

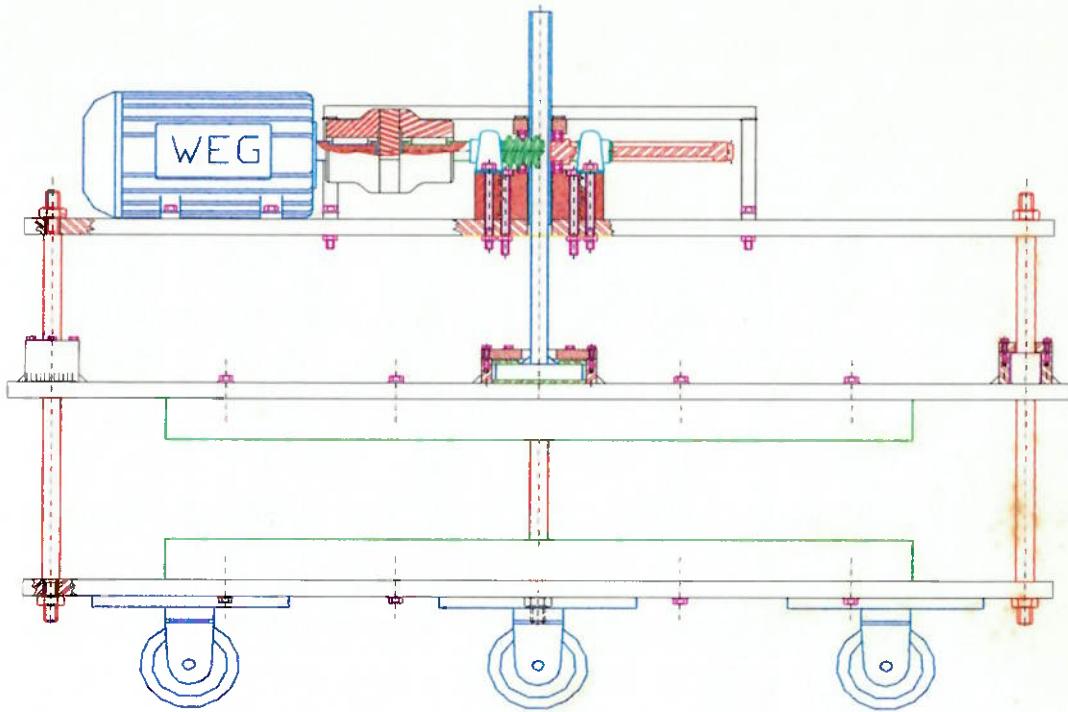
ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

TRABALHO DE FORMATURA

PRENSA DIDÁTICA DE PEQUENO PORTÉ

AUTOR: ERIC WEISSHUHN ARAUJO

1996



Prensa Didática de Pequeno Porte

Trabalho de Formatura

Eric Weisshuhn Araujo
Orientador: Prof. João Paulo Marcicano

São Paulo, 12 de dezembro de 1996

<u>INTRODUÇÃO</u>	4
<u>ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE</u>	4
<u>ESPECIFICACÕES TÉCNICAS</u>	5
FUNCIONAIS	5
DESEMPENHO	5
OPERACIONAIS	5
PORTABILIDADE	5
DURABILIDADE	5
CONSTRUTIVAS	5
DIMENSÕES	5
PESO	5
<u>FORMULAÇÃO DO PROJETO</u>	6
ENTRADAS DESEJÁVEIS	6
SAÍDAS DESEJÁVEIS	6
ENTRADAS INDESEJÁVEIS	6
SAÍDAS INDESEJÁVEIS	6
<u>SÍNTESE DE SOLUÇÕES</u>	7
<u>EXEQUIBILIDADE FÍSICA</u>	11
AVALIAÇÃO DOS ESFORÇOS DE CORTE	11
<u>VIABILIDADE ECONÔMICA</u>	15
MERCADO EM GERAL	15
<u>CUSTOS</u>	16
CUSTOS FIXOS	16
CUSTOS VARIÁVEIS	16
<u>VIABILIDADE FINANCEIRA</u>	17

MEMORIAL DE CÁLCULO**18**

DIMENSIONAMENTO DO PARAFUSO DE POTÊNCIA	18
VERIFICAÇÃO DA RESISTÊNCIA DOS FILETES	23
MOTOR ELÉTRICO	24
DIMENSIONAMENTO DE COROA E SEM-FIM	24
FORÇAS E MOMENTOS NO CONJUNTO COROA E SEM-FIM	26
RESULTADO DIMENSIONAMENTO COROA E SEM-FIM	31
ESTUDO DO USO DE RAIOS NA COROA	32
DIMENSIONAMENTO DAS GUIAS	33

CONCLUSÃO**35****BIBLIOGRAFIA****36**

Introdução

Basicamente, o projeto consiste em uma prensa de pequeno porte para fins didáticos a ser utilizada pelos professores de cursos ministrados em laboratórios. A principal vantagem que esta prensa deve oferecer é a portabilidade (prensas de pequeno porte existem no mercado porém não são de fácil transporte).

Estabelecimento da Necessidade

Existe a necessidade de uma prensa que crie nos laboratórios da Escola Politécnica a possibilidade de corte e estampagem de pequenas peças. A prensa tem como principal objetivo ilustrar os processos de estampagem aos alunos dos cursos de laboratório da Escola Politécnica.

Daí a necessidade de portabilidade: o uso de equipamento em aulas requer que ele seja transportado de uma sala a outra, bem como da sala de um professor para o labaratório e assim por diante. Para assegurar a portabilidade é então necessário que a prensa seja leve e tenha dimensões reduzidas.

Além dos fins didáticos a prensa oferecerá a estampagem de peças de chapas sem o uso de equipamentos de maior porte e complexidade de uso e manutenção bem como sem que sejam necessários grandes ajustes ou tempos de “set up”.

O baixo custo é também fator crucial para a exequibilidade do projeto uma vez que os recursos para este são escassos. A necessidade de baixo custo leva mais uma vez à condição de simplicidade do projeto, que deve portanto oferecer, como dito, peso e dimensões reduzidas.

Observa-se que a própria natureza da prensa possibilita que esta seja facilmente adaptada a um equipamento de ensaio de tração porém os componentes e instrumentos que tornam o ensaio de tração possível fogem ao escopo deste projeto.

Especificações Técnicas

Funcionais

Desempenho

A prensa deve ser capaz de fazer estampagem e corte basicamente de chapas de latão e aço com espessura máxima de 0,5mm. Objetiva-se ainda que a prensa apresente força mínima de 10tf.

Operacionais

Portabilidade

A prensa deve ser portátil uma vez que esta será transportada com frequência. O transporte entre salas de aula dos laboratórios, dentro dos laboratórios e oficinas e salas de professores deve ser assegurado.

Durabilidade

O equipamento deve possuir vida útil ao redor de 20 anos uma vez que tem caráter didático. Isso implica no fato de que a obsolescência deste equipamento/processo de fabricação é praticamente irrelevante.

Construtivas

Dimensões

Acredita-se que para que a portabilidade fique assegurada, a prensa não deva apresentar dimensões superiores a 1500x500x500mm.

Peso

- peso do equipamento deve ser especificado de acordo com a intensão de garantir o fácil transporte, seja sobre um carrinho, seja com rodas próprias. Assim é estimado que o limite deva estar em torno de 100Kg.

Formulação do projeto

Entradas desejáveis

- Energia para motor elétrico
- Ferramenta apropriada
- Material conforme especificado
- Manutenção de rotina

Saídas desejáveis

- Peça cortada / estampada
- Tempo de processo não superior a 60 s.

Entradas indesejáveis

- Uso incorreto do equipamento : operador deve parar a prensa nos finais de curso
- Ligação da prensa em energia elétrica fora do especificado pelo fabricante do motor elétrico
- Fixação incorreta da ferramenta no cabeçote da prensa
- Inversão brusca do motor
- Objeto estranho ao equipamento durante uso: desde cavacos nas engrenagens e objetos sobre ferramenta (que não blanques) a mãos ou cabelos do operador

Saídas indesejáveis

- Lançamento de partículas como cavacos ou mesmo a peça buta ou acabada durante o processo
- Desprendimento da ferramenta de qualquer dos cabeçotes
- Corte / estampagem fora do pretendido (corte incompleto ou estampagem com desvios dimensionais como excêntricidade, paralelismo ou outros)

Síntese de Soluções

Para melhor visualização das possíveis soluções pode-se observar o quadro abaixo:

		A	B	C	D
I.	<i>Sistema de açãoamento</i>	Açãoamento por bomba manual	Açãoamento por bomba hidráulica e motor elétrico	Açãoamento manual de um conjunto com parafuso de potência	Açãoamento por motor elétrico e parafuso de potência
II.	<i>Sistema de fixação da ferramenta</i>	Fixação por placa de castanhas	Fixação por parafusos	Fixação por placa eletromagnética	
III.	<i>Sistema de deslocamento</i>	Rodízios na base da prensa	Carrinho independente para transporte		
IV.	<i>Sistema de estampagem</i>	Deslocamento do cabeçote superior	Deslocamento do cabeçote inferior	Aproximação simultânea dos cabeçotes	
V.	<i>Guias</i>	1 guia	2 guias	3 guias	
VI.	<i>Material dos cabeçotes</i>	Madeira	Aço	FoFo	Polímero / Compósito
VII.	<i>Material da base/estrutura</i>	Madeira	Aço	FoFo	Polímero / Compósito
VIII.	<i>Mancais do cabeçote</i>	Deslizamento	Rolamentos		

Obtendo-se estas soluções é necessário fazer uma seleção daquelas que são mais condizentes com o escopo do projeto em questão. Para tanto montou-se uma matriz de decisão.

<i>Características</i>		<i>Didática</i> ¹	<i>Custo</i>	<i>Facilidade de operação</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i> ²
<i>Pesos</i>		6	5	1	3	8	
I. Sistema de acionamento	A	bomba manual	4*6 ³	8*5	4*1	4*3	7*8 136
	B	bomba c/ motor	2*6	4*5	7*1	2*3	7*8 101
	C	manual mecânico	5*6	9*5	2*1	8*3	3*8 125
	D	mecânico c/ motor	6*6	7*5	7*1	7*3	7*8 155

Assim conforme as necessidades apresentadas a melhor solução para o sistema de acionamento é o uso de motor elétrico juntamente com um fuso.

<i>Características</i>		<i>Didática</i>	<i>Custo</i>	<i>Facilidade de operação</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i>
<i>Pesos</i>		6	5	1	3	8	
II. Sistema de fixação da ferramenta	A	placa de castanhas	4*6	4*5	5*1	4*3	2*8 77
	B	parafusos	2*6	9*5	2*1	2*3	7*8 121
	C	eletromagnética	5*6	1*5	9*1	8*3	3*8 92

A melhor fixação é portanto feita com o uso de parafusos.

¹ Uma vez que uma das finalidades do equipamento é o ensino o equipamento terá maior poder didático se for “rígido” já que o laboratório da Escola Politécnica já conta com um equipamento de ensaio de tração hidráulico.

² A pontuação total de uma solução não pode ser entendida como a nota para uma solução uma vez que os pontos dados em cada característica só tem valor relativo entre as soluções.

³ *Pontos * Peso*

<i>Características</i>		<i>Didática</i>	<i>Custo</i>	<i>Facilidade de operação</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i>
Pesos		6	5	6	3	2	
III. Sistema de deslocamento	A	Rodízios na base da prensa	5*6	7*5	8*6	4*3	5*2
	B	Carrinho independente	5*6	5*5	2*6	7*3	5,5*2

Recomenda-se então o uso de rodízios fixados diretamente na base da prensa ao invés de um carrinho independente sobre o qual a prensa seria colocada.

<i>Características</i>		<i>Didática</i>	<i>Custo</i>	<i>Facilidade de operação</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i>
Pesos		6	6	1	5	5	
IV. Sistema de estampagem	A	Deslocamento do cabeçote superior	5*6	8*6	5*1	6*5	7*5
	B	Deslocamento do cabeçote inferior	5*6	6*6	5*1	6*5	7*5
	C	Aproximação simultânea	6*6	3*6	5*1	5*5	5*5

Assim ficou determinado que o cabeçote superior deveria ser móvel e o inferior fixo.

<i>Características</i>		<i>Didática</i>	<i>Custo</i>	<i>Facilidade de operação</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i>
Pesos		2	8	1	5	2	
V. Sistema de guias	A	1 guia	5*2	9*8	5*1	6*5	4*2
	B	2 guias	5*2	6*8	5*1	5*5	5*2
	C	3 guias	5*2	3*8	5*1	4*5	6*2
							71

Fica a recomendação do uso de 1 guia.

<i>Características</i>		<i>Custo</i>	<i>Resistência a humidade</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i>
Pesos		6	5	3	3	
VI Material dos cabeçotes	A	Madeira	9*6	5*5	2*3	8*3
	B	Aço	2*6	7*5	9*3	7*3
	C	FoFo	7*6	7*5	9*3	7*3
	D	Polímero	4*6	10*5	5*3	2*3
						95

O material dos cabeçotes deve assim ser FoFo. Uma vez que a matriz de decisão para o material da base seria análoga o mesmo material deve ser usado para a base.

<i>Características</i>		<i>Custo</i>	<i>Desgaste</i>	<i>Risco de engripamento</i>	<i>Manutenção</i>	<i>Exequibilidade</i>	<i>Pontos</i>
Pesos		6	5	8	5	3	
III. Mancais do cabeçote	A	Deslizamento	8*6	3*5	4*8	5*5	6*3
	B	Rolamentos	3*6	8*5	7*8	6*5	6*3
							162

A matriz de decisão acima recomenda que se faça uso de mancais de rolamento, basicamente pelo alto risco de engripamento que um mancal de deslizamento linear oferece.

Após a tomada de decisão de qual as melhores características para o projeto concluiu-se que:

- O acionamento deve ser feito através de motor elétrico e parafuso de potência.
- A ferramenta será fixada aos cabeçotes por parafusos.
- O deslocamento se dará através de rodízios solidários à base do equipamento.
- A estampagem será feita com a aproximação do cabeçote superior.
- Pretende-se usar apenas uma guia (além do fuso).
- O material dos cabeçotes bem como da base será FoFo.
- Será usado um mancal de rolamentos linear na guia.

Exequibilidade Física

Avaliação dos esforços de corte

Para que seja possível avaliar a exequibilidade física do projeto é necessário estimar uma potência de corte.

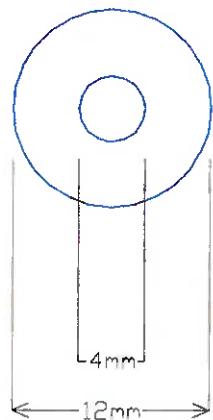


Fig 1.

Para o corte de uma arruela com as dimensões da fig. 1 segundo De Marcos⁴ temos:

$F = L \cdot e \cdot K_t$ com:

F é o esforço de corte em kgf;
L é o comprimento de corte em mm
e é a espessura da chapa em mm
 K_t é a tensão de ruptura da chapa em kgf/mm^2

Com $K_t = 26 \text{ kgf/mm}^2$ para o latão conforme 1

Assim:

$$F = (\pi d_{\text{ext}} + \pi d_{\text{int}}) \cdot 0,5 \cdot 26 = \pi \cdot 16 \cdot 0,5 \cdot 26 \\ F = 653,45 \text{ Kgf}$$

Já a potência para o corte, também por De Marcos, é dada por:

$$N = \frac{F \cdot V}{75 \cdot \eta} \cdot 1$$

Sendo:

N a potência de corte em CV
F o esforço de corte em kgf
V a velocidade do martelo em m/s
 η o rendimento da máquina

Estimando como primeira aproximação, conforme proposto pela Ref. 1, que o rendimento da prensa seja de 70% e a velocidade do martelo $V=0,1$ m/s para corte de latão vem:

$$N = \frac{653,45 \cdot 0,1}{75 \cdot 0,7} = 1,245 \text{ CV}$$

Para que seja possível trabalhar com um motor de 1CV será necessário baixar a velocidade do martelo, ou seja:

⁴ De Marcos, F. ; "Corte e dobragem de chapas"
Ed. Hemus 1975 Tradução de Lauro Blandy

$$V = \frac{N \cdot 75 \cdot \eta}{F} = \frac{1 \cdot 75 \cdot 0,7}{5881,06} = 80,3 \text{ mm/s}$$

Estimando que a prensa não terá curso superior a 400mm :

$$\Delta t = \frac{400}{80,3} = 4,98 \text{ s}$$

ou seja para percorrer um curso de 400mm a prensa necessitaria de 5s o que parece ser razoável para uma prensa didática .

Uma vez verificada a possibilidade de executar pequenas estampagens, foi também verificada a condição de esforço máximo ou seja força de 10tf.

Sendo $F = 10 \text{ tf} = 98066,5 \text{ N}$ e estimando-se como velocidade mínima para o martelo $V = 10 \text{ mm/s} = 1 \cdot 10^{-2} \text{ m/s}$ a potência requerida será de :

$$P = F \cdot V = 98066,5 \cdot 0,01 = 980,67 \text{ W} = 1,32 \text{ Hp}$$

caso se tenha um rendimento no conjunto de 70% este valor é elevado a:

$$P_{\text{motor}} = \frac{1,32}{0,7} = 1,88 \text{ Hp}$$

Assim foi detectada a necessidade do uso de um motor de 2 CV.

Para um motor de 2 CV a velocidade por sua vez também pode ser elevada.

$$P_{\text{motor}} = 2 \text{ CV} = 1491,40 \text{ W}$$

$$\Rightarrow P = 1491,40 \cdot 0,7 = 1043,98 \text{ W}$$

finalmente

$$V = \frac{1043,98}{98066,5} = 1,06 \cdot 10^{-2} \text{ m/s} = 10,6 \text{ mm/s}$$

de forma que se sustenta um aumento de 6% sobre a velocidade mínima desejada.

Adotando portanto a velocidade de 10,6 mm/s e um passo normalizado para o parafuso de potência de 4mm/volta obteve-se a rotação do parafuso:

$$V = \text{passo} \cdot n$$

$$n = \frac{10,6 \text{ mm/s}}{4 \text{ mm/volta}} = 2,65 \text{ voltas/s} = 159 \text{ rpm}$$

Sendo o motor de 1800 rpm estima-se que a redução necessária na transmissão entre o motor e o fuso seja:

$$i = \frac{1800}{159} = 11,320755$$

Assim verifica-se que o projeto é fisicamente exequível.

Viabilidade Econômica

Mercado em Geral

Este equipamento poderia eventualmente ser apresentado em outros ambientes (que não os laboratórios da Escola Politécnica) tais como:

- Laboratórios de outras faculdades de engenharia
- Laboratórios de escolas técnicas
- Fábricas de pequeno a médio porte que necessitem de prensas simples e de baixo custo

Observa-se que para que fosse feita a exploração comercial deste equipamento seria necessário um marketing direcionado ao público consumidor apresentado acima, recomendaria-se que o contato fosse feito através de visitas aproveitando inclusive a portabilidade do equipamento. Estima-se que um total de três ou quatro unidades possam ser vendidas em um período inicial de 6 meses. Este número é reduzido uma vez que parte do mercado deste produto é composto por laboratórios onde é possível a fabricação do equipamento, este aspecto resalta a necessidade de direcionar uma possível entrada no mercado a pequenas e médias indústrias.

É válido ressaltar que o projeto apresentado não foi concebido para atender a um mercado consumidor mas sim às necessidades dos laboratórios da Escola Politécnica.

Custos

Os custos para o projeto podem ser divididos em duas categorias custos fixos e variáveis.

Custos Fixos

Os custos fixos para a produção do equipamento são bastante reduzidos uma vez que se pretende usar a oficina do Depto. de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica. Custos fixos clássicos como aluguéis de galpão, aluguéis de equipamentos, etc. não recarão sobre o equipamento devido à natureza das instalações utilizadas.

Custos Variáveis

Dentre os custos variáveis os mais significativos são:

- Motor elétrico
- Matéria prima para base
- Matéria prima para os cabeçotes
- Fuso
- Ferramentas
- Rolamentos
- Rodízios

Para levantar uma estimativa do que seriam estes custos foi feita uma pequena pesquisa de mercado.

O motor elétrico utilizado pode ser um Weg 2CV / 4 pólos / trifásico que tem custo em torno de R\$⁵ 134,00 (caso haja necessidade de uso de um motor monofásico este custo seria elevado a R\$ 235,00).

⁵ Para efeito de conversão dos preços para US\$ pode-se considerar a cotação aproximada de 1R\$ = 1 US\$ conforme a data de pesquisa que se deu no final do mês de maio/96

A matéria prima para a base e para os cabeçotes pode ser calculada como primeria aproximação como tendo custo de 0,6 R\$ por Kg. O custo então não deve ultrapassar a marca dos R\$ 10,00.

O fuso deve ter custo reduzido uma vez que se pretende utilizar um fuso usado de torno (devidamente adaptado e verificado).

Já o custo das ferramentas deve ser mínimo compondo-se apenas de alguma ferramenta que o laboratório não disponha. No entanto acredita-se que não ocorra esta situação.

Foi feito também o levantamento do custo de um rolamento linear⁶ e conclui-se que este custa em torno de R\$ 60,00.

Os rodízios⁷ podem ser considerados como tendo custo de cerca de R\$ 3,50 cada compondo eventualmente um custo máximo de R\$14,00 caso se opte pelo uso de quatro.

Assim estima-se que o custo total do equipamento seja no mínimo R\$ 240,00⁸ podendo eventualmente atingir a cifra de R\$ 290,00⁹.

Viabilidade Financeira

O projeto é financeiramente viável pois tem orçamento compatível com o mercado. Fazendo um *benchmarking* verifica-se que no mercado existem prensas de custo reduzido porém com características distintas. A prensa proposta tem acionamento elétrico e capacidade de carga superior a seus concorrentes o que justifica o custo superior.

Resultado do Estudo de Viabilidade

Levando-se em conta todos os dados apresentados, pode-se afirmar que o projeto é **viável**. Sua viabilidade está fortemente balizada no custo reduzido para a confecção de um equipamento simples, didático e sem concorrentes com características similares.

⁶ O rolamento em questão é SKF de 25mm

⁷ O rodízio é GLR 210 Bp recomendado para cargas de até 50Kg

⁸ Foi colocado um acréscimo de 10% como margem de segurança

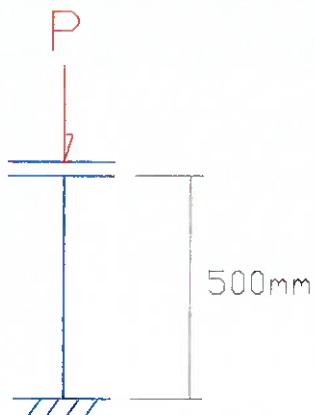
⁹ Estimativa caso seja necessário aquisição de um fuso usado e/ou algumas ferramentas.

Memorial de Cálculo

Dimensionamento do Parafuso de Potência

Observa-se que na descida do porta-ferramenta o parafuso está sob compressão o que implica na possibilidade de flambagem. Assim esse critério também deve ser empregado no cálculo do parafuso.

Ou seja¹⁰:



$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}$$

¹⁰ Roark, Raymond J. ; Young, Warren C. - "Formulas for Stress and Strain", Mc Graw-Hill Book Company, Fifth Edition, Table 34, Chap. 14, pg.534/535

Material do eixo: SAE 1020 estirado a frio¹¹.

$$\sigma_e = 36 \text{kgf/mm}^2 = 353,039400 \text{ MPa}$$

$$E = 210 \text{ GPa}$$

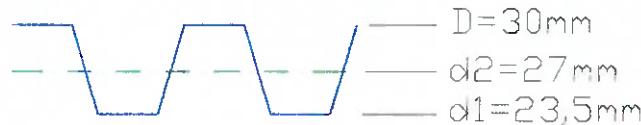
Considerando a carga nominal = 10000 Kgf = 98066,5 N

com coeficiente de segurança = 10% = 0,10

$$\Rightarrow 10 \text{tf. } 1,1 \leq \pi^2 \cdot \frac{210 \text{ GPa}}{(500\text{mm})^2} (\pi \cdot d^4 / 64)$$

$$d \geq \left(\frac{98066,5 \cdot 1,1 \cdot (500 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 64}{\pi^3 \cdot 210 \cdot 10^{+9}} \right)^{1/4} = 22,690 \text{ mm}$$

Utilizando um parafuso de rosca trapezoidal (métrica) Tr 30 x 6 mm¹²:



- Parafuso série 30
- D = 30mm
- p = 6mm
- d₁ = 23,5mm
- d₂ = 27mm
- com uma entrada

Coeficiente de atrito estimado entre a porca e o parafuso : $\mu = 0,09^{13}$

Coeficiente de atrito estimado entre parafuso e o mancal: $\mu = 0,105$

¹¹ Observa-se que o material do parafuso deve ser distinto do material da coroa de bronze daí a opção pelo SAE1020 estirado a frio.

¹² Provenza, Francensco - "Projetista de Máquinas" pág.4-15

¹³ Zampese, Boris - "Dimensionamento" pág.215

Tensões na região entre a porca e o mancal

Parafuso em compressão:

Atuam no parafuso:

- Tensão de compressão devido a carga P
- Tensão de cisalhamento devido ao momento torçor causado pelo atrito entre o parafuso e o mancal.

$$\sigma = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot d_1^2}$$

Novamente adotando 10% como coeficiente de segurança para P.

$$\sigma = \frac{4 \cdot 98066,5 \cdot 1,1}{\pi \cdot (23,5 \cdot 10^{-3})^2} = 248,706854 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{M_a}{W_T}$$

$$\text{com: } Ma = \mu \cdot Q \cdot r_m$$

$$r_m = \frac{d_{disco}}{4} = \frac{120\text{mm}}{4} = 30\text{mm}$$

$$M_a = 0,105 \cdot 1,1 \cdot 98066,5 \cdot 30 \cdot 10^{-3} = 339,8 \text{ N.m}$$

$$W_T = \frac{\pi \cdot d_1^3}{16} = \frac{\pi \cdot (23,5 \cdot 10^{-3})^3}{16} = 2,5482 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\tau = \frac{339,8}{2,5482 \cdot 10^{-6}} = 133,349041 \text{ MPa}$$

A máxima tensão de cisalhamento na região será :

$$\tau_{\max} = ((\sigma / 2)^2 + \tau^2)^{1/2} = ((248,706854 / 2)^2 + 133,349041^2)^{1/2}$$

$$\tau_{\max} = 182,334148 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{\underline{\sigma_x} + \underline{\sigma_y}}{2} \pm \tau_{\max}$$

$$\sigma_1 = \frac{-248,706854 + 182,334148}{2}$$

$$\sigma_1 = 57,980721 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \frac{-248,706854 - 182,334148}{2}$$

$$\sigma_2 = -306,687575 \text{ MPa}$$

No caso do parafuso sob tração $|\sigma_1 \text{ Tração}| = |\sigma_2 \text{ Compressão}|$ e
 $|\sigma_2 \text{ Tração}| = |\sigma_1 \text{ Compressão}|$

Na região da porca atuam tensões de cisalhamento devido ao momento torçor M_a , calculado previamente, devido ao atrito no mancal junto ao porta ferramentas e também existem tensões de cisalhamento devido ao momento torçor necessário para movimentar o porta ferramentas.

$$M_a = 339,8 \text{ N.m}$$

$$M_t = P \cdot \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi)$$

com:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{a}{\pi \cdot d_2} = \frac{6}{\pi \cdot 27} = 0,0707 \quad \therefore \quad \alpha = 4,046^\circ$$

e

$$\varphi = \operatorname{arctg} 0,09 \quad \therefore \quad \varphi = 5,143^\circ$$

Adotando 10% como coeficiente de segurança para P

$$M_t = 98066,5 \cdot 1,1 \cdot 27 \cdot 10^{-3} \operatorname{tg}(4,046 + 5,145)$$

$$M_t = 235,580 \text{ N.m}$$

$$M_{\text{Torçor Total}} = M_a + M_t = 339,800 + 235,580 = 575,380 \text{ N.m}$$

$$\tau = \frac{M_T}{W_T} = \frac{575,380}{2,5482 \cdot 10^6}$$

$$\tau_{\max} = 225,798603 \text{ MPa}$$

$$|\sigma_{1,2}| = 225,798603 \text{ MPa}$$

Ou seja o parafuso conforme especificado resiste ao carregamento estudado.

Verificação da resistência dos filetes

Material da porca \Leftrightarrow Material da coroa¹⁴

Ferro Fundido ASTM 20

$$\sigma_{adm} = 1,045 \text{kgf/mm}^2 = 10,247949 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Traction} = 15,5 \text{kgf/mm}^2 = 152,003075 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Torção} = 18,2 \text{kgf/mm}^2 = 178,481030 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Comp} = 58,3 \text{kgf/mm}^2 = 571,727695 \text{ MPa}$$

Supondo que a distância da carga não é feita igualmente em todos os filetes que estão em contato, considerou-se que apenas os três primeiros filetes sozinhos já devem ser capazes de suportar a carga ficando os demais na prática dando auxílio aos outros três aliviando parcialmente a carga.

$$\Rightarrow \frac{1/3 \cdot P}{\pi \cdot d_1 \cdot L} < \sigma_e$$

$$\Rightarrow \frac{1/3 \cdot 1,1 \cdot 98066,5}{\pi \cdot 23,5 \cdot 10^{-3} \cdot (27-23,5) \cdot 10^{-3}} = 139,157467 \text{ MPa}$$

Como $139,157467 \text{ MPa} < 152,003075 \text{ MPa}$ os filetes resistirão adequadamente.

Assim usaremos 5 filetes $\Rightarrow H_{porca} = 5 \cdot \text{passo}$

$$\Rightarrow H_{porca} = 5 \cdot 6 \text{ mm} = 30 \text{ mm}$$

¹⁴ Veja tópico: Coroa e Sem-fim

Motor Elétrico

Como havia sido determinado anteriormente¹⁵ o motor selecionado pode ser um :

WEG, 2cv, 1200rpm, 220V, 60Hz, IP54, NBR0146, carcaça 100L

Dimensionamento de Coroa e Sem-fim

Dados:

sem-fim: $n_1 = 1200\text{ rpm}$
 $N_1 = 2\text{ cv} = 1491,40 \text{ W}$

coroa: $n_2 = 100\text{ rpm}$

$$\text{uma vez que } v_{\text{ferramenta}} = 10\text{ mm/s} = \frac{n_2 \cdot a}{60}$$

c/ $[n_2] = \text{rpm}$
 $[a] = \text{mm}$
 $a = 6 \text{ mm (avanço do parafuso)}$

$$\text{Relação de transmissão} = i = n_1 / n_2 = 12$$

Como a coroa também servirá de porca p/ um fuso de 30mm, ela deverá ter diâmetro primitivo mínimo estimado em torno de 100mm.

$$\text{Esse fato implica } d_{p1} = d_{p2} / i = 100 / 12 = 8,33\text{ mm}$$

¹⁵ Veja tópico: Exequibilidade Física - Avaliação dos esforços de corte

Para tal diâmetro do pinhão pode-se verificar a resistência do dente da coroa estimada¹⁶:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{0,75 M_{t2\ max}}{d_{p1} \cdot d_{p2} \cdot m}$$

$$M_{tmáx} \approx 1,5 \cdot M_t$$

$$\Rightarrow M_{tmáx} \approx 1,5 \cdot 575,380 = 863,070 \text{ N.m}$$

como primeira aproximação poderia-se usar :

$$m = 4\text{mm}$$

$$\text{com: } d_{p1} = d_{p2} / i$$

e σ_{adm} para Bronze com perfil trapozoidal no dente do sem-fim
 $\sigma_{adm} = 2,40 \text{ kgf/mm}^2 = 23,535960 \text{ MPa}$

vem

$$23535960 \geq \frac{0,75 \cdot 863,07}{d_{p2} \cdot \frac{d_{p2}}{12} \cdot 4}$$

$$d_{p2} \geq (0,75 \cdot 863,07 \cdot 3 / 23535960)^{1/2} = 9,083\text{mm}$$

Ou seja o diâmetro estimado em 100mm inicialmente é mais que suficiente para resistir ao carregamento.

De forma a evitar que o sem-fim fique com diâmetro menor que o do eixo a ele associado (eixo motor) o limitante será esse diâmetro como diâmetro mínimo de para o diâmetro de raíz da engrenagem.

No eixo motor temos:

$$M_{t2} = \eta \cdot M_{t1} \cdot i$$

¹⁶ Provenza, Francesco ; "Projetista de Máquinas" Edição 1985 p.4-179

$$M_{t1} = \underline{M_{t2}} \\ i \cdot \eta \quad \text{com: } \eta = 70\% = 0,70 \\ i = 12 \\ M_{t2} = 575,380 \text{ N.m}$$

vem:

$$M_{t1} = 68,498 \text{ N.m}$$

Fazendo o eixo do sem-fim em SAE1020 estirado a frio

$$\sigma_e = 353,039400 \text{ MPa} \\ \sigma_{rup} = 421,685950 \text{ MPa}$$

Forças e momentos no conjunto coroa e sem-fim

Forças

Para calcular as forças e momentos é necessário que as dimensões de coroa e sem-fim sejam dados. Vamos supor inicialmente que :

$$d_{p1} = 20 \text{ mm} \quad \beta = 12^\circ \\ d_{p2} = 240 \text{ mm} \quad \theta = 20^\circ \\ \text{Aço/bronze } \mu = 0,02 \quad \phi = 1,5^\circ$$

$$F_t = \frac{2 M_{t1}}{d_{p1}} = \frac{2 \cdot 68,498}{20 \cdot 10^{-3}} = 6849,8 \text{ N}$$

$$F_a = F_t \cdot \cotg(12^\circ + 1,5^\circ) = 6849,8 \cdot 4,165 = 28531,4 \text{ N} \\ F_r = \frac{F_t \cos \phi \cdot \tg \theta}{\sin(\beta + \phi)} = \frac{6849,8 \cos(1,5^\circ) \tg(20^\circ)}{\sin(12^\circ + 1,5^\circ)} = 10676,0 \text{ N}$$

Estimando-se que a distância entre os mancais do sem fim seja de 100mm

$$l_1' = 100 \text{ mm} \\ a = 50 \text{ mm}$$

$$F_{t3} = F_{t4} = F_t (a / l_1') = 6849,8 \cdot 0,5 = 3424,9 \text{ N}$$

$$F_{r3} = F_{r4} = F_r \cdot (a / l_1') = 5338,0 \text{ N}$$

$$Q_3 = Q_4 = F_a (r_1 / l_1') = 28531,4 \cdot (10 / 100) = 2853,1 \text{ N}$$

Momentos

Momento Fletor : $M_{fmáx} = a \cdot (F_{t4}^2 + (F_{r4} + Q_4)^2)^{1/2}$

Momento Torçor : $M_{t1} = F_t \cdot r_1$

$$M_{fmáx} = 50 \cdot 10^{-3} \cdot (3424,9^2 + (5338,0 + 2853,1)^2)^{1/2}$$

$$M_{t1} = 3424,9 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 34,249 \text{ N.m}$$

$$d \geq ((32 M_i) / (\pi \cdot \sigma_{adm}))^{1/3}$$

com :

$$M_i = (M_f^2 + (\alpha \cdot M_t)^2)^{1/2}$$

Eixo solicitado a flexão simétrica e torção constante:

$$\alpha = 1 / 3,8$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup} \cdot 1,7}{3 \cdot 3,8} = 62,883 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow d_{p1} \geq 41,586 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d_{p2} \approx 41,586 \cdot 12 = 499 \text{ mm}$$

Devido as dimensões finais do projeto deve-se buscar uma alternativa para a redução desta diâmetro.

A solução mais simples é a troca do material do sem-fim. Para atender as dimensões de $d \approx 20\text{mm}$ a tensão admissível do aço deveria ser de:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{M_i}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \Rightarrow \sigma_{adm} \geq 565,326615 \text{ MPa}$$

como

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{rup} \cdot 1,7}{3 \cdot 3,8} \Rightarrow \sigma_{rup} \geq 3791,013777 \text{ MPa}$$

que não é viável para esta aplicação.

Utilizando assim como material aço SAE 1095 laminado a quente c/

$$\begin{aligned}\sigma_e &= 490,332500 \text{ MPa} \\ \sigma_{rup} &= 892,405150 \text{ MPa}\end{aligned}$$

$$\Rightarrow \sigma_{adm} = 133,077961 \text{ MPa}$$

Retomando

$$d \geq ((32 M_i) / (\pi \cdot \sigma_{adm}))^{1/3}$$

$$\Rightarrow d_{p1} \geq 32,391 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow d_{p2} \approx 388 \text{ mm}$$

Este valor devido as limitações apresentadas passa a ser um valor aceitável.

Usando conforme recomendação¹⁷

$m=4\text{mm}$

Dedendo da coroa¹⁸ :

$$d_d = 7 / 6 \cdot m$$

$$\Rightarrow d_d = 4,667\text{mm}$$

Para que o sem-fim tenha diâmetro de raíz mínimo de 32,391mm como calculado como diâmetro mínimo para seu eixo e considerando o dedendo acima :

$$d_{p1} = d_{eixo} + 2 \cdot d_d = 32,391 + 9,333$$

$$d_{p1} = 41,724\text{mm}$$

$$d_{p2} = 500,692\text{mm}$$

Afim de baratear o custo do equipamento é possível neste ponto usar ferro fundido ao invés de bronze para fabricação da coroa desde que se verifique:

$$\sigma_{adm} \geq \frac{0,75 M_{t2 \text{ máx}}}{d_{p1} \cdot d_{p2} \cdot m}$$

Para o ferro fundido e perfil do dente trapezoidal

$$\sigma_{adm} = 1,045 \text{ kgf/mm}^2 = 10,247949 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow 10247949 \geq \frac{0,75 \cdot 863,07}{41,724 \cdot 10^{-3} \cdot 500,692 \cdot 10^{-3} \cdot 4 \cdot 10^{-3}}$$

$$\Rightarrow 10247949 > 7746236$$

¹⁷ Provenza, Francesco ; "Projetista de Máquinas" Edição 1985 p.4-173

¹⁸ Zampese, Boris ; "ENGRENAGENS - Geometria, Forças, Dimensionamento" Apostila, 1991 EPUSP p.3

Ajustando o número de dentes e o diâmetro da coroa

$$D = m \cdot z$$

para $D \geq 500,692\text{mm}$
e $m = 4\text{mm}$

$$z \geq \frac{500,692}{4} = 125,175$$

Tomando $z = 126$ dentes
e fazendo o processo inverso

$$\sigma_{\text{Tração}} = 15,5\text{kgf/mm}^2 = 152,003075 \text{ MPa}$$
$$\Rightarrow d_{p1} = \frac{504}{12} = 42\text{mm}$$

com dedendo $d_d = 7 / 6 \cdot m = 4,67\text{mm}$

$$d_{\text{raiz1}} = d_{p1} - 2 \cdot d_d = 42 - 2 \cdot 4,67 = 32,66\text{mm}$$

$$d_{\text{raiz2}} = d_{p2} - 2 \cdot d_d = 504 - 2 \cdot 4,67 = 494,66\text{mm}$$

e adendo $a_d = m = 4\text{mm}$ ¹⁹

$$d_{\text{topo1}} = d_{p1} + 2 \cdot m = 42 + 8 = 50\text{mm}$$

$$d_{\text{topo2}} = d_{p2} + 2 \cdot m = 504 + 8 = 512\text{mm}$$

¹⁹ Zampese, Boris ; "ENGRENAGENS - Geometria, Forças, Dimensionamento" Apostila, 1991 EPUSP p.3

Resultado Dimensionamento Coroa e Sem-Fim

Coroa:

Material: Ferro Fundido ASTM 20²⁰

$$\sigma_{\text{Tração}} = 15,5 \text{kgf/mm}^2 = 152,003075 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Torção}} = 18,2 \text{kgf/mm}^2 = 178,481030 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{Comp}} = 58,3 \text{kgf/mm}^2 = 571,727695 \text{ MPa}$$

Diâmetro primitivo : $d_{p2} = 504 \text{mm}$

Módulo: $m = 4 \text{mm}$

Diâmetro de raiz : $d_{\text{raiz}2} = 494,66 \text{mm}$

Diâmetro de topo : $d_{\text{topo}2} = 512 \text{mm}$

Largura da Coroa²¹ : 30mm

Sem-fim:

Material: aço SAE 1095 laminado a quente

$$\sigma_e = 490,332500 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{rup}} = 892,405150 \text{ MPa}$$

Diâmetro primitivo : $d_{p1} = 42,00 \text{mm}$

Módulo: $m = 4 \text{mm}$

Diâmetro de raiz : $d_{\text{raiz}1} = 32,66 \text{mm}$

Diâmetro de topo : $d_{\text{topo}1} = 50 \text{mm}$

²⁰ Zampese, Boris ; " Dimensionamento " p.109

²¹ Conforme visto no tópico : Verificação da resistência dos filetes

Estudo do uso de raios na coroa

Para diminuir o custo da coroa bem como o peso da prensa fez-se um estudo do uso de raios na coroa ao invés de deixá-la maciça.

Para tanto a tensão de flexão na base do raio vale²²

$$\sigma_{adm} \geq \sigma = \frac{F_a \cdot y}{W_b \cdot z / 3}$$

supondo-se o uso de 8 raios ($z = 8$)

com : $\sigma_{adm} = 3 \text{ kgf/mm}^2 = 29,419950 \text{ MPa}$ (recomendado para ferro fundido neste caso)

$$W_b = \frac{\pi \cdot a \cdot h^2}{32} = \frac{\pi \cdot h^3}{80}$$

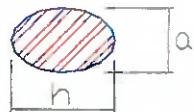
$$y \leq 170 \text{ mm (estimado)}$$

$$F_a = 28531,4 \text{ N}$$

$$\Rightarrow h^3 \geq \frac{240 \cdot F_a \cdot y}{\pi \cdot \sigma_{adm} \cdot z}$$

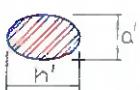
$$\Rightarrow h \geq 116,33 \text{ mm}$$

No cubo



$$a = 0,4h$$

Na parte externa



$$a' = 0,4h'$$

$$h' = 0,7h$$

²² Zampese, Boris ; "Dimensionamento de Polias" - Apostila -EPUSP
p.17

Observa-se então que o uso de raios não é possível; sugere-se apenas a redução da seção da coroa.

Dimensionamento das guias

As guias devem suportar basicamente a carga de 10tf com devido coeficiente descontando o peso do conjunto motor / redutor no caso de tração das guias. Já no caso de compressão das guias o carregamento é de 10tf com coeficiente de segurança acrescido de peso do acionamento. De forma a ssegurar a possibilidade de troca do conjunto motor / redutor sem preocupação com colapso do equipamento optou-se por aumentar o coeficiente de segurança da carga de 10tf.²³

Assim :

$$\frac{P}{\text{guia}} = \frac{10\text{tf} \cdot 1,15}{3} = \frac{98066,5 \cdot 1,15}{3} = 37592,16 \text{ N}$$

As guias serão de SAE 1020 laminado a quente com
 $\sigma_e = 21 \text{ kgf/mm}^2 = 205,939650 \text{ MPa}$

$$P = \sigma \cdot A$$

$$P = \sigma \cdot \frac{\pi d^2}{4}$$

$$d^2 = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot \sigma} = \frac{4 \cdot 37592,16}{\pi \cdot 205939650}$$

$$\Rightarrow d = 15,25 \text{ mm}$$

²³ Na prática o aumento do coeficiente de segurança implicou na limitação do peso de motor e redutor em aprox. 500Kg.

É necessário também verificar a possibilidade de flambagem da estrutura .

Para configuração apresentada vale²⁴:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{l^2}$$

$$\Rightarrow P_{cr} = \pi^2 \cdot \frac{210 \cdot 10^9}{(500 \cdot 10^{-3})^2} (\pi \cdot (25,4 \cdot 10^{-3})^4 / 64) = 169388,45 \text{ N}$$

supondo o uso de guias de 1" = 25,4mm

Ou seja usando guias de 1" não há risco de colapso do equipamento.

²⁴ Roark, Raymond J. ; Young, Warren C. - "Formulas for Stress and Strain", Mc Graw-Hill Book Company, Fifth Edition, Table 34, Chap. 14, pg.534/535

Conclusão

Com a elaboração deste trabalho foi possível acompanhar o processo de desenvolvimento de um projeto. O projeto de maquinário em particular permite a clara visualização das diferentes etapas de um projeto.

É interessante salientar que apesar de apresentar etapas bem definidas, um projeto é extremamente interativo. A medida em que novos passos são dados, novas soluções se tornam viáveis (e porque não por vezes se tornam inviáveis) é necessário reavaliar o trabalho posterior. Esta característica fica evidenciada no memorial de cálculo deste trabalho onde por exemplo precisou-se dimensionar o par coroa e sem-fim para apenas posteriormente verificar a possibilidade de dimensionar a porca do parafuso de potência. Dentro do mesmo tópico podem e existem interatividades. No cálculo das engrenagens foi necessário estimar os esforços que atuavam no eixo do sem-fim com o propósito de dimensioná-lo. Ora estes esforços por sua vez também dependem fundamentalmente das características das engrenagens. Conclui-se então que em muitas ocasiões é necessário dispor de hipóteses que devem ser validadas a posteriori, ou refinadas a medida em que os primeiros resultados afloram. Observa-se também que uma vez que são feitas hipóteses a adoção de uma ou outra medida ou simplificação é em diversas vezes característica própria de cada projetista. Influem nesta tomada de decisão inúmeros fatores dos quais a experiência é um dos mais relevantes. A opção de uma metodologia de dimensionamento, por exemplo, em detrimento de outra não implica necessariamente na validade apenas de quella adotada. O projetista tem ao longo de seu trabalho inúmeras possibilidades de optar por uma ou outra solução sua responsabilidade então é não aquela de adotar uma solução que resolva mas sim dentre aquelas soluções viáveis buscar a melhor.

Bibliografia

De Marcos, F. ; “Corte e dobragem de chapas” Ed. Hemus 1975
Tradução de Lauro Blandy

Madureira, Omar Moore ; Notas de aula do curso PMC-475 -
Metodologia do Projeto

Marcicano, João Paulo ; Notas de aula do curso PMC-400 - Projeto de
Ferramentas de Fabricação

Provenza, Francensco ; “Projetista de Máquinas”

Roark, Raymond J. ; **Young, Warren C.** ; “Formulas for Stress and
Strain”, Mc Graw-Hill Book Company, Fifth
Edition

Zampese, Boris ; “Dimensionamento”

Zampese, Boris ; “Dimensionamento de Polias” - Apostila -EPUSP

Zampese, Boris ; “ENGRENAGENS - Geometria, Forças,
Dimensionamento” Apostila, 1991 EPUSP