

Universidade Católica de Petrópolis
Centro de Engenharia e Computação
Engenharia Mecânica
Elementos de Máquina I

SERRA POLICORTE

Ellen Cordeiro 11510635
Hiago Guedes 11620104
João Otávio Conti 11411409
Rodolpho Amorim 11100004
Telmo Martins 11320269

Jorge Luiz Fontanella

Petrópolis
27 de Julho de 2017

Conteúdo

1	Introdução	1
2	Objetivo	1
3	Especificação da Rotação do Disco de Corte	1
4	Cálculo de Potência Mínima do Motor	2
4.1	Cálculo da Força de Atrito (F_{at})	2
4.2	Torque Aplicado na Árvore (T_D)	2
4.3	Escolha do Motor	2
5	Cálculo da Relação de Velocidade	3
6	Torque Mínimo do Motor	3
7	Correia	3
7.1	Dimensionamento da Correia	4
7.2	Potência de Projeto	4
7.2.1	Determinação do Fator de Serviço (F.S.)	4
7.2.2	Escolha do Perfil (Seção) da Correia	5
7.2.3	Potência por Correia (P_{corr})	5
7.2.4	Cálculo do Fator de Correção para o Comprimento da Correia (FL)	5
7.3	Número de Correias	6
8	Cálculo da Distância entre Centros	7
9	Determinação das Polias	7
10	Dimensionamento da Árvore	8
11	Dimensionamento da Chaveta	9
12	Seleção do Mancal de Rolamento	10
	Bibliografia	10
	Anexo	11

1 Introdução

Apresentar um projeto de um sistema meânico de rotação de ferramenta de corte (disco abrasivo) para corte de perfis de aço, composto de mancal, árvore, correia, polia, chaveta e elementos de fixação.

2 Objetivo

Dimensionar e apresentar o desenho dos componentes do sistema mecânico de rotação de corte, mancal, polia, chaveta, árvore, correia e elementos de fixação.

Memória de Cálculo do Projeto

3 Especificação da Rotação do Disco de Corte

O disco abrasivo a ser utilizado foi adotado como sendo o de diâmetro de $D = 300 \text{ mm}$ (12 pol.). Os fabricantes fornecem este disco com espessuras de $T = \frac{1}{8} \text{ pol.}$, $\frac{3}{16} \text{ pol.}$ e $\frac{1}{4} \text{ pol.}$ (Pferd, Starrett, Makita, Icdet etc) e furação (H) de diâmetros de 1 pol ou $1 \frac{1}{4} \text{ pol.}$

Para o disco de diâmetro 300 mm, a rotação a ser atendida pelo projeto

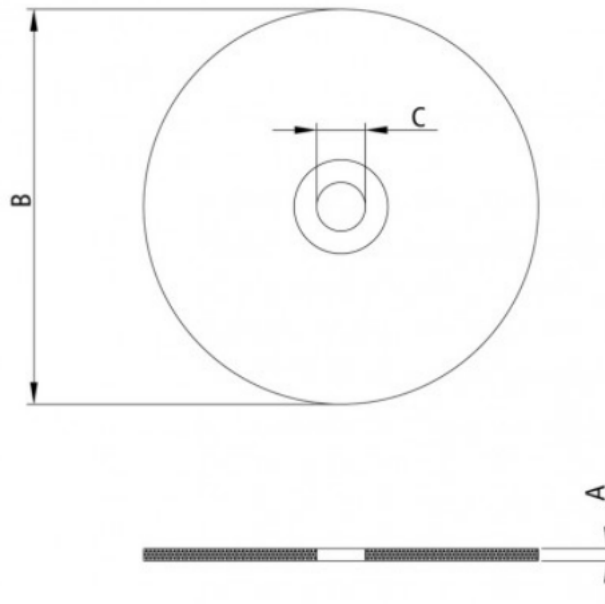


Figura 1: Principais dimensões do disco de corte

deverá ficar entre 3.820 rpm a 5.100 rpm. Esta rotação ficará em função dos diâmetros adotados do sistema polia/correia.

4 Cálculo de Potência Mínima do Motor

Será apresentado o cálculo de potência mínima do motor considerando que o operador irá exercer uma fora de 4 Kg sobre o sistema.

Considerando:

$$F = m \times g = 4 \times 9,81$$

$$F = 39,24N.$$

4.1 Cálculo da Força de Atrito (Fat)

Para o cálculo da força de atrito, sabemos que (Fat) é obtido pelo produto da força normal pelo coeficiente de atrito dinâmico ($\mu = 0.4$) de acordo com a tabela 1 .

$$Fat = \mu \times N = 0,4 \times 39,24$$

$$\mathbf{Fat=15,696N}$$

4.2 Torque Aplicado na Árvore (T_D)

O torque (T_D) aplicado na rvore do disco de corte ser:

$$T_D = Fat \times \frac{D}{2} = 15,696 \cdot \frac{0,300}{2}$$

$$T_D = 2.3544N.m$$

- Potência de corte (P_c) é obtida pela fórmula abaixo, considerando

$$\omega = 5015rpm :$$

$$P_c = T \times \omega = 2,3544(5100 \frac{2\pi}{60}) = 1257,42W$$

$$P_c = 1,236KW$$

Considerando que o rendimento do motor eltrico ($\eta = 80\%$), obtêm-se uma potência, a partir da potência de corte encontrada anteriormente, o valor encontrado, é :

$$P_M = \frac{P_c}{\eta} = \frac{1,257}{0,8} = 1.54KW$$

4.3 Escolha do Motor

O motor a ser escolhido tem uma potncia de ($P = 2,2 KW = 3 cv$), 2 pólos e uma rotação de 3460 rpm. Seu detalhamento é representado através do catálogo da WEG (ANEXO 9).

5 Cálculo da Relação de Velocidade

Para que a árvore do disco possa atingir uma rotação de 5.015 rpm que é a velocidade de corte, será necessário que a polia do motor elétrico seja de diâmetro maior que a polia da árvore do disco, sendo assim a relação de velocidade entre as polias pode ser expressa a partir das seguinte fórmula:

$$i = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5100}{3460} = 1,5$$

6 Torque Mínimo do Motor

Sabemos que a rotação da árvore do motor é menor que a rotação da árvore do disco de corte, portanto, o torque do motor elétrico precisa ser maior ao torque da árvore do disco.

Relação dos torques:

$$\frac{T_M}{T_D} = \frac{rpm_D}{rpm_M} = 1,5$$

Como o torque da árvore é $T_D = 2.3544 Nm$, concluímos que:

$$T_M = T_D \times 1,5 = 2.3544 \times 1,5 = 3,4112 Nm$$

No catálogo da WEG o motor que adotamos (3 HP¹, 2 polos, 3460 rpm e 60 Hz), possui um conjugado nominal igual a 6.08 Nm. e torque de partida 280% maior que o torque nominal

$$T_{partidaM} = 6.08 \times 2.8 = 17,04 Nm$$

O torque de partida do motor elétrico será considerado para o dimensionamento da árvore do disco de corte. Pela formula da relação de torques, temos:

$$T_D = \frac{T_{partidaM}}{1,5} = 11,36 Nm$$

7 Correia

As correias, juntamente com as polias são um dos meios mais antigos de transmissão de movimento. É um elemento flexível, normalmente utilizado para transmissão de potência entre dois eixos paralelos distantes. Elas são fabricadas em várias formas e com diversos materiais.

¹2,2KW \approx 3 HP

7.1 Dimensionamento da Correia

Para o dimensionamento da correia utilizamos uma apostila desenvolvida segundo os princípios de catálogos da Goodyear. Segue abaixo os procedimentos para o dimensionamento da correia:

- Potência de Projeto;
- Escolha de Perfil (Seção) da Correia;
- Potência por Correia (P_{corr});
- Comprimento da Correia (L);
- Número de Correias;
- Cálculo da Distância entre Centros.

7.2 Potência de Projeto

$$P_{hp} = P \times F.S$$

Onde:

- F.S.- Fator de Servio;
- $P \rightarrow$ Potência do Motor (Escolhido de acordo com o item 3.3).

7.2.1 Determinação do Fator de Serviço (F.S.)

Usando a Tabela 3 e 4 (Anexo 2) obtemos:

Quanto da Condição de Serviço:

- Utilização 6 a 16 hrs/dia $\rightarrow 1,2$;
- Tipo de trabalho Normal $\rightarrow 1.2$;

Quanto a Condição de Funcionamento:

- Ambiente poeirento $\rightarrow 0,1$;
- Ambiente mido $\rightarrow 0,1$.

Portanto, o fator de serviço será:

$$F.S. = 1,2 + 0,1 + 0,1$$

$$\mathbf{F.S. = 1.4}$$

Como foi adotado no item 3.3 um motor elétrico com potência de 3hp e junto com o valor de fator de serviço calculado no item anterior, temos uma potência de projeto:

$$P_{hp} = 3 \text{ HP} \times 1,4$$

$P_{hp} = 4,2 \text{ HP}$.

7.2.2 Escolha do Perfil (Seção) da Correia

A determinação da seção mais adequada transmissão é feita utilizando-se o gráfico Figuras 1(a) e 1 (b). (Anexo 3). - Gráfico: P_{hp} x RPM, temos:

- $P_{hp} = 4,2 \text{ HP}$

- $\text{RPM} = 3460$

Seção mais adequada é: (A-Hi-Power). Tabela 2 (Anexo3)

7.2.3 Potência por Correia (P_{corr})

Determinar a potência que uma correia com o perfil (Seção A) pode transmitir na velocidade de 5100 rpm. $P_{corr} \text{ A} = (\text{HPbásico} + \text{HPadicional}) \times \text{FL}$.

Onde:

- HP básico: é a capacidade de transmissão da correia caso as polias possuam o mesmo diâmetro;

- HP adicional: é um fator de correção aplicado devido a diferença entre os diâmetros das polias. (Depende da relação de transmissão i).

Portanto, HP básico está em função de f (perfil, d , rpm) e HP adicional = f (perfil, d , rpm, e i).

Então, usando esses valores obtidos mais a rotação de 5013.5 rpm aproximado para 5000rpm, encontra-se na Tabela Classificação de HP por Correia (Anexo 7) o HP básico igual a:

$$HP_{basico} = 2,28HP.$$

Também HPbásico, achamos na Tabela Classificação de HP por correia (Anexo4) um valor de HPadicional para uma relao de velocidade $i = 1,5$. Então:

$$HP_{adicional} = 0,59HP.$$

7.2.4 Cálculo do Fator de Correção para o Comprimento da Correia (FL)

Para o cálculo do fator de correção do comprimento da correia usamos a seguinte fórmula:

$$L = 2c + \frac{\pi}{2} + (D + d) + \frac{(D - d)^2}{4c}$$

Com $i < 3$, temos $c = \frac{D+d}{2} + d$

O diâmetro da polia de acordo com o perfil da correia A- Hi- Power :

$$\mathbf{dp = 75mm} - (\text{Anexo 3}) - \text{Tabela 11.}$$

Como a nossa relação de velocidade $i = 1.5$ temos, o diâmetro da polia maior ou igual a:

$$D = 75 \times 1,5$$

$$D = 108,6\text{mm.}$$

Portanto,

$$c = \frac{112.5 + 75}{2} + 75 = 168,75\text{mm}$$

Logo,

$$L = 2.(166.8) + \frac{\pi}{2}(112,75 + 75) + \frac{(108.6 - 75)^2}{4 \times 166,8) = 623,81\text{mm}$$

Usando a Tabela Comprimento Standard (Anexo 4), achamos o tamanho real da correia:

$$L_{real} = 695\text{mm.}$$

Assim achamos o perfil da nossa correia: **A- 26**.

E na Tabela 6 (Anexo 6), achamos o Fator de Correção (FL), através do perfil A- 26 temos:

$$\mathbf{FL = 0,78.}$$

Aplicando a fórmula temos o valor da Potência por Correia (P_{corr}):

$$P_{corr}A = (2,28 + 0,59) \times 0,78 = 2,24\text{HP}$$

7.3 Número de Correias

Expressada pela equação:

$$N = \frac{P_{HP}}{P_{corr} \times C_a}$$

Onde:

- C_a : Fator de correção para o arco de contato. A Determinação do C_a dado pela Tabela 7 (Anexo 7).

Portanto, Fator de correção (C_a) – correia V-V : $C_a = 0,99$.

Aplicando a fórmula:

$$N = \frac{4,2}{2,24 \times 0,99} = 1,89$$

Concluimos, então, que devemos adotar 2 correias para o projeto.

8 Cálculo da Distância entre Centros

Usando a seguinte fórmula calculamos a distância entre centros (C_{real}).

$$C_{real} = \frac{k + \sqrt{k^2 - 32(D - d)^2}}{16}$$

Onde:

$$K = 4L_{real} - 2\pi(D - d) = 1625,96$$

Aplicando a fórmula temos a distância entre centros: $C_{real} = 202,54$ mm

9 Determinação das Polias

Utilizaremos a polia do motor com $d = 108,6$ mm e a polia da árvore utilizaremos $d = 75$ mm. Ambas com o diâmetro interno de 19 mm. Usando a Tabela 5 (Anexo 4), encontramos o perfil das polias de acordo com o dimensionamento da correia.

Dados da polia:

- $\varphi = 34$;
- $L_s = 13$ mm;
- $L_p = 11$ mm;
- $e = 15$ mm;
- $f = 10$ mm;
- $b = 3,3$ mm;
- $h + b = 12$ mm.

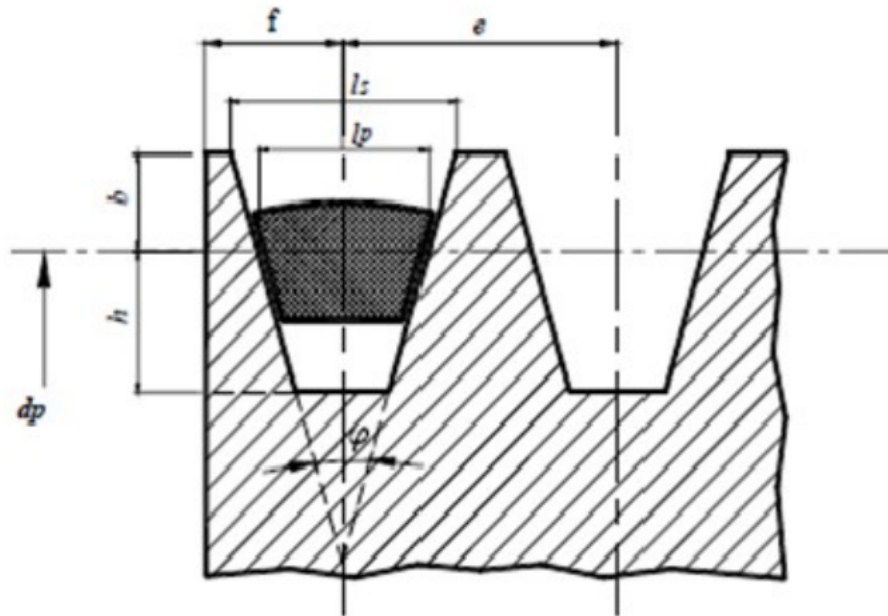


Figura 2: Padronização da Correia.

10 Dimensionamento da Árvore

O tipo de material a ser adotado para a árvore em cálculo, foi retirado do livro *Órgãos de Máquinas Dimensionamento* - J.R. Carvalho.

Assim, adotamos o material Ao SAE 1045 laminado a frio.

- Tensão de ruptura: $\sigma_r = 6300 \text{ kg/cm}^2$;
- Tensão de escoamento: $\sigma_e = 5400 \text{ kg/cm}^2$.

Diâmetro da árvore considerando a fórmula:

$$\tau = K_t \frac{T}{Z}$$

onde:

- $T = T_D = 11,36 \text{ N.m.}$ = Torque na árvore;

$$- Z = \frac{\pi D^3}{16};$$

- K_t = Fator de concentração de choque a fadiga.

Usamos K_t com base no livro *Órgãos de Máquinas Dimensionamento*, J.R. Carvalho, portanto $K_f = 1,6$ com rasgo de chaveta.

No caso esse eixo terá uma mudança de seção e teremos que levar isso em consideração para calcularmos as medidas necessárias do projeto

Por questões de cálculo adotaremos raio de filete para mudança de seção de 3,5mm, o que nos dá um índice de sensibilidade (q) de 0,9 pela figura 19 na página 123, aplicando na fórmula $K_f = 1 + q(K_t - 1)$, achamos $K_t = 1,67$. Segundo a ASME (Pag. 236) Regras de Máquinas Dimensionamento- J.R. Carvalho:

$$\begin{aligned} \text{Aço especificado: } 30\% \times \sigma_e \text{ e } 18\% \times \sigma_r \\ \sigma_{adm} = 0,30 \times 5400 \rightarrow \sigma_{adm} = 1620 \text{ kg/cm}^2; \\ \sigma_{adm} = 0,18 \times 6300 \rightarrow \sigma_{adm} = 1134 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

Portanto, utilizaremos o menor valor vezes 0.75 devido ao rasgo de chaveta:

$$\sigma_{adm} = 1134 \times 0.75$$

$$\begin{aligned} \sigma_{adm} &= 850,5 \text{ kg/cm}^2 \\ \sigma_{adm} &= 8,505 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \tau &= K_t \frac{T}{Z} \\ 850.5 &= 1.67 \frac{1158}{\frac{\pi d^3}{16}} \\ d &= 22,6 \text{ mm} \end{aligned}$$

Por questões de hiperdimensionamento fizemos com que D seja 1,33 o tamanho de d, nos dando D=29,66mm

Mas por questões de uma possível fabricação o desenho ficará com **d=23mm e D=30mm**

Estudando outras máquinas e por uma questão de bom senso nós adotaremos o comprimento do eixo (L_{eixo}) como 10cm.

11 Dimensionamento da Chaveta

Adotamos o diâmetro menor da árvore igual a 23 mm. De acordo com Carvalho (1970), (pag 274) considera-se as seguintes dimensões para a chaveta retangular:

- b x t = (8mm x 7mm)
- Adotamos o aço SAE 1045 laminado a frio dados pag 338;
- Tensão de ruptura: $\sigma_r = 6300 \text{ kg/cm}^2$;
- Tensão de escoamento: $\sigma_e = 5400 \text{ kg/cm}^2$.

$$\sigma_{adm} = \frac{5400}{2,5} = 2160 \text{ kg/cm}^2$$

$$\tau_{adm} = \frac{0,6\sigma_e}{2,5} = 1296 \text{ kg/cm}^2$$

Para o cálculo do comprimento da chaveta adotaremos o maior valor oferecido por uma das fórmulas abaixo

$$L = \frac{T \cdot \sigma_c}{\delta \cdot T_{10} \cdot \sigma_{adm}}$$

$$1,25D \leq L \leq 2D$$

Para a primeira utilizaremos $\delta = 0,9$ pois se trata de um cubo de aço e $\sigma_c = 1000 \text{ kgf/cm}^2$, para o T_{10} dado na mesma tabela e utilizaremos o menor valor do intervalo, pois ela nos dará o maior comprimento. Então temos

$$L = \frac{1158 \cdot 1000}{0,9 \cdot 38 \cdot 2160} = 15,67 \text{ mm}$$

Para a segunda fórmula temos :

$$1,25 \cdot 22,6 \leq L \leq 2 \cdot 22,6$$

$$28,6 \text{ mm} \leq L \leq 45,2 \text{ mm}$$

Fazendo uma média aritmética entre os valores mínimo e máximo temos um $L=36,9 \text{ mm}$, por questões de super dimensionamento adotaremos o segundo valor, esse valor será importante para procurarmos uma polia e uma engrenagem com espessura comercial equivalente.

12 Seleção do Mancal de Rolamento

A vantagem mais importante dos mancais de rolamento é a de que o atrito na partida no é superior ao de operação, ao contrário dos mancais de deslizamento. So indicados para elementos de máquinas que devem sofrer paradas e partidas frequentes. Os Mancais são elementos de máquinas especializados e padronizados que apenas é escolhido a partir de um catálogo (FAIRES, 1976).

O mancal radial com rolamento fixo com uma carreira de esfera será escolhido, pois é o mais indicado para altas rotações e suportam bem a carga radial e permite apoio da carga axial em ambos os sentidos (Catálogo SKF). O rolamento adotado será com diâmetro interno de 25 mm e externo de 52 mm e largura 15 mm.

Bibliografia

CARVALHO, Órgãos de máquinas dimensionamento, José Rodrigues de Carvalho e Paulo Luiz Jardim de Moraes . Rio de Janeiro, Brasil, LTC. 1984.

Anexos