura, de modo que a força normal exercida atua no sentido de fazer com que tudo se passe como se o coeficiente de atrito sofra majoração em seu valor.

A roda dentada 1 possui 15 dentes, enquanto que as rodas dentadas 2 e 3 possuem 40 dentes, definindo uma relação de transmissão igual a 2,6666.

### **3.2 Sistema de acionamento**



- O acionamento do guincho é efetuado por meio de motor potencia 1,50 CV, 4 polos, (6) através de redutor tipo rosca sem fim (7), com relação de transmissão 1 : 20. Em caso de falta de energia elétrica, o guincho pode ser acionado por meio da manivela (8).

### 3.3 Velocidade de operação do guincho

A relação de transmissão total entre o motor e a polia de tracionamento do cabo de carga é dada pelo produto da relação de transmissão do redutor e da relação de transmissão entre a engrenagem motora. Temos então:

$$It = 11 \cdot 12$$

$$It = 20 \cdot 2,6666$$

$\Rightarrow$

$$It = 53,33$$

A rotação das polias de tração do cabo de carga é dada por:

$$np = nm / It$$

$$np = 1750 / 53,33$$

$\Rightarrow$

$$np = 32,81 \text{ rpm}$$

O diâmetro de tração da polia é igual a 98 mm (ver item 4.1.1) de modo que a velocidade de deslocamento do cabo de carga, e consequentemente do guincho é dada por:

$$V = \pi \cdot D \cdot np$$

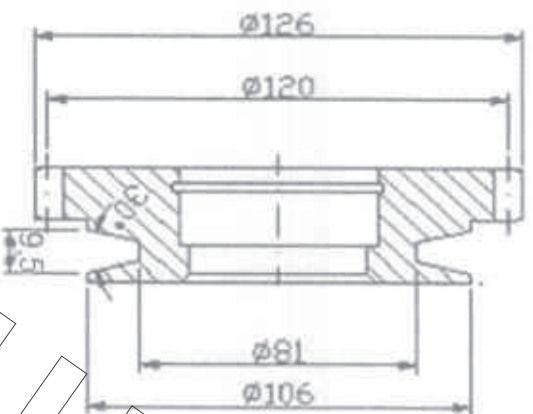
$$V = \pi \cdot 0,098 \cdot 32,81$$

$\Rightarrow$

$$V = 10,00 \text{ m / min}$$

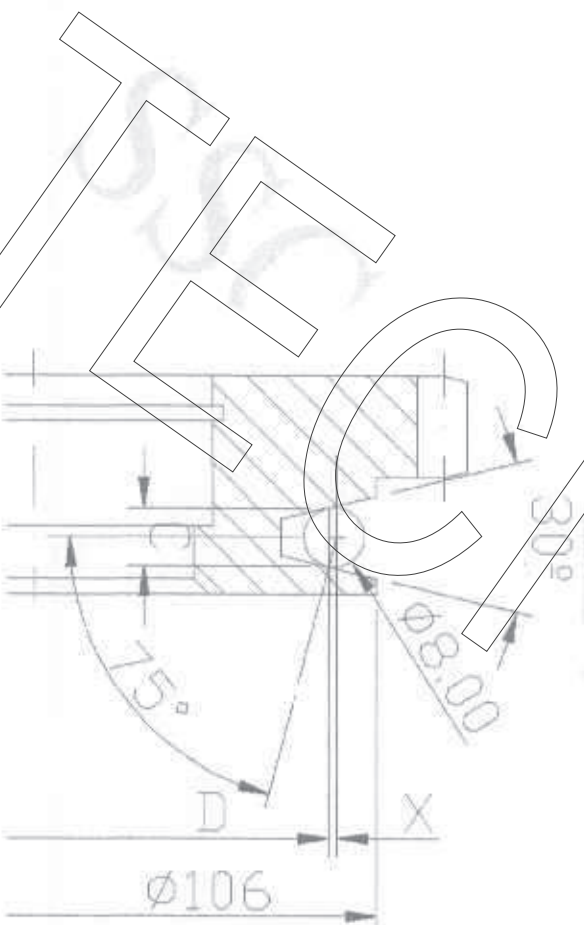


#### 4. ESQUEMA CONSTRUTIVO DAS POLIAS DE TRACÇÃO DO CABO



Módulo = 3  
 Número de dentes  $Z = 40$   
 Ângulo da hélice =  $0^\circ$   
 Diâmetro primitivo  $D_p = 120$  mm

#### 4.1 Diâmetro efetivo de contato do cabo de tração com a polia




Tendo em vista a forma construtiva do canal, o diâmetro efetivo em que ocorre o contato do cabo com o rolo é definido conforme segue:

$$X = R \cdot \cos 75^\circ$$

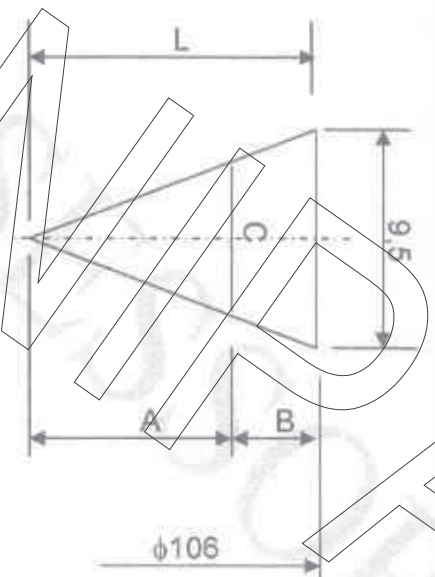
$$X = 4 \cdot \cos 75^\circ \Rightarrow X = 1,035 \text{ mm}$$

A corda do círculo, definida pelos pontos de contato do cabo de aço com a polia é dada por:

$$C = 2 \cdot R \cdot \cos 15^\circ$$

$$C = 2 \cdot 4 \cdot \cos 15^\circ \Rightarrow C = 7,72 \text{ mm}$$

#### 4.1.1 Triângulo que define o canal de passagem do cabo:



A altura do triângulo é dada por:

$$L = 9,5 / 2 \cdot \lg 15^\circ \Rightarrow L = 17,72 \text{ mm}$$

A altura A, correspondente ao ponto de contato do cabo com o canal é dada por:

$$A = (C / 2) / \lg 15^\circ$$

$$A = (7,72 / 2) / \lg 15^\circ \Rightarrow A = 14,40 \text{ mm}$$

A altura B, correspondente à distância entre o diâmetro externo da polia e o ponto de contato do cabo de aço com o canal é dada por:

$$B = L - A$$

$$B = 17,72 - 14,40 \Rightarrow B = 3,32 \text{ mm}$$

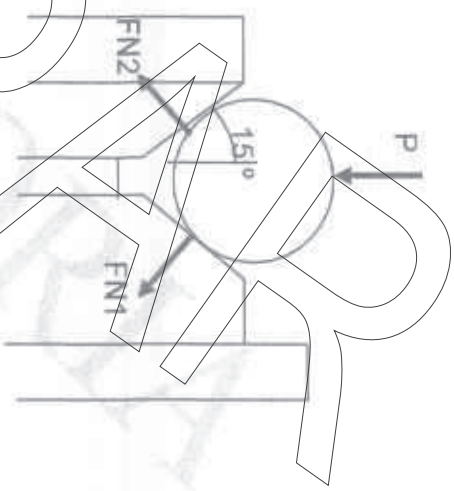
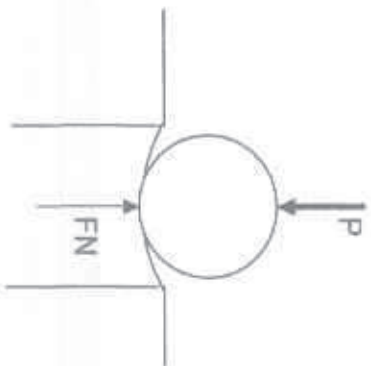
O diâmetro D, correspondente ao ponto de contato do cabo de aço com o canal é definido portanto por:

$$D = 106 - 2 \cdot B$$

$$D = 106 - 2 \cdot 3,32 \Rightarrow D = 99,36 \text{ mm}$$

Em função da capacidade de deformação do cabo, pode-se adotar para efeitos práticos  $D = 98 \text{ mm}$ .

#### 4.2 Efeito do canal executado em "V"



A força da atrito é dada por  $F_a = FN \cdot \mu$ , onde:

- FN é a força normal
- $\mu$  o coeficiente de atrito

Para uma superfície plana ou levemente cônica, a força normal FN é igual à carga P atuante. No caso de canais executados em forma de "V", a força P se decompõe em duas componentes FN1 e FN2 normais aos planos inclinados. Para ângulos iguais nos dois planos inclinados, as forças FN1 e FN2 serão iguais, com valor dado por:

$$FN = P / 2 \cdot \text{sen } \theta$$

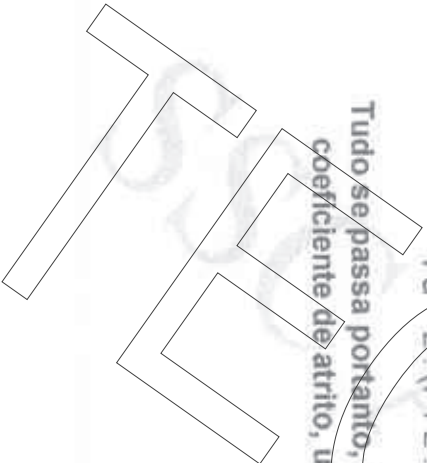
Neste caso, a força de atrito é dada por

$$F_a = 2 \cdot FN \cdot \mu$$

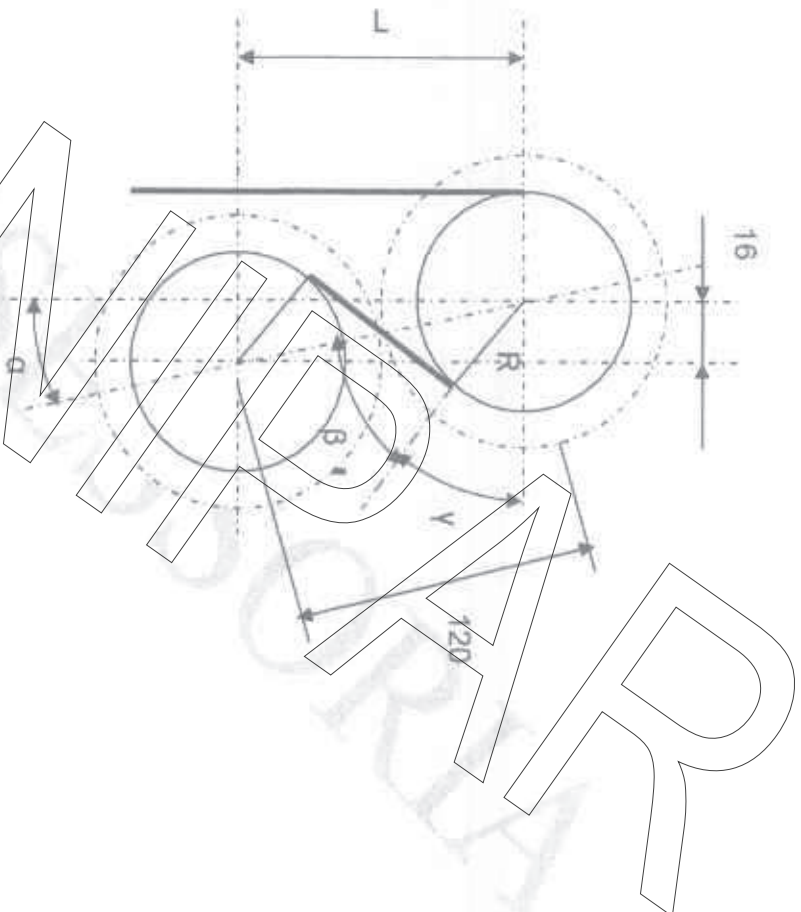
$$F_a = 2 \cdot (P / 2 \cdot \text{sen } \theta) \cdot \mu \Rightarrow$$

$$F_a = P \cdot \mu / \text{sen } \theta$$

Tudo se passa portanto, como se houvesse um incremento do valor do coeficiente de atrito, uma vez que  $\text{sen } \theta$  é sempre menor do que 1.



**5. ANGULO DE ABRACAMENTO DO CABO SOBRE AS POLIAS**



**5.1 Determinação do ângulo  $\alpha$**

$$\begin{aligned} 120 \cdot \text{sen } \alpha &= 16 \\ \text{sen } \alpha &= 16 / 120 \\ \text{sen } \alpha &= 0,1333 \quad \Rightarrow \quad \alpha = 7,662255^\circ \end{aligned}$$

**5.2 Determinação da distancia  $L$**

$$\begin{aligned} L &= 120 \cdot \text{cos } \alpha \\ L &= 120 \cdot \text{cos } 7,662255 \\ L &= 120 \cdot 0,99107 \quad \Rightarrow \quad L = 118,92 \text{ mm} \end{aligned}$$

**5.3 Determinação do ângulo  $\beta$**

$$R = (120 / 2) \cdot \text{cos } \beta$$

Conforme visto em 4.1.1, o diâmetro de contato do cabo de aço com as polias é igual à 98 mm, o que determina  $R = 49$  mm. Temos então:

$$\begin{aligned} 49 &= (120 / 2) \cdot \text{cos } \beta \\ \text{cos } \beta &= 49 / 60 \\ \text{cos } \beta &= 0,81666666 \quad \Rightarrow \quad \beta = 35,24^\circ \end{aligned}$$

#### 5.4 Determinação do ângulo $\gamma$

$$\gamma = 90 - \beta - \alpha$$

$$\gamma = 90 - 35,24 - 7,66 \Rightarrow \gamma = 47,10^\circ$$

#### 5.5 Ângulo de abraçamento total e em cada polia

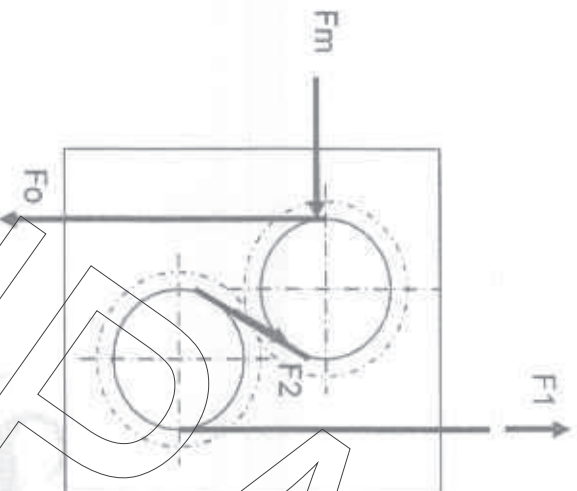
O ângulo de abraçamento total do cabo de aço em cada polia é dado por:

$$\epsilon = 180 + \gamma$$

$$\epsilon = 180 + 47,10 \Rightarrow \epsilon = 227^\circ$$

TECNOPIRA

## 6. FORÇAS ATUANTES NO GUINCHO



### 6.1 Força de tração no cabo

A força de tração  $F_1$  depende da força inicial  $F_o$ , do ângulo de abraçamento total do cabo sobre as polias, e do coeficiente de atrito entre o cabo de aço e polias, segundo a relação definida pela lei de Euler:

$$F_1 = F_o \cdot e^{\mu \alpha} \quad \text{OU} \quad F_o = F_1 / e^{\mu \alpha}$$

### 6.2 Determinação da força $F_1$

A força  $F_1$  corresponde à máxima capacidade de tração especificada pelo fabricante, igual à 400 Kgf. Para prevenir o escorregamento, a carga é considerada como igual à 1,5  $F_{1,0}$ , ou seja 600 Kgf, conforme Norma EN 1808 (item 8.5.1).

### 6.3 Determinação da força $F_2$

A força  $F_2$  é determinada pela relação de Euler dada por:

$$F_2 = F_1 / e^{\mu \alpha}$$

O ângulo de abraçamento do cabo é igual à 227° conforme (5.5), o que corresponde à 3,961 rad. O coeficiente de atrito entre o cabo de aço e o canal da polia é igual à 0,15 o que nos leva, de acordo com (4.2), a um coeficiente de atrito dado por:

$$\mu = \mu_a / \sin 0$$

$$\mu = 0,15 / \sin 15 \quad \Rightarrow$$

$$\mu = 0,579$$



Temos então:

$$F_2 = 600 / e^{0,579 \cdot 3,984} \Rightarrow F_2 = 60,55 \text{ Kgf}$$

$$F_2 = 600 / 9,908$$

#### 6.4 Determinação da força de aperto das molas Fm

Utilizando-se o mesmo princípio, a força Fo é dada por:

$$F_0 = F_2 / e^{0,579 \cdot 3,977} \Rightarrow F_0 = 6,11 \text{ Kgf}$$

$$F_0 = 60,55 / 9,908$$

A força Fo por definição é igual à zero, uma vez que não é admitida a utilização de contrapesos para obtenção da força inicial. Sendo assim, para que seja possível elevar a carga é necessária a obtenção da força de atrito inicial mediante aperto do rolo pressor sobre o cabo de aço, definida como força normal Fm. Temos então:

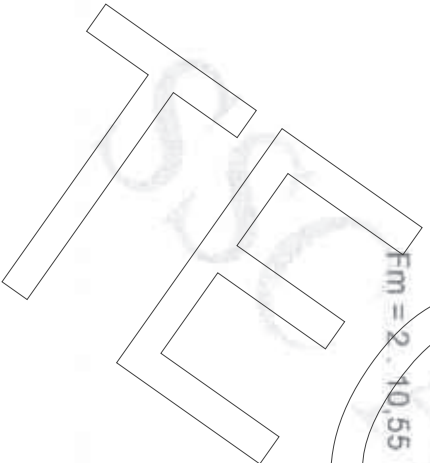
$$F_m = F_0 / \mu \Rightarrow F_m = 10,55 \text{ Kgf}$$

$$F_m = 6,11 / 0,579$$

#### 6.5 Ação da força provocada pela mola (Fm)

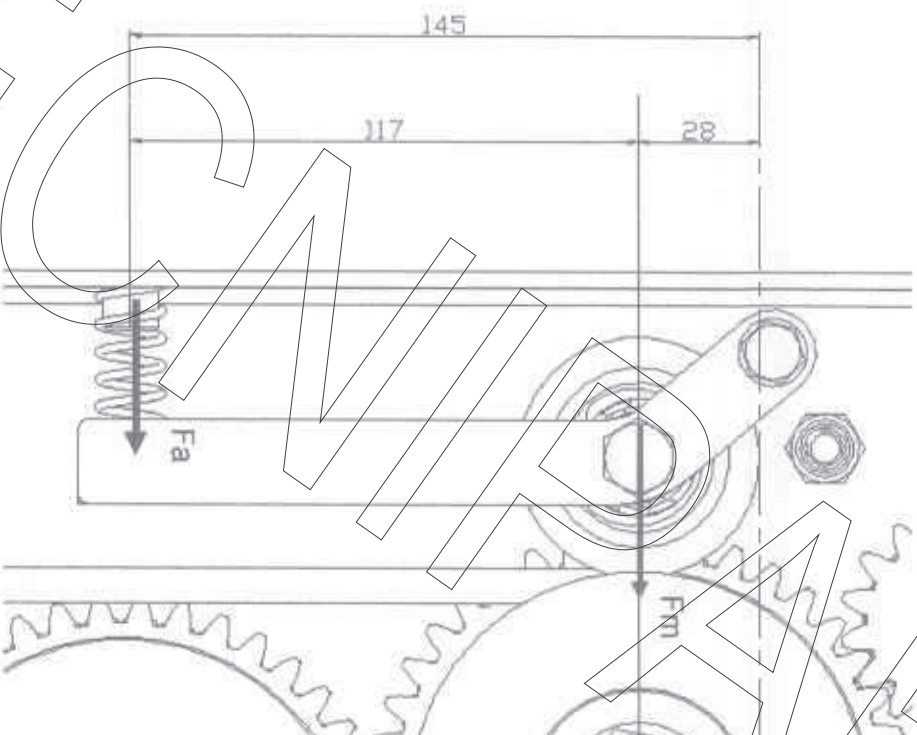
Toda a segurança do equipamento em operação depende exclusivamente da ação das molas, desde sua correta montagem de acordo com o projeto, até fatores não perfeitamente controlados, como por exemplo, condições do cabo de aço de tração no que se refere às tolerâncias de diâmetro, modificação do diâmetro do cabo em função do uso, deformações do cabo em função do uso, diminuição do coeficiente de atrito pela entrada accidental de elementos lubrificantes nos canais das polias, desgaste dos canais das polias, desgaste dos canais dos rolos pressores, bem como tolerâncias na constante elástica das molas e sua eventual modificação com o tempo. A prevenção de todas estas ocorrências definem que se deva admitir uma força de aperto normal Fm superior à força definida em projeto, conforme item 6.4. Admitindo-se um coeficiente de segurança igual a 2 a força mínima a ser exercida pela mola é dada por:

$$F_m = 2 \cdot 10,55 \Rightarrow F_m = 21,1 \text{ Kgf}$$



### 7. OBTENÇÃO DA FORÇA NORMAL $F_m$

Conforme demonstrado no item 6.5, a força  $F_m$  deve ser igual a 21,1 Kgf, sendo obtida por meio da ação de mola helicoidal disposta em um mecanismo conforme esquema abaixo:



Fazendo o somatório dos momentos das forças exercidas no suporte do rolo pressor, a força  $F_a$  é definida conforme abaixo:

$$F_m \cdot 28 = F_a \cdot 145$$

$$21,1 \cdot 28 = F_a \cdot 145 \Rightarrow F_a = 4,07 \text{ Kgf}$$

**7.1 Regulagem da mola para obtenção da força Fa**



**7.1.1 Força máxima da mola**

A força máxima exercida pela mola é dada por:

$$P = \pi \cdot d^3 \cdot \tau / 16 \cdot l$$

$$P = \pi \cdot 2^3 \cdot 40 / 16 \cdot 7$$

$$\Rightarrow P = 8,97 \text{ Kgf}$$

**7.1.2 Deflexão máxima da mola**

A deflexão máxima da mola é dada por:

$$f = 64 \cdot n \cdot r^3 \cdot 15,82 / d^4 \cdot G$$

$$f = 64 \cdot 6 \cdot 7 \cdot 5^3 \cdot 15,82 / 2^4 \cdot 8500$$

$$f = 18,84 \text{ mm}$$

**7.1.3 Deflexão mínima da mola**

Para obtenção da força Fa, a deflexão efetiva da mola é dada de forma proporcional às forças e deflexões, conforme segue:

$$f_{ef} = (F_{fa} / P) \cdot f$$

$$f_{ef} = (4,07 / 8,97) \cdot 18,84$$

$$\Rightarrow f_{ef} = 8,54 \text{ mm}$$

**7.1.4 força efetiva da mola**

Após montagem a mola apresenta um comprimento igual a 45 mm, ou seja, com uma pré-tensão igual a 10 mm. Nesta condição a força efetiva da mola é dada por:

$$10 = (F_{aef} / 8,97) \cdot 18,84$$

$$\Rightarrow F_{aef} = 4,76 \text{ Kgf}$$

**7.1.5 Força normal efetiva no cabo de tração**

$$F_{mf} \cdot 28 = F_{aef} \cdot 145$$

$$F_{mf} \cdot 28 = 4,76 \cdot 145$$

$$\Rightarrow F_{mf} = 24,65 \text{ Kgf}$$



### 8. AÇÕES E REAÇÕES ESTÁTICAS NAS POLIAS

As forças definidas no item 6 são válidas para prevenção do escorregamento do cabo. Em operação normal F-1 é igual a 400 Kgf, de modo que F-2 é dada por:

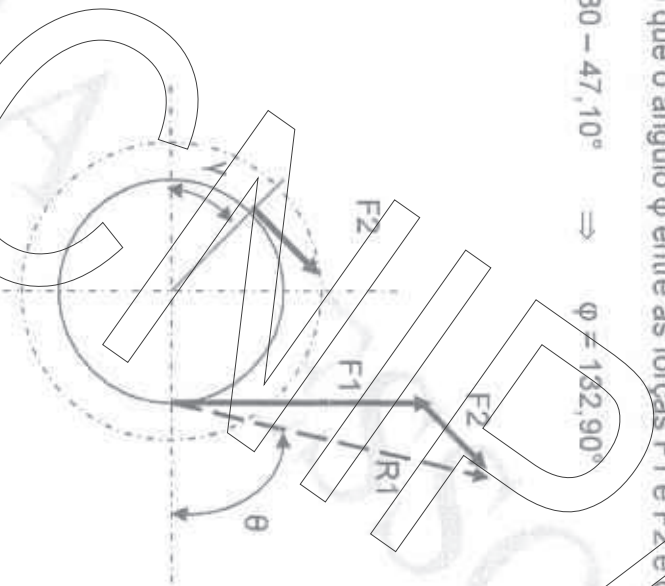
$$F_2 = 400 / 9,908 \Rightarrow F_2 = 40,37 \text{ Kgf}$$

A força de aperto Fm sustenta o valor residual 6,11 Kgf, de modo que a força F-0 é nula.

#### 8.1 Polia nº 1 (inferior)

A força F-1 possui um valor máximo igual à 400 Kgf, e a força F-2 é igual à 40,37 Kgf de acordo com o item 8. Conforme estabelecido em 5.4, o valor do ângulo  $\gamma$  é igual à  $47,10^\circ$ , de modo que o ângulo  $\phi$  entre as forças F-1 e F-2 é dado por:

$$\phi = 180 - 47,10^\circ \Rightarrow \phi = 132,90^\circ$$



O valor da força resultante R1 é dado por:

$$(R1)^2 = (F1)^2 + (F2)^2 - 2(F1)(F2) \cos(\phi)$$

$$(R1)^2 = 400^2 + 40,37^2 - 2 \cdot 400 \cdot 40,37 \cdot \cos 132,90 \Rightarrow R1 = 428 \text{ Kgf}$$

O valor do ângulo entre F-1 e R1 é dado por:

$$\sin A / F2 = \sin \phi / R1$$

$$\sin A / 40,37 = \sin 132,90 / 428 \Rightarrow A = 3,96^\circ$$

O valor do ângulo  $\theta$  é dado por:

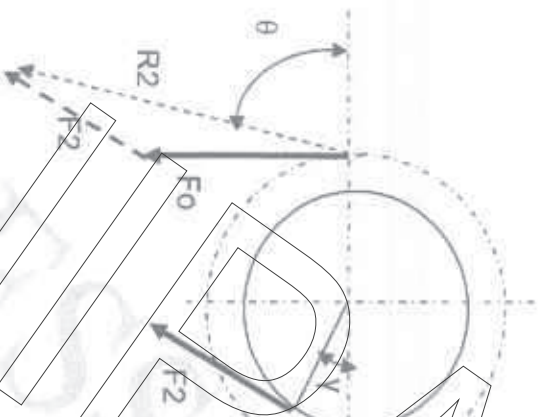
$$\theta = 90 - A$$

$$\theta = 90 - 3,96 \Rightarrow \theta = 86,04^\circ$$



### 8.2 Polia nº 2 (superior)

A força F2 possui um valor máximo igual à 40,37 Kgf (conforme item 8). A força de cauda F0 é nula por definição. Conforme 8.1, o ângulo  $\varphi$  entre as forças F1 e F2, igual ao ângulo entre as forças F2 e F0 é igual à 132,90°. Dessa forma temos:



O valor da força resultante R2 é dado por:

$$(R2)^2 = (F2)^2 + (F0)^2 - 2(F2)(F0) \cos(\varphi)$$
$$(R2)^2 = 40,37^2 + 0^2 - 2 \cdot 40,37 \cdot 0 \cdot \cos 131,64 \Rightarrow R2 = 40,37 \text{ Kgf}$$

O valor do ângulo entre F0 e R2 é dado por:

$$\text{sen } A / F2 = \text{sen } \varphi / R2$$
$$\text{sen } A / 40,37 = \text{sen } 132,90 / 40,37 \Rightarrow A = 47,1^\circ$$

O valor do ângulo  $\theta$  é dado por:

$$\theta = 90 - A$$
$$\theta = 90 - 47,1 \Rightarrow \theta = 42,9^\circ$$

### 8.3 Reações estáticas totais nas polias

As reações estáticas totais nas polias são definidas pelas reações devido ao cabo de aço e pela ação das molas, conforme segue:

#### 8.3.1 Resultante estática total na polia 1 (inferior)

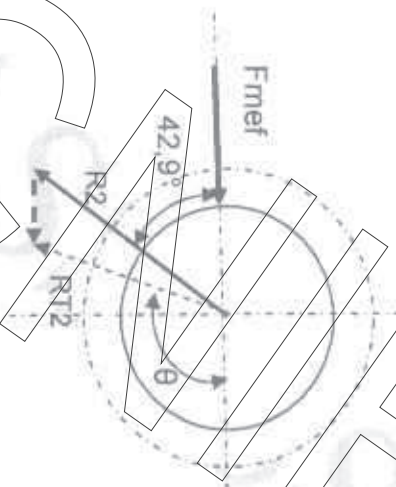
A ação da mola inferior não é significativa, sendo utilizada apenas para deflexão do cabo de aço, de modo que a reação total na polia nº 1 é igual à reação R1 definida no item 8.1, ou seja:

$$RT1 = 428 \text{ Kgf}$$

#### 8.3.2 Resultante estática total na polia 2 (superior)

O ângulo  $\varphi$  entre as forças R2 e Fm é dado por:

$$\varphi = 42,9 - 0 \Rightarrow \varphi = 42,9^\circ$$



O valor da força resultante RT2 é dado por:

$$(RT2)^2 = (R2)^2 + (Fmef)^2 - 2(R2)(Fmef) \cos(\varphi)$$

$$(RT2)^2 = (40,37)^2 + (24,65)^2 - 2(40,37)(24,65) \cos(42,9) \Rightarrow RT2 = 27,91 \text{ Kgf}$$

O valor do ângulo entre R2 e RT2 é dado por:

$$\text{sen } A / Fmef = \text{sen } \varphi / RT2$$

$$\text{sen } A / 24,65 = \text{sen } 42,9 / 27,91 \Rightarrow A = 36,95^\circ$$

O valor do ângulo  $\theta$  é dado por:

$$\theta = 180 - 42,9 - 36,95 \Rightarrow \theta = 100,15^\circ$$



**9. MOMENTOS TORCORES NAS POLIAS E POTENCIA DE ACIONAMENTO**

O valor da carga de trabalho é igual à 300 Kgf. As forças atuantes nas polias são dadas conforme segue:

- Força F1 .....	400 Kgf
- Força F2 .....	40,37 Kgf
- Força de cauda Fo .....	0 Kgf

O momento torçor em cada polia é dado em função da diferença entre as forças de entrada e saída, multiplicado pelo raio efetivo de contato do cabo de aço com a polia. Sendo assim temos:

**9.1 Momento torçor na polia nº 1 (inferior)**

$$M1 = (F1 - F2) R \Rightarrow M1 = 17,62 \text{ Kgfm}$$

$$M1 = (400 - 40,37) \cdot 0,049$$

**9.2 Momento torçor na polia nº 2 (superior)**

$$M2 = (F2 - Fo) R \Rightarrow M2 = 1,98 \text{ Kgfm}$$

$$M2 = (40,37 - 0) \cdot 0,049$$

**9.3 Momento torçor total no quilncho de tração**

$$M = M1 + M2 \Rightarrow M = 19,60 \text{ Kgfm}$$

$$M = 17,62 + 1,98$$

**9.4 Potencia do motor de acionamento**

Para uma capacidade de carga igual a 400 Kgf e velocidade de deslocamento igual a 10 m / min, a potencia nominal é dada por

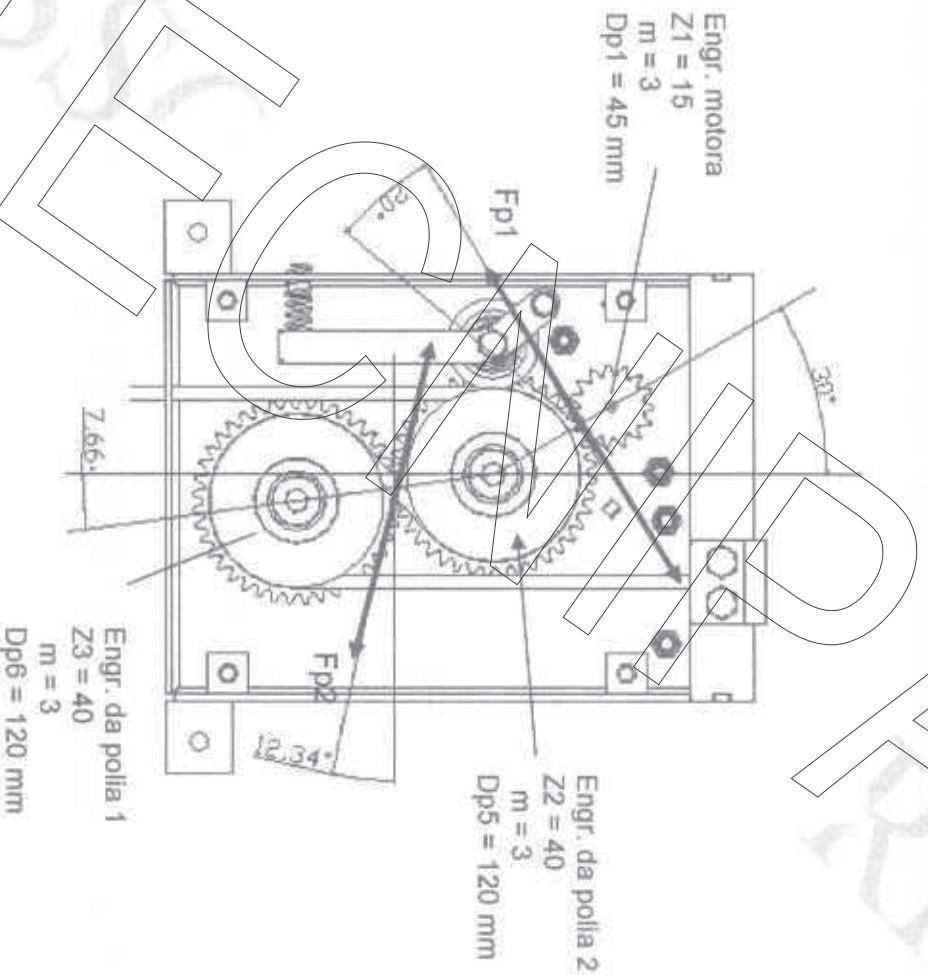
$$Nn = P \cdot v / 60 \cdot 75 \cdot \mu g \Rightarrow Nn = 1,26 \text{ CV}$$

$$Nn = 400 \cdot 10 / 60 \cdot 75 \cdot 0,7$$

O motor utilizado possui potencia igual a 1,50 CV , superior à potencia supra definida.

### 10. FORÇAS NORMAIS NAS ENGRENAGENS

A roda dentada motora transmite o torque absorvido pelas polias através das forças normais, as quais atuam inclinadas em relação à reta que une os centros das rodas dentadas, com ângulo de inclinação igual ao ângulo de flanco dos dentes, que neste caso é igual à  $20^\circ$  (DIN 867). Dessa forma, o ângulo entre a reta de ação das forças normais e a reta que une os centros das engrenagens é igual à  $70^\circ$ . As forças normais definem, em conjunto com as forças resultantes definidas no item 8, uma nova força resultante total sobre as polias conforme item 11 adiante. Os valores das forças normais são dados pelos momentos a serem transmitidos divididos pelo raio da roda dentada, igual ao seu diâmetro primitivo dividido por dois.



### 10.1 Força periférica Fp1

A força periférica Fp1 se origina a partir do momento torçor transmitido pela roda dentada motora Z1, cujo valor é igual ao momento resistente total imposto pelas polias 1 e 2. O valor do momento total é igual à 19,60 Kgfm, conforme estabelecido no item 9.3, para carga igual à 400 Kgf. O Diâmetro primitivo da engrenagem movida é igual à 120 mm, com raio igual à 60 mm, o que conduz à uma força periférica dada por

$$Fp1 = M / Rp$$

$$Fp1 = 19,60 / 0,06 \Rightarrow$$

$$Fp1 = 327 \text{ Kgf}$$

### 10.2 Força periférica Fp2

A força periférica Fp2 se origina do momento transmitido pela roda dentada da polia 2 à roda dentada da polia 1. O valor do momento resistente da polia 1 é igual à 17,62 Kgfm, conforme estabelecido no item 9.1, para carga igual à 400 Kgf. O diâmetro primitivo da engrenagem das polias 1 e 2 é igual à 120 mm, com raio igual à 60 mm, o que conduz à uma força periférica dada por

$$Fp2 = M1 / Rp$$

$$Fp2 = 17,62 / 0,06 \Rightarrow$$

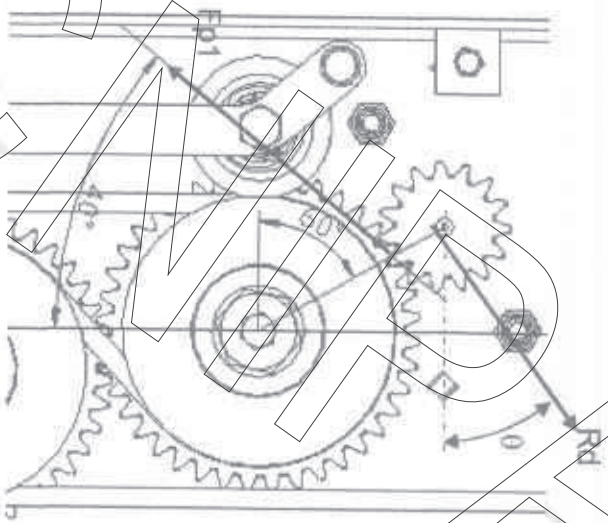
$$Fp2 = 294 \text{ Kgf}$$

PROVA  
 RESOLUÇÃO

**11. RESULTANTES TOTAIS (ESTÁTICA + DINÂMICA) NOS COMPONENTES**

**11.1 Resultante total na engrenagem motora**

A resultante total na engrenagem motora é igual à sua resultante estática, uma vez que a força no dente para elevar a plataforma é a mesma força necessária para mantê-la parada em altura. A engrenagem motora está submetida somente à força normal  $F_{p1}$ , conforme esquema abaixo:



A reação dinâmica  $R_d$  é igual à força periférica  $F_{p1}$ , ou seja:

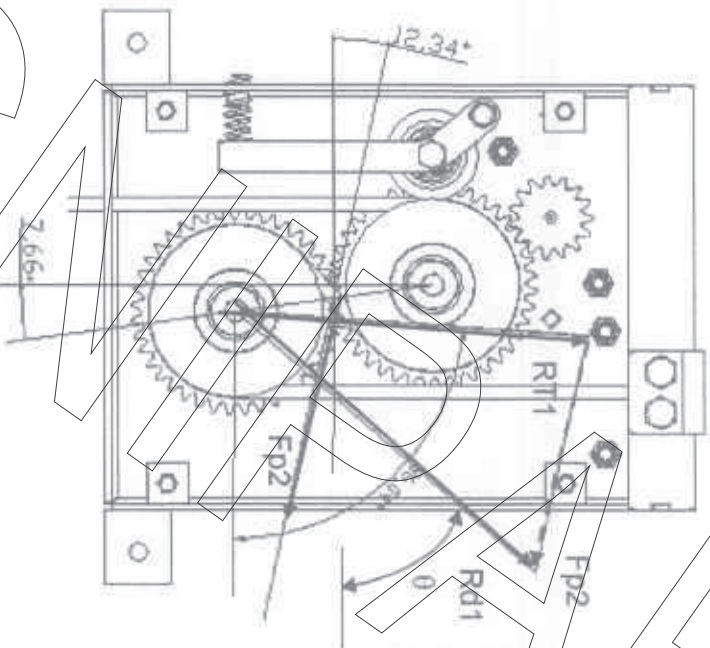
$$R_d = F_{p1} = 327 \text{ Xgf} \text{ ( conforme item 10.1 )}$$

Tendo em vista que a força  $F_{p1}$  atua com ângulo de  $20^\circ$  em relação à reta de união dos centros das engrenagens, o ângulo  $\theta$  é dado por:

$$\theta = 30 + 20 \Rightarrow \theta = 50^\circ$$

### 11.2 Resultante total na polia numero 1

A engrenagem solidária à polia numero 1 está sujeita à força  $F_{p2}$ , além da resultante estática  $RT1$  definida em 8.3.1, conforme esquema abaixo:



O ângulo  $\phi$  entre as forças  $RT1$  e  $F_{p2}$  é dado por:

$$\phi = 90 + 3,96 - 12,34 \Rightarrow \phi = 81,62^\circ$$

O valor da força resultante  $Rd1$  é dado por:

$$(Rd1)^2 = (RT1)^2 + (F_{p2})^2 - 2(RT1)(F_{p2}) \cos(\phi)$$

$$(Rd1)^2 = 428^2 + 294^2 - 2 \cdot 428 \cdot 294 \cdot \cos 81,62$$

$$\Rightarrow Rd1 = 482 \text{ Kgf}$$

O valor do ângulo entre  $RT1$  e  $Rd1$  é dado por:

$$\text{sen } A / F_{p2} = \text{sen } \phi / Rd1$$

$$\text{sen } A / 294 = \text{sen } 81,62 / 482$$

$$\Rightarrow A = 37,11^\circ$$

O valor do ângulo  $\theta$  é dado por:

$$\theta = 90 - 3,96 - A$$

$$\theta = 90 - 3,96 - 37,11$$

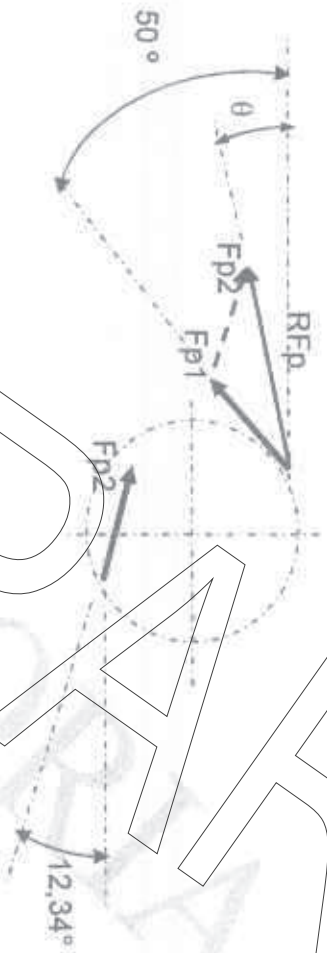
$$\Rightarrow \theta = 48,93^\circ$$



### 11.3 Resultante total na polia numero 2

A engrenagem solidária à polia numero 2 está sujeita às forças  $F_{p1}$  e  $F_{p2}$ , além da resultante estática  $RT_2$  definida em 8.2.

#### 11.3.1 Resultante das forças $F_{p1}$ e $F_{p2}$



O ângulo  $\phi$  entre as forças  $F_{p1}$  e  $F_{p2}$  é dado por:  
 $\phi = 180 - 50 - 12,34 \Rightarrow \phi = 117,66^\circ$

O valor da força resultante  $R_{FP}$  é dado por:

$$(R_{FP})^2 = (F_{p1})^2 + (F_{p2})^2 - 2(F_{p1})(F_{p2}) \cos(\phi)$$

$$(R_{FP})^2 = 327^2 + 294^2 - 2 \cdot 327 \cdot 294 \cdot \cos 117,66 \Rightarrow R_{FP} = 531 \text{ Kgf}$$

O valor do ângulo entre  $F_{p1}$  e  $R_{FP}$  é dado por:

$$\sin A / F_{p2} = \sin \phi / R_{FP}$$

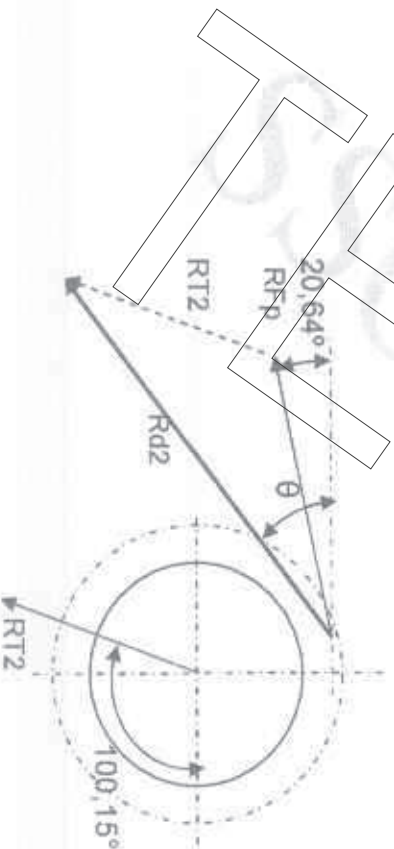
$$\sin A / 294 = \sin 117,66 / 531 \Rightarrow A = 29,36^\circ$$

O valor do ângulo  $\theta$  é dado por:

$$\theta = 50 - A$$

$$\theta = 50 - 29,36 \Rightarrow \theta = 20,64^\circ$$

#### 11.3.2 Resultante total das forças $R_{FP}$ e $RT_2$



O ângulo  $\phi$  entre as forças RT2 e Rfp é dado por:  
 $\phi = 100,15 + 20,64 \Rightarrow \phi = 120,79^\circ$

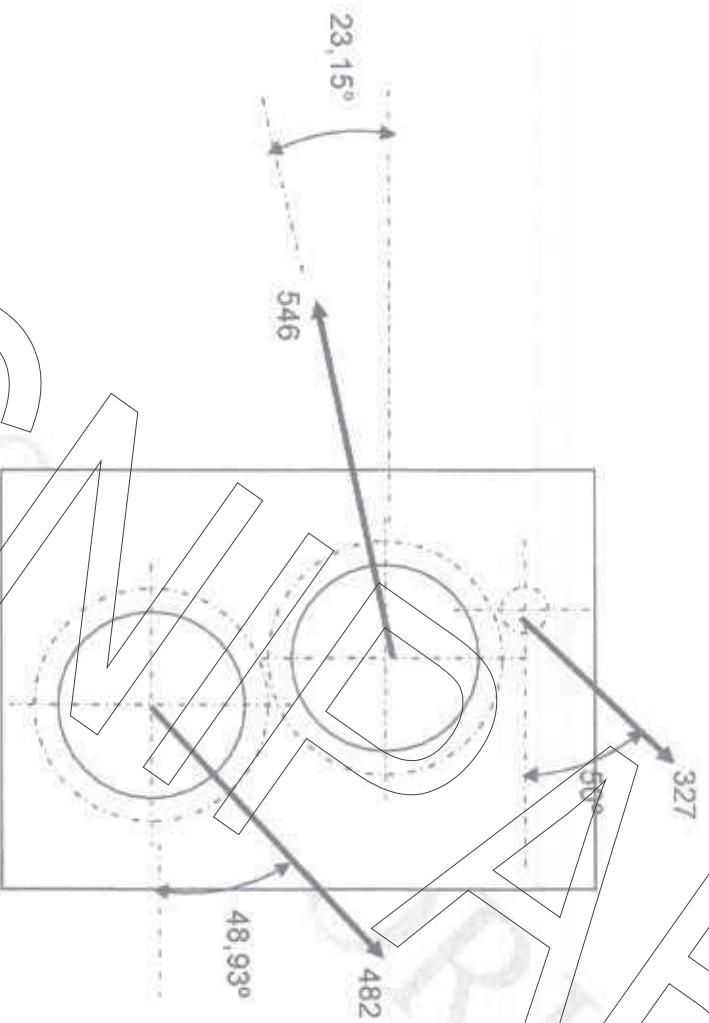
O valor da força resultante Rd2 é dado por:  
 $(Rd2)^2 = (RT2)^2 + (Rfp)^2 - 2(RT2)(Rfp) \cos(\phi)$   
 $(Rd2)^2 = 27,91^2 + 531^2 - 2 \cdot 27,91 \cdot 531 \cdot \cos 120,79 \Rightarrow Rd2 = 546 \text{ Kgf}$

O valor do ângulo entre RT2e Rfp é dado por:  
 $\text{sen } A / RT2 = \text{sen } \phi / Rd2$   
 $\text{sen } A / 27,91 = \text{sen } 120,79 / 546 \Rightarrow A = 2,54^\circ$

O valor do ângulo  $\theta$  é dado por:  
 $\theta = A + 20,64$   
 $\theta = 2,54 + 20,64 \Rightarrow \theta = 23,15$



**12. RESULTANTES TOTAIS EM CADA COMPONENTE**




TECNOLOGIA



### 13. CALCULO DAS ENGENHAGENS

#### 13.1 Cálculo do engrenamento pinhão e coroa solidária à polia numero 2

DADOS DE ENTRADA 1		DADOS DE SAIDA 1	
 Potência do motor (CV)	1,26	i = Relação de transmissão no par	2,6867
n1 = Rotação no eixo motor (rpm)	87,5	n1 = Rotação engrenagem 1	87,50
Angulo de inclinação dos dentes (°)	0	n2 = Rotação engrenagem 2	32,81
Angulo do flanco do dente	20	M1 nom = Torque no eixo Z1	0
Z2 = Numero de dentes do pinhão	15	M1 = Torque no eixo Z1 coef. CB	368
m = Modulo da engrenagem (mm) (tabela 3)	40	Tensão de flexão máxima em Z1	2100
b = Largura da engrenagem (mm)	3	Tensão de flexão máxima em Z2	2100
CB = fator de acionamento cte tabela 1	1	Pressão de flanco admissivel Z1	7600
Material da engrenagem Z1 (Tabela 2)		Pressão de flanco admissivel Z2	7600
Resistência admissivel mat. Z1 (Kg/cm <sup>2</sup> )	2100	m = Modulo	3
Pressão flanco adm. mat. Z1	7600	m = Modulo normal	3,0000
Material da engrenagem Z2 (Tabela 2)		do1 = Diâmetro primitivo eng. 1	45,0000
Resistência admissivel mat. Z2 (Kg/cm <sup>2</sup> )	2100	do2 = Diâmetro primitivo eng. 2	120,0000
Pressão flanco adm. mat. Z2	7600	Zuo = Força periférica nas engrenagens	164
		Velocidad perif. nas engrenagens	0,21
		a = Distancia entre centros (engr. zero)	82,50
DADOS DE ENTRADA 2		DADOS DE SAIDA 2	
Distancia entre centros padronizada (mm)	82,5	Z1 virtual	15,0
qk1 = fator de forma para alta zero 20	2,286552105	Z2 virtual	40,0
qk2 = fator de forma para alto zero 20	2,181423965	X1 = fator de correção engrenagem 1	0,0000
yoK1 = fator de altura cabeça do dente 2	1	X2 = fator de correção engrenagem 2	0,0000
yoK2 = fator de altura cabeça do dente 2	1		
E1 (epsilon 1)	1,810154	Diâmetro externo dk1	51,0000
E2 (epsilon 2)	3,1744559	Diâmetro externo dk2	126,0000
Ea (epsilon a)	3,1838824	Diâmetro pé do dente df1	37,5000
E = Fator de recobrimento	1,5986890	Diâmetro pé do dente df2	112,5000
YfE	0,6255125	Diâmetro básico 1	42,2889
qL	0,9	Diâmetro básico 2	112,7704
qE	0,9		
yw (para engrenagens 2-pó-apol)	857	Tensão de flexão no pé do dente	741
yc	1,164201782	Tensão de compressão no flanco	7418
yB	0,85		

Conforme se verifica, as engrenagens apresentam tensão de flexão e compressão compatíveis com as tensões admissíveis para os materiais utilizados em sua fabricação, em função de seus parâmetros geométricos.



**13.1.1** Dados referentes às engrenagens a constarem em projeto

<b>DADOS REFERENTE ENGRENAGEM 1</b>		<b>DADOS REFERENTE ENGRENAGEM 2</b>	
PERFIL DE REFERENCIA DIN 867 ANG. FLANCO 20°		PERFIL DE REFERENCIA DIN 867 ANG. FLANCO 20°	
Módulo normal	3	Módulo normal	3
Numero de dentes	15	Numero de dentes	40
Angulo de inclinação	0	Angulo de inclinação	0
Direção de inclinação		Direção de inclinação	
Diâmetro externo (mm)	51,0000	Diâmetro externo (mm)	126,0000
Diâmetro primitivo (mm)	45,0000	Diâmetro primitivo (mm)	120,0000
Diâmetro básico (mm)	42,2889	Diâmetro básico (mm)	112,7704
Diâmetro no pé do dente (mm)	37,5000	Diâmetro no pé do dente (mm)	112,5000
Correção X1	0,0000	Correção X2	0,0000
Encurtamento de dente		Encurtamento de dente	
Deslocamento do perfil X <sub>m</sub> (mm)	0	Deslocamento do perfil X <sub>m</sub> (mm)	0
Qualidade da engrenagem		Qualidade da engrenagem	
Numero de dentes a serem medidos	2	Numero de dentes a serem medidos	4
Medição sobre dentes (mm)	13,4080	Medição sobre dentes (mm)	32,6618
Tolerância medição sobre dentes (mm)		Tolerância medição sobre dentes (mm)	
Distancia entre centros (mm)	82,5	Distancia entre centros (mm)	
Tolerância distancia entre centros (mm)		Tolerância distancia entre centros (mm)	82,5

T E C N I C O



### 13.2 Cálculo do engrenamento entre as coroas 1 e 2

DADOS DE ENTRADA 1		DADOS DE SAÍDA 1	
N = Potência do motor (CV)	126	i = Relação de transmissão no par	110009
n1 = Rotação no eixo motor (rpm)	32,81	n1 = Rotação engrenagem Z1	32,81
Ângulo de inclinação dos dentes (°)	0	n2 = Rotação engrenagem Z2	32,81
Ângulo do flanco do dente	20	Mt1 nom = Torque no eixo Z1	0
Z1 = Número de dentes do pinhão	40	Mt1 = Torque no eixo Z1of ovel CB	368
Z2 = Número de dentes da coroa	40	Tensão de flexão máx em Z1	2100
m = Módulo da engrenagem (mm) (tabela 3)	3	Tensão de flexão máx em Z2	220
b = Largura da engrenagem (mm)	75	Pressão de flanco admissível Z1	1600
CB = fator de acionamento de tabela 1	1	Pressão de flanco adm. sível Z2	7600
Material da engrenagem Z1 (Tabela 2)		m = Módulo	3
Resistência admissível mat. Z1 (Kgf/cm <sup>2</sup> )	2100	ms = Módulo nominal	3,0000
Pressão flanco adm. mat. Z1	7600	da1 = Diâmetro primitivo enp. 1	120,0000
Material da engrenagem Z2 (Tabela 2)		da2 = Diâmetro primitivo eng. 2	120,0000
Resistência admissível mat. Z2 (Kgf/cm <sup>2</sup> )	2100	F <sub>cor</sub> = F <sub>cor</sub> perf. feita nas engrenagens	61
Pressão flanco adm. mat. Z2	7600	Y <sub>cor</sub> = Coeficiente perf. das engrenagens	0,21
		y = Distância entre eixos (engr. eixo)	120,00
DADOS DE ENTRADA 2		DADOS DE SAÍDA 2	
Distância entre eixos padronizada (mm)	120	Z <sub>total</sub>	40,0
qt1 = Fator de forma para a1a zero Z0	2,266552705	Z <sub>2</sub> igual	40,0
qt2 = Fator de forma para a1a zero Z0	2,181423835	X1 = Fator de correção engrenagem 1	0,0000
yo1 = Fator de altura cabeça do dente 1	1	X2 = Fator de correção engrenagem 2	0,0000
yo2 = Fator de altura cabeça do dente 2	1		
El (epsilon 1)	3,1744559	Diâmetro externo dk1	126,0000
E2 (epsilon 2)	3,1744559	Diâmetro externo dk2	126,0000
Ea (epsilon a)	4,6342407	Diâmetro pé do dente d1	112,5000
E = Fator de recobrimento	1,7789011	Diâmetro pé do dente d2	112,5000
VE	0,5831240	Diâmetro básico 1	112,7704
ql	0,9	Diâmetro básico 2	112,7704
qe	0,9		
yw (para engrenagens apoiadas)	857	Tensão de flexão no pé do dente	278
yc	1,769301782	Tensão de compressão no flanco	3355
yb	1,95		

Conforme se verifica as engrenagens apresentam tensão de flexão e compressão compatíveis com as tensões admissíveis para os materiais utilizados em sua fabricação, em função de seus parâmetros geométricos.

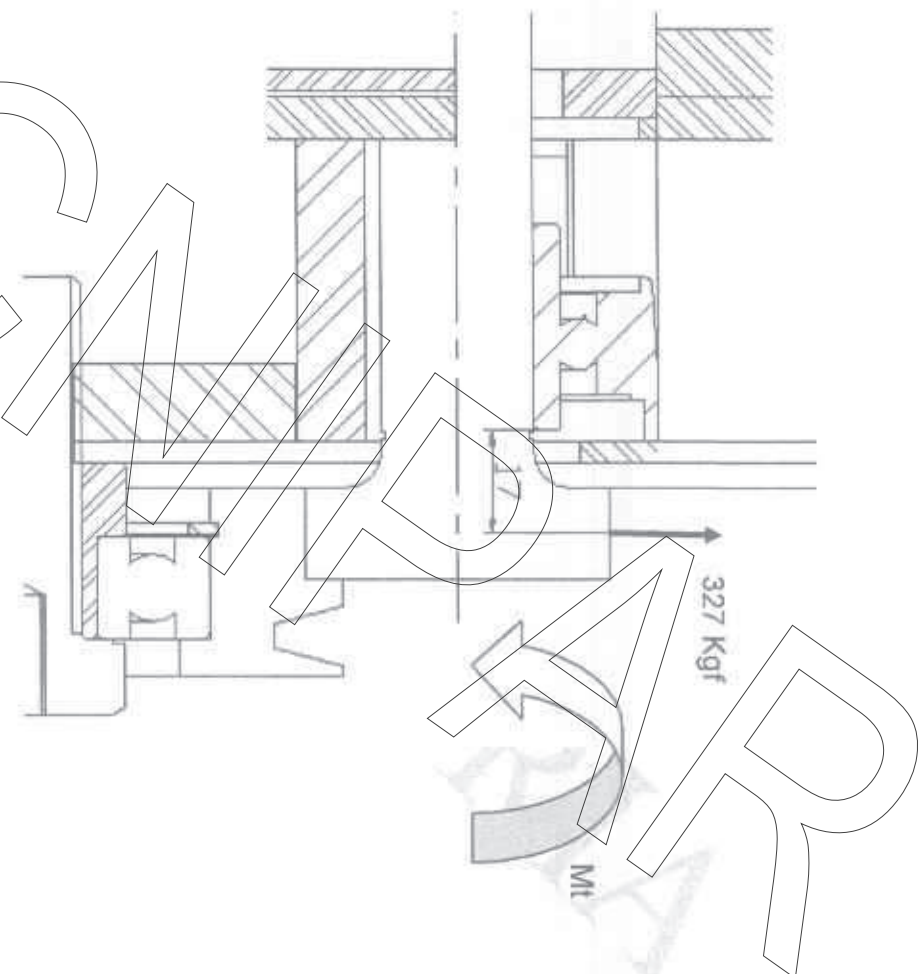
**13.2.1** Dados referentes às engrenagens a constarem em projeto

DADOS REFERENTE ENGRENAGEM 1		DADOS REFERENTE ENGRENAGEM 2	
PERFIL DE REFERENCIA DIN 657 ANG. FLANCO 20°		PERFIL DE REFERENCIA DIN 657 ANG. FLANCO 20°	
Módulo normal	3	Módulo normal	3
Numero de dentes	40	Numero de dentes	40
Angulo de inclinação	0	Angulo de inclinação	0
Direção de inclinação		Direção de inclinação	
Díametro externo (mm)	126,0000	Díametro externo (mm)	126,0000
Díametro primitivo (mm)	120,0000	Díametro primitivo (mm)	120,0000
Díametro básico (mm)	112,7704	Díametro básico (mm)	112,7704
Díametro no pé do dente (mm)	112,5000	Díametro no pé do dente (mm)	112,5000
Correção X1	0,0000	Correção X2	0,0000
Encurtamento de dente		Encurtamento de dente	
Deslocamento do perfil X <sub>1</sub> m (mm)	0	Deslocamento do perfil X <sub>1</sub> n (mm)	0
Qualidade da engrenagem		Qualidade da engrenagem	
Numero de dentes a serem medidos	4	Numero de dentes a serem medidos	4
Medição sobre dentes (mm)	32,6618	Medição sobre dentes (mm)	32,6618
Tolerancia medição sobre dentes (mm)		Tolerancia medição sobre dentes (mm)	
Diferença entre centros (mm)	120	Diferença entre centros (mm)	120
Tolerancia distancia entre centros (mm)		Tolerancia distancia entre centros (mm)	

T E C N I C O



## 14 VERIFICAÇÃO DO EIXO MOTOR



### 14.1 Características geométricas do eixo

O eixo possui diâmetro 25 mm, de modo que as características geométricas são dadas conforme segue.

#### 14.1.1 Área da seção transversal

A área da seção é dada por:

$$A = \pi \cdot D^2 / 4$$

$$A = \pi \cdot 2,5^2 / 4$$

⇒

$$A = 4,90 \text{ cm}^2$$

#### 14.1.2 Momento de inércia da seção

O momento de inércia da seção é dado por:

$$J = \pi \cdot D^4 / 64$$

$$J = \pi \cdot 2,5^4 / 64$$

⇒

$$J = 1,91 \text{ cm}^4$$



#### 14.1.3 Momento de inercia polar

O momento de inercia polar é dado por:

$$J_p = \pi \cdot D^4 / 32$$

$$J_p = \pi \cdot 2,5^4 / 32 \Rightarrow J_p = 3,83 \text{ cm}^4$$

#### 14.2 Momento fletor no eixo

O momento fletor é dado por:

$$M = P \cdot L$$

$$M = 327 \cdot 1,7 \Rightarrow M = 556 \text{ Kgfc}m$$

#### 14.3 Tensão de flexão no eixo

A tensão de flexão é dada por:

$$\sigma = M \cdot y_{\max} / J$$

$$\sigma = 556 \cdot 1,25 / 1,91 \Rightarrow \sigma = 364 \text{ Kg}f / \text{cm}^2$$

#### 14.4 Momento torçor no eixo

A força perferica na engrenagem é igual a 327 Kgf, a qual atua no diâmetro primitivo 45 mm, de modo que o momento torçor é dado por:

$$M_t = P \cdot R_p$$

$$M_t = 327 \cdot 4,5 / 2 \Rightarrow M_t = 736 \text{ Kgfc}m$$

#### 14.5 Tensão de cisalhamento no eixo

A tensão de cisalhamento no eixo é dada por:

$$\tau = M_t \cdot R / J_p$$

$$\tau = 736 \cdot 1,25 / 3,83 \Rightarrow \tau = 240 \text{ Kg}f / \text{cm}^2$$

#### 14.6 Tensão de comparação na seção considerada

A tensão de comparação é dada por:

$$\sigma_c = (\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2)^{0,5}$$

$$\sigma_c = (364^2 + 3 \cdot 240^2)^{0,5} \Rightarrow \sigma_c = 552 \text{ Kg}f / \text{cm}^2$$

#### 14.7 Coeficiente de segurança

Para o eixo executado em material correspondente à norma SAE 8620, com tensão de escoamento igual à 5000 Kgf / cm<sup>2</sup>, e adotando-se o critério estabelecido pela Norma NBR 8400 onde a tensão admissível é igual à tensão de escoamento dividida por 1,5, temos:

$$\sigma_a = \sigma_e / 1,5$$

$$\sigma_a = 5000 / 1,5 \Rightarrow \sigma_a = 3333 \text{ Kg}f / \text{cm}^2$$

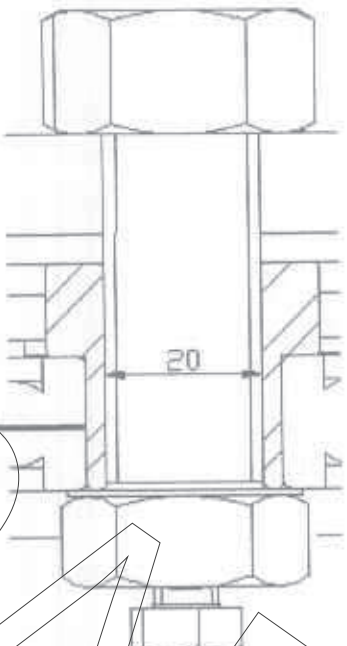
O coeficiente de segurança em relação à tensão admissível é dado por:

$$n = \sigma_a / \sigma$$

$$n = 3333 / 552 \Rightarrow n = 6$$



## 15. VERIFICAÇÃO DOS EIXOS SUPORTES DAS POLIAS



Os eixos suporte das polias são executados com parafusos classe 8.8, estando sujeitos à força máxima igual à 546 Kgf. As condições de montagem permitem definir que o eixo esteja submetido à tensão de cisalhamento na seção correspondente ao núcleo da rosca de fixação. O núcleo da rosca possui diâmetro 16 mm, o que leva à área da seção transversal dada por:

$$A = \pi \cdot D^2 / 4$$

$$A = \pi \cdot 1,6^2 / 4 \Rightarrow A = 2,00 \text{ cm}^2$$

A tensão de cisalhamento no eixo é dada por:

$$\tau = F / A$$

$$\tau = 546 / 2,00 \Rightarrow \tau = 273 \text{ Kgf / cm}^2$$

### 15.1 Coeficiente de segurança

Adotando-se o critério segundo o qual a tensão máxima a que um componente possa estar submetido é igual à tensão de escoamento do material deste componente, dividido por 1,5, e para o com tensão de escoamento igual à 6400 Kgf / cm<sup>2</sup>, a tensão admissível é dada por:

$$\sigma_{adm} = \sigma_e / 1,5$$

$$\sigma_{adm} = 6400 / 1,5 \Rightarrow \sigma_{adm} = 4267 \text{ Kgf / cm}^2$$

A tensão máxima no parafuso é igual à 273 Kgf / cm<sup>2</sup>, de modo que apresenta um fator de segurança em relação à tensão máxima admissível dado por:

$$n = \sigma_{adm} / \sigma$$

$$n = 4267 / 273 \Rightarrow n = 15$$

### 16. VIDA ÚTIL DOS ROLAMENTOS DAS POLIAS

As polias são montadas em rolamentos de esferas tipo 6305 2 RS1 com capacidade de carga estática igual à 1160 Kgf e capacidade de carga dinâmica 2250 Kgf. Com a plataforma de trabalho parada, os rolamentos estão sujeitos apenas às resultantes estáticas, cujo maior valor ocorre para a polia nº 1, igual à 428 Kgf de acordo com o item 8.1. Conforme se verifica, o valor da carga estática é inferior à capacidade de carga do rolamento, com segurança definida por:

$$n_o = 1160 / 428 \Rightarrow n_o = 2,71$$

A maior carga dinâmica ocorre na polia nº 2, com valor igual à 546 Kgf, determinado no item 11.3.2. Cada polia gira com uma velocidade angular igual à 32,81 rpm, de acordo com o item 3.3. Dessa forma, a vida útil dos rolamentos pode ser definida por:

$$L_h = (1000000 / 60 \cdot n) \cdot (C / P)^3$$

$$L_h = (1000000 / 60 \cdot 32,81) \cdot (2250 / 546)^3 \Rightarrow L_h = 35547 \text{ horas}$$

O valor supra determinado considera que o guincho opere continuamente com carga máxima, o que não ocorre na prática, uma vez que o equipamento passa a maior parte do tempo parado. Sendo assim, admitindo-se que o guincho esteja submetido à carga máxima, a vida dos rolamentos é definida pela relação entre o tempo em movimento e o tempo parado seguindo a relação:

$L_{real} = L_h / \psi$  onde  $\psi$  representa a relação entre o tempo em movimento e o tempo parado.

$$\text{Para } \psi = 1\% \Rightarrow L_{real} = 35547 / 0,01 \Rightarrow L_{real} = 3554700 \text{ horas}$$

$$\text{Para } \psi = 2\% \Rightarrow L_{real} = 35547 / 0,02 \Rightarrow L_{real} = 1777350 \text{ horas}$$

$$\text{Para } \psi = 5\% \Rightarrow L_{real} = 35547 / 0,05 \Rightarrow L_{real} = 710940 \text{ horas}$$

RESERVA

## **20. CONCLUSÃO**

Conforme demonstrado, a **MAQUINA DE TRACÇÃO EMOT** produzida pela empresa **Tecnicpar Maquinas e Metalurgia Ltda** apresenta condições de segurança para operação dentro dos parâmetros de cálculo estabelecidos, com capacidade de tração máxima igual à 400 Kgf.

Porto Alegre, 06 de Setembro de 2014



Jose Sergio Menegaz  
Eng. Mecânico  
CREA 23991

TECNIPAR