

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
6 de Junho de 2017

Conteúdo

1	Introdução	2
2	Objetivo	2
3	Especificação da Rotação do Disco de Corte	2
4	Cálculo de Potência Mínima do Motor	3
4.1	Cálculo da Força de Atrito (F_{at})	3
4.2	Torque Aplicado na Árvore (T_D)	3
4.3	Escolha do Motor	4
5	Cálculo Relação de Velocidade	4
6	Torque Mínimo do Motor	4
7	Correia	5
7.1	Dimensionamento da Correia	5
7.2	Potência de Projeto	6
7.2.1	Determinação do Fator de Serviço (F.S.)	6
7.2.2	Escolha do Perfil (Seção) da Correia	6
7.2.3	Potência por Correia (P_{corr})	7
7.3	Número de Correias	8
8	Cálculo da Distância entre Centros	9
9	Determinação das Polias:corrigir	9
10	Dimensionamento da Árvore	10
11	Dimensionamento da Chaveta	11
12	Seleção do Mancal de Rolamento	12
13	Anexos	13

Capítulo 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.

Capítulo 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

Capítulo 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 $T = 1/8, 3/16$ e $1/4$ (Pferd, Starrett, Makita, Icdet etc) e furação (H) de diâmetros de 1 ou 1 1/4.

Figura 1 Principais dimensões do disco de corte Para o disco de diâmetro 300 mm, a rotação a ser atendida pelo projeto deverá ficar entre 3.820 rpm a 5.100 rpm. Esta rotação ficará em função dos diâmetros adotados do sistema polia/correia.

Capítulo 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:

$$F = m.g = 4.9.81$$

$$F = 39.24N.$$

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 .

$$Fat = \mu.N = 0,4.39.24$$

$$\mathbf{Fat=15.696N}$$

4.2 Torque Aplicado na Árvore (T_D)

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

$$T_D = Fat.\frac{D}{2} = 15.696.\frac{0.300}{2}$$

$$T_D = 2.3544N.m$$

- 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 elétrico ($\eta = 80\%$), 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 potência 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).

Capítulo 5

Cálculo 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 da seguinte fórmula:

$$i = \frac{d_1}{d_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{5100}{3460} = 1.5$$

Capítulo 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:

$$T_D = \frac{T_{partidaM}}{1.5} = 11.36 Nm$$

Capítulo 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.

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;

¹2.2KW \approx 3 HP

- 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:

- $P_{hp} = 4.2 \text{ HP}$

- $RPM = 3460$

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. $P_{corr} A = (HP_{básico} + HP_{adicional}) \times FL$.

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 $HP_{básico}$, achamos na Tabela Classificação de HP por correia (Anexo4) um valor de $HP_{adicional}$ para uma relao de velocidade $i = 1,5$. Então:

$$HP_{adicional} = 0.59HP.$$

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 :

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

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}):

$$P_{corr}A = (2.28 + 0.59)x0.78 = 2.24HP$$

7.3 Número de Correias

Expressada pela equação:

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

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:

$$N = \frac{4.2}{2.24x0.99} = 1.93$$

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

Capítulo 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

Capítulo 9

Determinação das Polias: corrigir

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.

Figura 2. Padronização de Correia.

Dados da polia:

- $r = 34$;
- $L_s = 13$ mm;
- $L_p = 11$ mm;
- $e = 15$ mm;
- $f = 10$ mm;
- $b = 3.3$ mm;

- $h + b = 12 \text{ mm}$.

Capítulo 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 Aço 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) *Órgãos 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:

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

$$\sigma_{adm} = 850,5 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{adm} = 8.505 \text{ kg/cm}^2$$

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

$$850.5 = 1.67 \frac{1158}{\frac{\pi d^3}{16}}$$

$$d = 22.6 \text{ mm}$$

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.

Capítulo 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

$$L = \frac{1158.1000}{0,9.38.2160} = 15,67 \text{ mm}$$

Para a segunda fórmula temos :

$$1,25.22,6 \leq L \leq 2.22,6$$

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

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.

Capítulo 12

Seleção do Mancal de Rolamento

A vantagem mais importante dos mancais de rolamento é a de que o atrito na partida não é superior ao de operação, ao contrário dos mancais de deslizamento. São 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.

Capítulo 13

Anexos