

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROJETO MECÂNICO

UNIDADE DE BOMBEIO PARA INSTALAÇÕES  
DE PROSPECÇÃO DE PETRÓLEO  
"CAVALO DE PAU"

Autor: Alexandre Atherino  
Orientador: Boris Zampese

## Í N D I C E

Capítulo	I - INTRODUÇÃO .....	01
Capítulo	II - ESTUDO PRELIMINAR DIMENSÕES GERAIS .....	06
Capítulo	III - CÁLCULO DA POTÊNCIA DEFINIÇÃO DO CONTRA-PESO ESCOLHA DO REDUTOR .....	14
Capítulo	IV - PROJETO DO BRAÇO E CONTRA-PESO .....	20
Capítulo	V - PROJETO DO BRAÇO DE LIGAÇÃO E VIGA TRANSVERSAL .....	31
Capítulo	VI - PROJETO DA VIGA SUPERIOR E CABEÇA .....	39
Capítulo	VII - PROJETO DA CRUZETA E MANCAL DA VIGA SUPERIOR .....	43
Capítulo	VIII - PROJETO DA BASE E CAVALETE.....	50
Capítulo	IX - PROJETO DA TRANSMISSÃO ESCOLHA DO MOTOR ESCOLHA DO FREIO.....	56
Capítulo	X - CONJUNTO GERAL .....	62
	BIBLIOGRAFIA .....	64

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

A partir da segunda metade do século XIX, devido ao aproveitamento industrial do petróleo, começaram a surgir os primeiros poços nos Estados Unidos, que produziam, em média, 20 barris por dias. Além de ser eficaz fonte de energia, o petróleo tornou-se matéria-prima fundamental. Hoje seus derivados têm grande utilização e os sub-produtos distribuem-se por centenas de artigos, razão por que todos os países lutam por sua posse, pesquisando ou importando.

Foram-se os tempos em que os homens decidiam procurar petróleo, escolhiam os locais e logo perfuravam, acertando por mera sorte. Hoje a Geologia e a Geofísica propiciam prévio conhecimento das camadas rochosas e da profundidade, a partir da superfície. No entanto, os dados só acumulam resultados probabilísticos. Eles podem garantir que não haja petróleo em determinada área, mas não que haja em outras. Porém, quando dizem "deve haver", é porque já há uma grande perspectiva.

Somente após a perfuração é que podemos confirmar, ou não, a existência de petróleo em determinada área. A extração do produto data de muitos séculos, pois a civilização chinesa também conhecia e obtinha petróleo de poços feitos, principalmente, com o fim de obter sal. Empregavam óleo e gás para conseguir luz e calor, sendo retirado dos poços e canalizados por tubos de bambú. Alguns desses poços alcançavam mil metros de profundidade, fato surpreendente, considerando-se o primitivismo dos meios utilizados, tendo em vista que isso ocorria muitos séculos antes do aparecimento do primeiro poço no hemisfério ocidental, durante a dinastia de Shu Han (século II d.c.).

O primeiro método de perfuração usado pelo homem consistia em escavar, simplesmente, a terra, sem nenhuma pesquisa anterior. Hoje, além das modernas análises do solo, o trabalho é feito através de uma imponente torre ou de enormes plataformas marítimas.

Quando perfuramos um poço, estamos exatamente abrindo

o teto impermeável, que cobre o reservatório e rompendo, nas profundezas do subsolo, um certo equilíbrio, fazendo liberar certas forças: o petróleo sobe à superfície sob a influência da pressão. Os fluidos se acumulam no subsolo, em função de suas densidades relativas: gás na parte mais alta, óleo e bem no fundo a água salgada. O gás e a água se expandem, empurrando o petróleo para dentro do poço quando um furo é aberto no reservatório. Há casos em que o petróleo sobe pela sua própria expansão, caso não haja quantidades razoáveis de água ou gás para deslocá-lo. Quando livre, geralmente o gás se acumula na parte alta da jazida. ("capa de gás"). Sob forte pressão, ele vai se expandindo, empurrando, então, o petróleo para o poço. Imediatamente ocorre uma descompressão, provocando a liberação do gás que vai deslocar o óleo para dentro do poço.

Assim a extração de petróleo varia segundo um jogo de forças: compelido pela água, empurrado pelo gás livre e pela expansão do gás emulsionado. Ao lado dessas forças de expulsão, contra põem-se outras de retenção. Em geral viscoso, o petróleo reage contra o seu escoamento com uma resistência que varia conforme as interligações dos poros da rocha. A temperatura também interfere no escoamento do óleo, principalmente em jazidas muito profundas.

Somente depois de um maior conhecimento sobre o campo, é que se pode pensar em instalar a infra-estrutura definitiva: oleodutos, gasodutos, estações de tratamento, etc.

Antes de ser colocado em produção, é necessário introduzir-se, no furo do poço, um tubo de aço (revestimento), em torno do qual é colocada uma camada de cimento para impedir a penetração de fluidos indesejáveis e o desmoronamento das paredes do poço. Por meio de um canhão especial, perfuram-se os intervalos onde estão localizados o óleo ou gás, que escoam por esses furos.

Para a produção, propriamente dita, introduze-se um tubo de diâmetro menor no revestimento-"coluna de produção" - por onde

passa o petróleo. Enquanto isso, na "cabeça do poço" é instalado a "árvore de natal", conjunto de válvulas destinado à controlar a produção, evitando desperdícios. Mas sempre as pressões no fundo do poço são suficientes para fazer o petróleo subir. Neste caso, recorre-se ao levantamento artificial, que nada mais é do que o bombeamento do petróleo, através de determinados equipamentos ("unidades de bombeio"); o conhecido "cavalo de pau"; o sistema de "gás lift"; bombeio hidráulico ou bombas centrífugas de fundo.

A escolha do método é feita com base em certos parâmetros e aplicando-se técnicas que são do domínio da Engenharia de Produção.

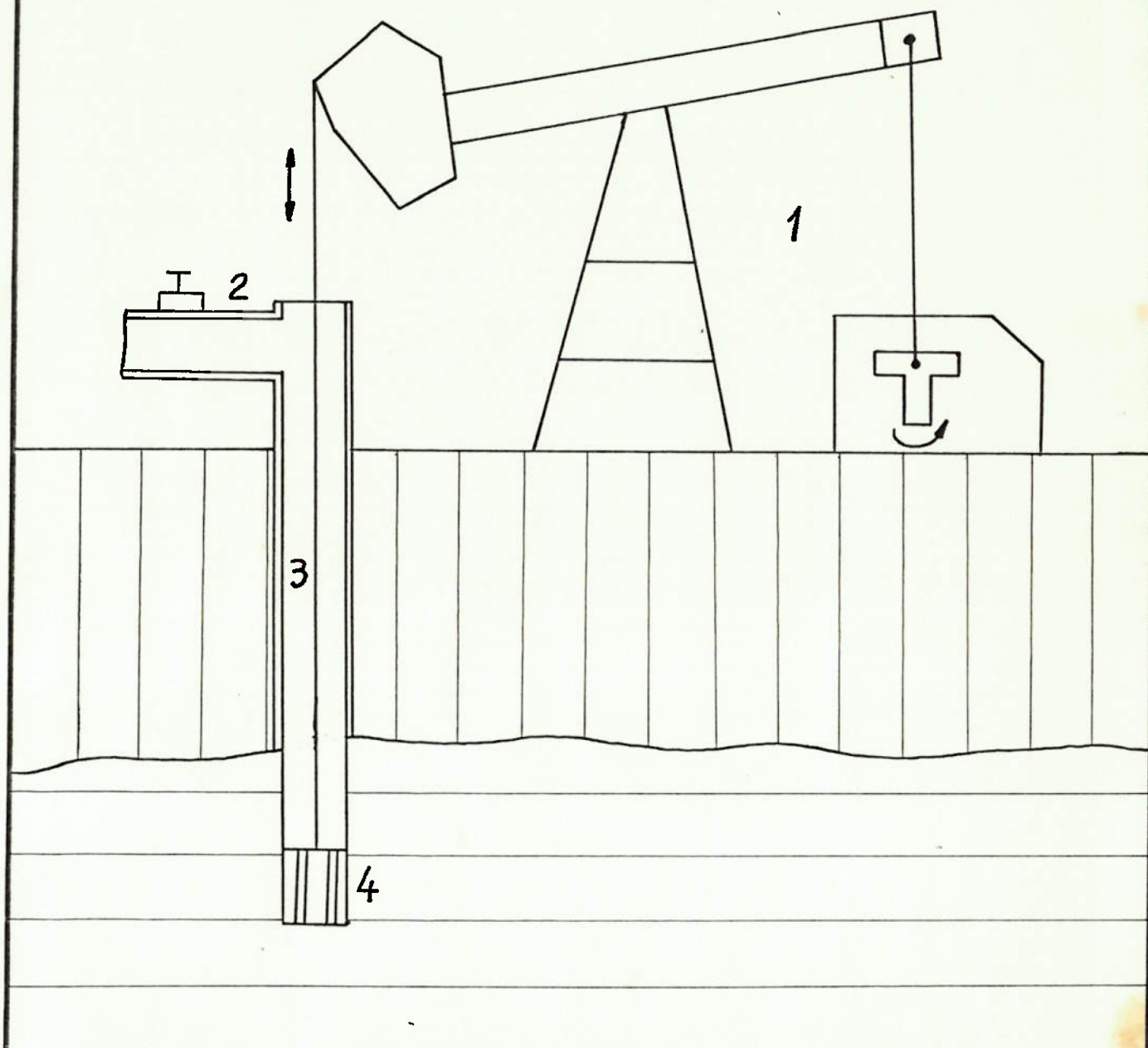
Todo o petróleo extraído é enviado à uma rede de coleta ("oleodutos" de pequeno diâmetro) seguindo para um parque de armazenamento. Através de um conjunto de tubulações, munidas de válvulas, as diversas cargas de óleo seguem aos "separadores" onde o petróleo é separado do gás. O óleo e a água, caso essa exista, seguem à um "tratador", separando-se a água do petróleo. Após tratado, o óleo é estocado em tanques, aí aguardando o seu destino: uma refinaria, um terminal ou um petroleiro.

Enquanto isso, o gás natural é recolhido às "plantas de gasolina natural", onde é retirado o líquido contido no gás. O gás seco é destinado à um depósito subterrâneo, ou então é usado para fazer "gás lift", ou para reinjeção nos reservatórios em produção, ou como matéria-prima para a indústria petro-química.

O objetivo desse trabalho, é o projeto detalhado de um "cavalo de pau" - equipamento utilizado para bombeamento de petróleo, semelhante à uma bomba de pistão - que é usado em instalações de prospecção terrestres. Na figura I-1, apresento um esquema do seu funcionamento.



FIGURA I.1 - BOMBEIO MECÂNICO - (CAVALO DE PAU)





1 - Sistema de motor e balanceio

2 - Cabeça do poço

3 - Hastes de bombeamento

4 - Bomba de fundo

 Rochas ou solo

 Lençol de petróleo

CAPÍTULO II

ESTUDO PRELIMINAR

DIMENSÕES GERAIS



O cavalo de pau, deve ser um equipamento robusto, simples e de fácil desmontagem, não só para transporte, bem como para a fácil variação de sua capacidade e do curso da cabeça. O cavalo de pau deste projeto deverá contar com as seguintes características principais:

- Capacidade variável de 8 à 11 tf;
- Consumo de potência aproximadamente constante para qualquer carga;
- Possibilidade de utilização de 4 cursos diferente da cabeça, entre o curso máximo (2.500 mm) e o curso mínimo (1.500 mm);
- Frequência de movimento da cabeça de aproximadamente 7 rpm;
- Contar com sistema de freio para parades de emergência.

O cavalo de pau é composto basicamente por um mecanismo de 3 barras, segundo a figura II.1.

Neste capítulo, definirei as dimensões do braço transversal, da viga superior e a posição do mancal da viga superior, de modo a atender os cursos desejados.

Inicialmente fixarei a distância entre o eixo de saída do redutor até o mancal da viga superior e, 3.600 e 3.400 mm, horizontal e verticalmente, respectivamente. O comprimento da viga superior em 6.000 mm, com o mancal colocado no centro, conforme figura II.2.

Desta maneira resta, agora, determinar o comprimento do braço e do braço de ligação. Essas dimensões devem levar em conta a possibilidade de travamento do mecanismo e os cursos desejados.

Como o curso máximo deve ser de aproximadamente 2.500mm, considerarei que o deslocamento da extremidade da viga-superior da posição-central até a posição inferior seja de 1.100 mm. Ver figura II.3. Desse modo, graficamente, posso concluir que a soma dos comprimentos do braço e o braço de ligação é de 4.700 mm.

Supondo que o deslocamento da posição central até a posição superior seja de 1.400 mm, temos que a distância  $d$ , ver figura, deve ser de 2.300 mm. Resolvendo o sistema de equações da figura, temos que:

1º- O comprimento do braço deve ser de 1.200 mm;

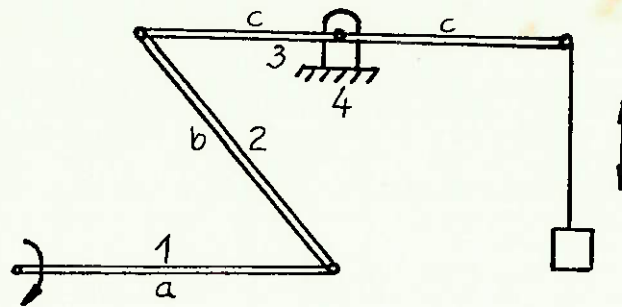
2º- O comprimento do braço de ligação deve ser de 3.500 mm.

A condição para que não corra o travamento é:  $x-a < c < x$ .

onde  $a$  é o comprimento do braço = 1.200 mm;

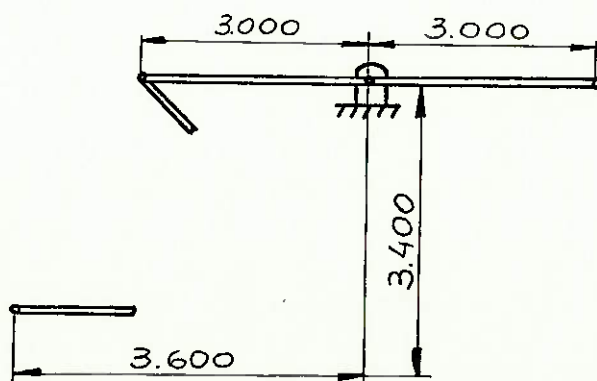
$c$  é o comprimento da metade da viga superior = 3.000mm;

FIGURA II.1 - MECANISMO



- 1 - Braço
- 2 - Braço de ligação
- 3 - Viga superior
- 4 - Mancal da viga superior

FIGURA II.2 - DIMENSÕES



x é a distância horizontal do eixo de saída do redutor até o mancal da viga superior = 3.600 mm.

Posso concluir, então que não há problema de travamento.

Agora otimizarei o comprimento do braço de ligação, de modo a assegurar a seguinte condição: quando a viga superior estiver na posição horizontal, o braço também deve estar. De acordo com a figura II.4 e os cálculos realizados, determinou-se b = 3.453 mm.

Na figura II.5, apresento o esquema do mecanismo para diversas posições.

Para o curso mínimo, fixarei o comprimento do braço em 700 mm (valor um pouco maior do mínimo para não haver travamento). Nessas condições, o curso será de 1.450 mm (ver figura II.6), estando de acordo com o desejado.

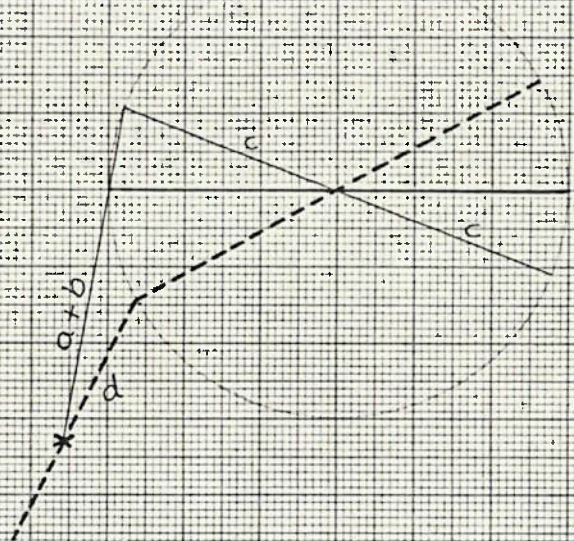
Para os outros dois cursos intermediários, escolhi valores para o comprimento do braço de 867 e 1.034 mm, para cursos de 1.800 e 2.150 mm, respectivamente.

#### R E S U M O

a (mm)	b (mm)	c (mm)	x (mm)	Y (mm)	curso (mm)
1.200	3.453	3.000	3.600	3.400	~ 2.500
1.034	3.453	3.000	3.600	3.400	~ 2.150
867	3.453	3.000	3.600	3.400	~ 1.800
700	3.453	3.000	3.600	3.400	~ 1.450



FIGURA II.3 - POSIÇÃO CENTRAL, SUPERIOR E INFERIOR



a - Comprimento do braço

b - Comprimento do braço de ligação

c - Comprimento da metade da viga superior

$$a + b = 4.700$$

$$d = 2.200 = a + b - 2a$$

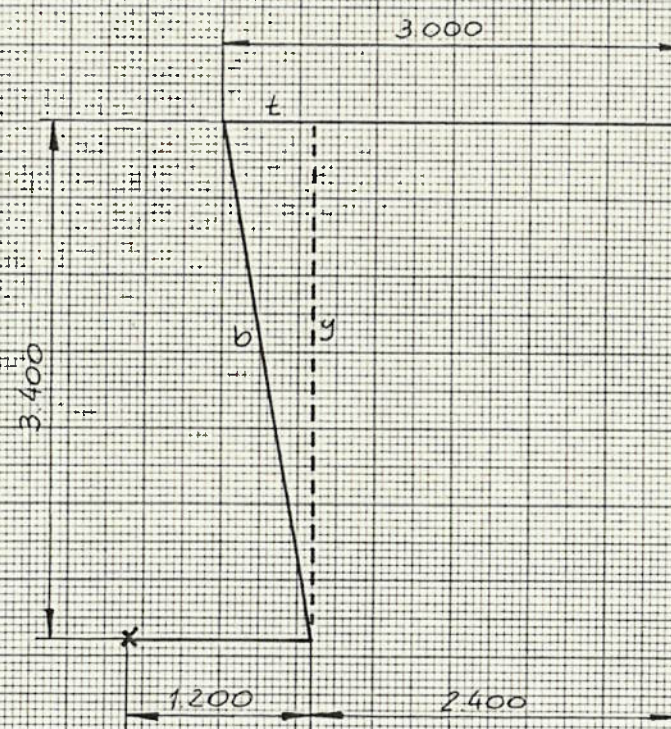
$$b - a = 2.300$$

$$a = 1.200 \text{ mm}$$

$$b = 3.400 \text{ mm}$$



FIGURA II.4 - CÁLCULO DO BRAÇO DE LIGAÇÃO



$$b^2 = t^2 + y^2$$

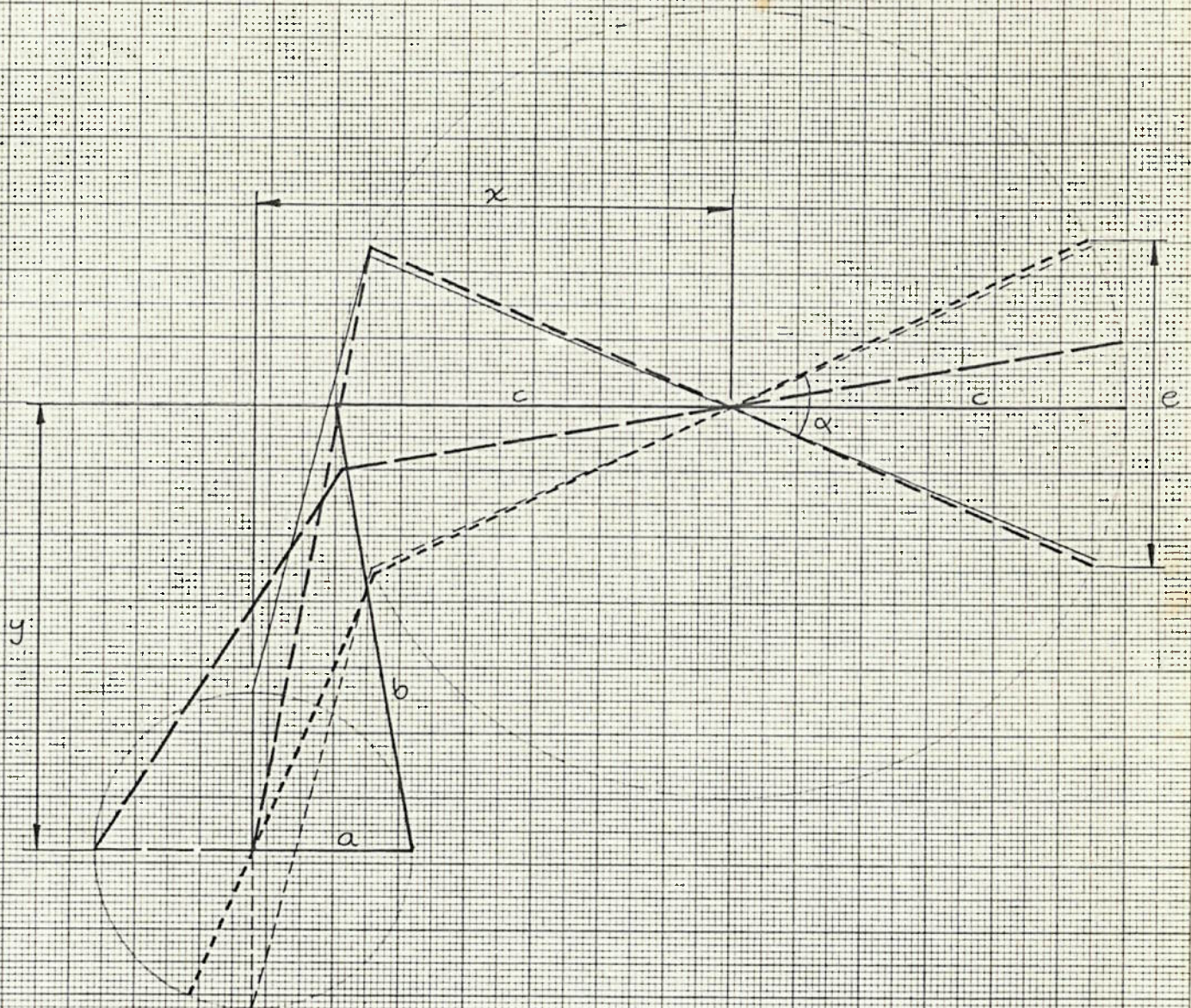
$$t = 3.000 - 2.400 = 600$$

$$y = 3.400$$

$$b = 3.453 \text{ mm}$$



FIGURA II.5 - MECANISMO EM DIVERSAS POSIÇÕES



$e =$  Curso máximo  $= 2,500 \text{ mm}$

$a = 1,200$

$b = 3,453$

$c = 3,000$

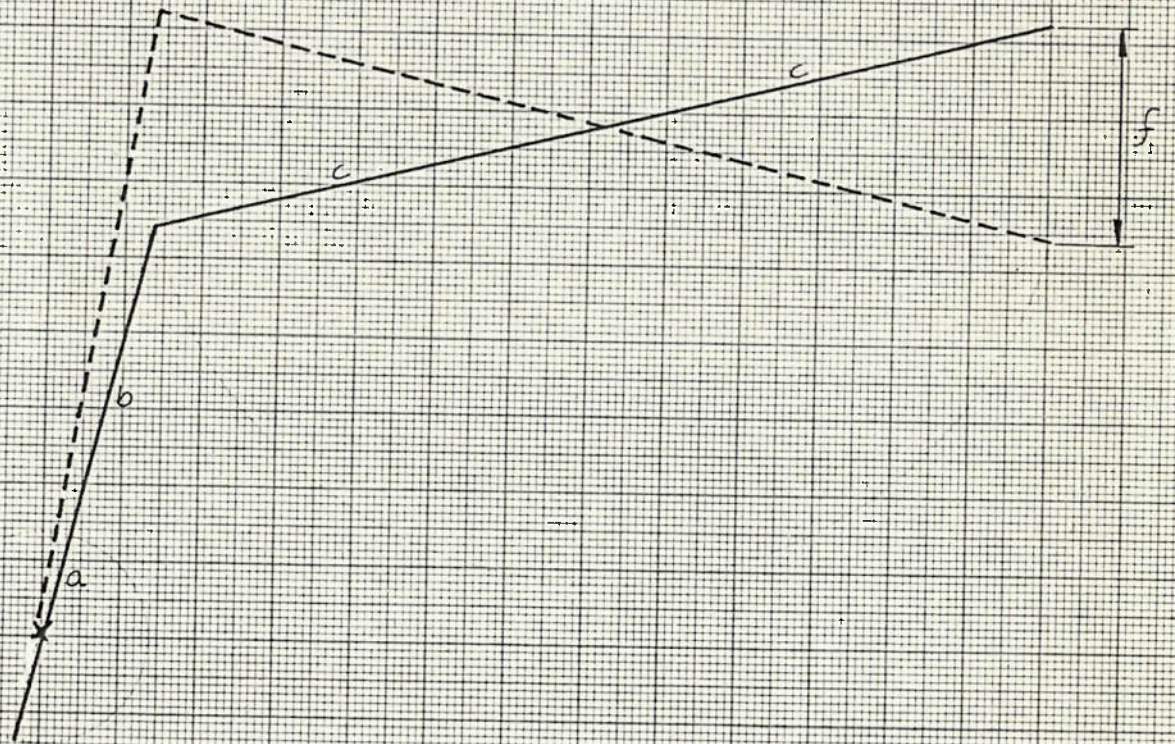
$x = 3,600$

$y = 3,400$

$\alpha = 49,28^\circ$



FIGURA II.6 - CURSO MÍNIMO



$$a = 700$$

$$b = 3.453$$

$$c = 3.000$$

$$f = \text{curso mínimo} = 1.450 \text{ mm}$$



## C A P I T U L O   I I I

C Á L C U L O   D A   P O T Ê N C I A

D E F I N I Ç Ã O   D O   C O N T R A - P E S O

E S C O L H A   D O   R E D U T O R

Para uma melhor distribuição dos esforços, será utilizado um redutor de duas saídas. A cada saída, será acoplado um braço e a cada braço, um braço de ligação, esses serão ligados à viga superior, através de uma viga transversal. Ver figura III.1.

Supondo o cavalo de pau trabalhando em carga máxima (11.000 Kg ), e com o curso máximo (comprimento do braço de 1.200 mm), a distribuição de forças será segundo a figura III.2.

Temos, então, para cada saída do redutor, um momento torçor igual a:

$$M_t = \frac{F}{2} \cdot a = 11.000 \times 120$$

$$M_t = 660.000 \text{ Kg f.cm}$$

Calculando a potência necessária em cada saída do redutor, adotando a rotação  $n = 7 \text{ rpm}$ , temos:

$$N_1 = \frac{M_t \cdot n}{71.620} = \frac{660.000 \times 7}{71.620}$$

$$N_1 = 64,51 \text{ CV}$$

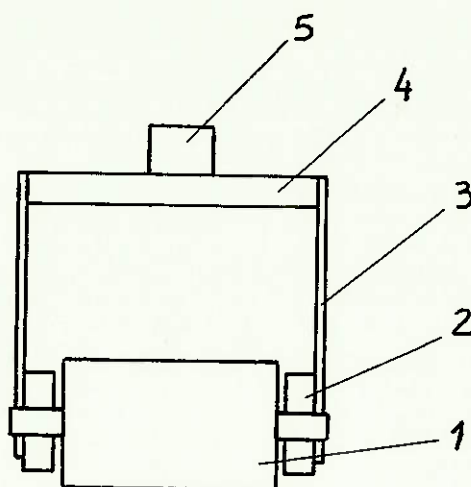
Como solução para diminuir esta potência, aumentarei o comprimento do braço e na extremidade será instalada um contra-peso, atuando segundo a figura III.3.

Limitando a potência do motor em 20 CV (10 CV em cada saída do redutor), devemos ter uma potência fornecida pelo contra-peso de:

$$N_{cp} = N_1 - 10 = 64,5 - 10$$

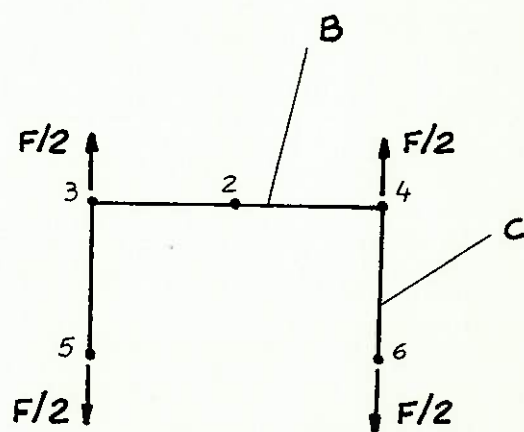
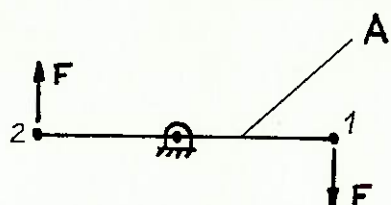
$$N_{cp} = 54,5 \text{ CV}$$

FIGURA III.1 - VISTA LATERAL PELO REDUTOR



- 1 - Redutor
- 2 - Braço
- 3 - Braço de ligação
- 4 - Viga transversal
- 5 - Viga superior

FIGURA III.2 - DISTRIBUIÇÃO DE ESFORÇO



- A - Viga superior
- B - Viga transversal
- C - Braço de ligação
- D - Braço
- E - Saída do redutor
- F - 11.000 kgf

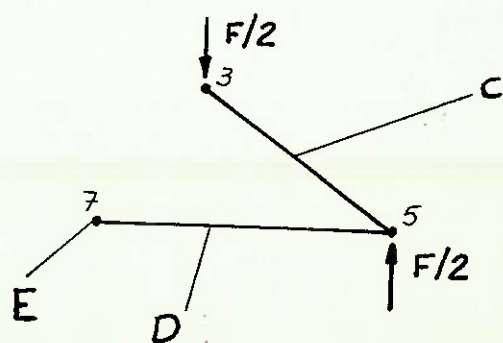
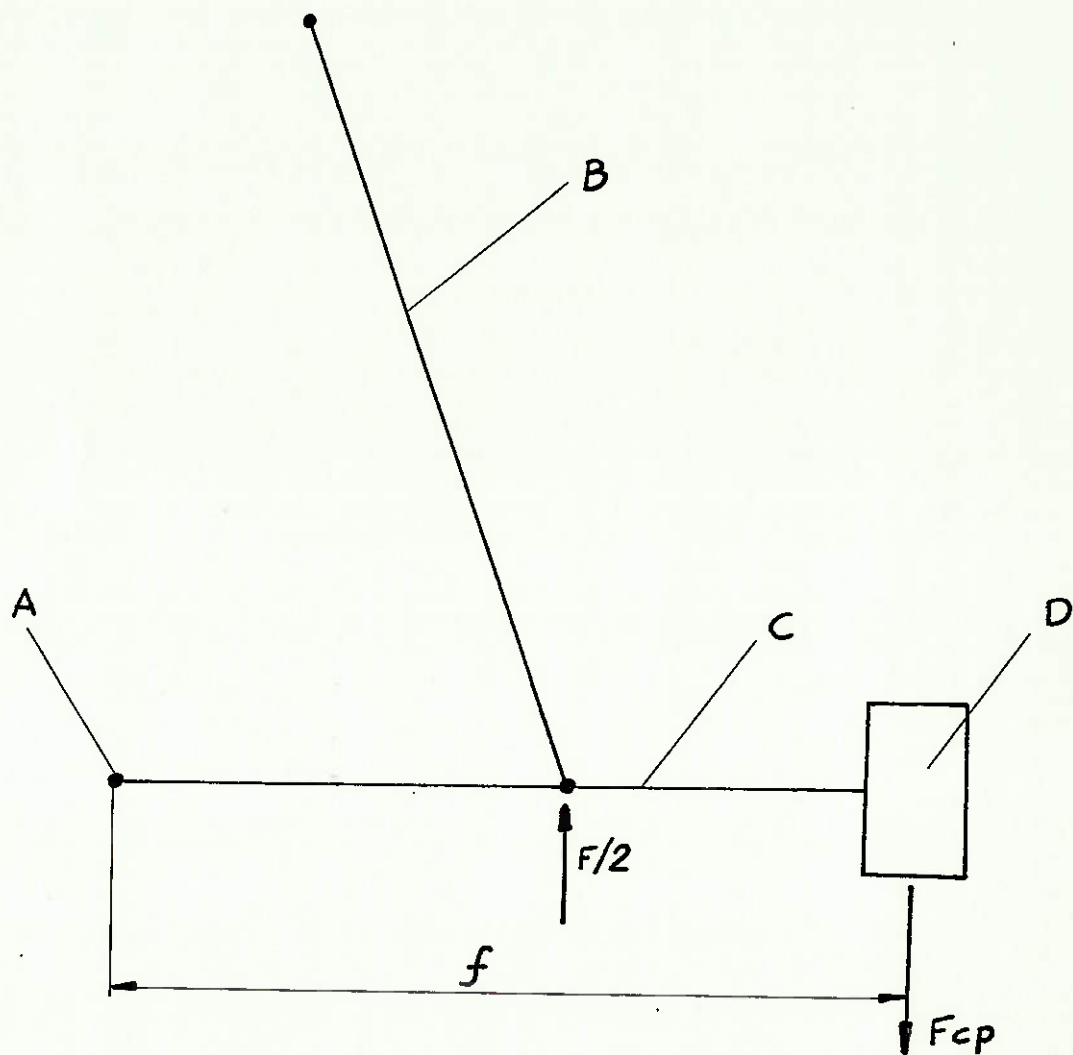


FIGURA III.3 - MECANISMO COM CONTRA-PESO



- A - Saída do redutor
- B - Braço de ligação
- C - Braço
- D - Contra-peso

Então,

$$N_{cp} = \frac{M_{tcp} \times n}{71.620} \Rightarrow M_{tcp} = \frac{54.5 \times 71.620}{7}$$

$$M_{tcp} = 557.612,86 \text{ kgf.cm}$$

$$M_{tcp} = F_{cp} \cdot f$$

Adotarei  $F_{cp} = 3.000 \text{ Kgf}$  e  $f = 2.000 \text{ mm}$ , resultando em uma potência  $N_{cp} = 58,64 \text{ CV}$ . Desse modo, a potência necessária em cada saída do redutor é de  $6,87 \text{ CV}$ , e a potência total é de  $11,74 \text{ CV}$ .

É importante frisar que esta potência não leva em consideração as perdas por atrito nas articulações e a potência para acelerar o cavalo de pau. Esta potência é a necessária na saída do redutor, e não a do motor, onde teremos que levar em conta o coeficiente de segurança a ser utilizado, o rendimento do redutor e o rendimento da transmissão, que será por polias e correias trapezoidais.

Desse modo, a escolha do motor e o projeto da transmissão, que será feito após todos os outros componentes do cavalo de pau. Esse cálculo preliminar foi realizado para determinar as características do contra-peso e escolha do redutor.

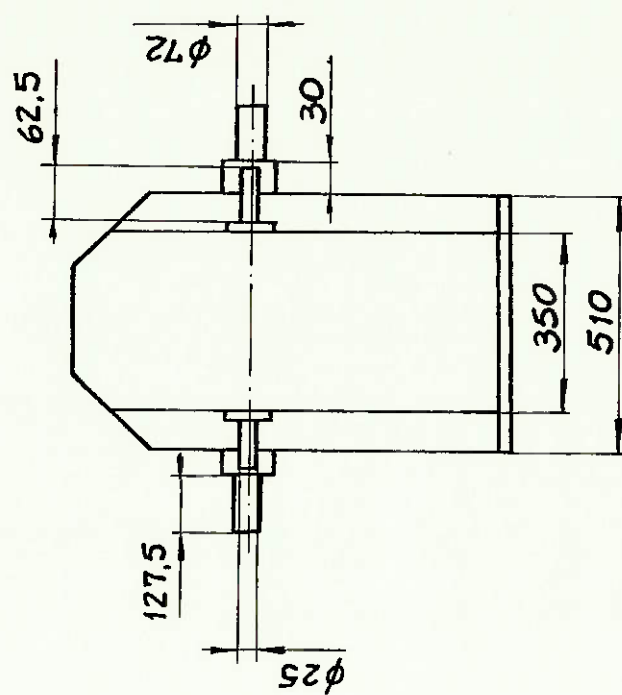
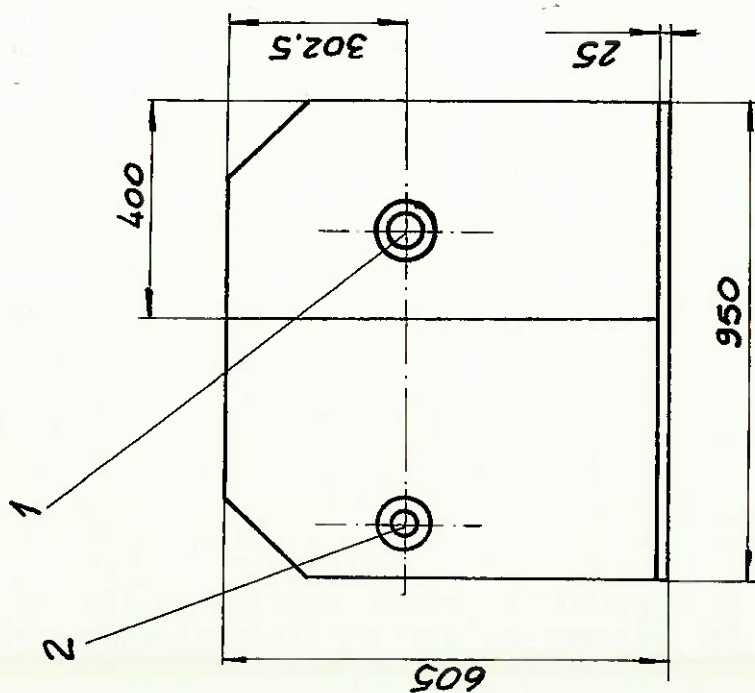
O redutor a ser utilizado, será o Volth-BB66, que possui as seguintes características:

- Duas entradas (uma será utilizada para ser ligada ao motor e a outra para ser ligada ao sistema de freio);
- Duas saídas (uma para cada braço);
- Relação de transmissão  $i = 48,757$ ;
- Torque de pico de  $55,305 \text{ K.N.m}$ ;
- Rendimento de  $0,74$ ;
- Potência nominal de  $62.15 \text{ CV}$  à  $210 \text{ rpm}$ .

Na figura III.4, apresento as dimensões principais do redutor.



FIGURA III.4 - REDUTOR



- 1. Eixo de entrada
- 2. Eixo de saída

## CAPÍTULO IV

### PROJETO DO BRAÇO E CONTRA PESO

As características que o braço e o contra-peso devem apresentar são as seguintes:

- transmitir o movimento ao braço de ligação;
- garantir que para todas as cargas aplicadas ao cavalo de pau, variáveis de 8.000 à 11.000 Kgf, a potência consumida seja a mesma;
- O braço deve ter quatro pontos diferentes de fixação do braço de ligação para variar o curso.

Para garantir que a potência seja constante, devemos variar a posição do contra-peso. A potência em cada braço deve ser de 5,87 CV, conforme cálculos do capítulo III. Essa potência é garantida quando a carga é  $F = 11.000$  Kgf,  $a = 1.200$  mm e  $f = 2.000$  mm (ver figura IV.1).

Desse modo, a potência pode ser calculada por:

$$N_1 = \left( \frac{F}{2} \cdot a - F_{cp} \cdot f \right) \cdot \frac{n}{71.620}$$

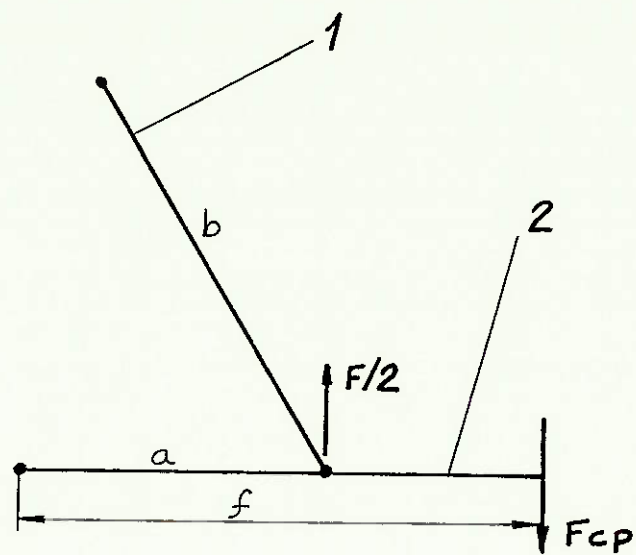
$$N_1 = 5,87 \text{ cv}$$

Para a carga variando de 8.000 à 11.000 Kgf e os quatro valores de a, teremos, considerando  $F_{cp} = 3.000$  Kgf e  $n = 7$  rpm, os seguintes valores de f, para garantir a potência de 5,87 CV por braço:

Carga F (Kgf)	f (mm) p/ a = 1.200 mm	f (mm) p/ a = 1.034 mm	f (mm) p/ a = 867 mm	f (mm) p/ a = 700 mm
11.000	2.000	1.695	1.389	1.083
10.000	1.800	1.523	1.244	966
9.000	1.600	1.350	1.100	849
8.000	1.400	1.178	955	733

Passemos, agora, ao projeto do braço e contra-peso. Por motivos de estética, aerodinâmica e melhor distribuição do peso, o contra-peso será composto por dois segmentos de uma circunferência, conforme figura IV.2. A espessura do braço e do contra-peso, será de 127 mm, aproveitando todo o comprimento do eixo de saída do redutor (ver figura III.4). Desse modo, cada parte do contra-peso, deve

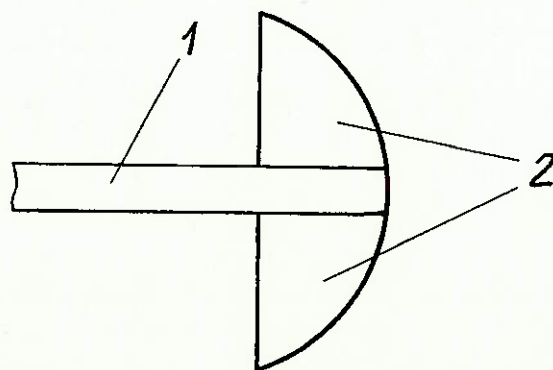
FIGURA IV.1 - MECANISMO



1 - Braço de ligação

2 - Braço

FIGURA IV.2 - CONTRA-PESO



1 - Braço

2 - Contra-peso

rá ter uma massa de 1.500 Kgf. O braço e contra-peso serão construídas em ferro fundido com grafita lamelar (fundição cinzenta), GG-40, segundo DIN 1691, que apresenta uma resistência de 36 Kgf/mm<sup>2</sup>, e uma densidade de 7,71 g/cm<sup>3</sup>.

Assim, a área de cada parte do contra-peso deve ser:

$$S = \frac{P}{e \cdot d}$$

onde:

S = área;

P = peso;

e = espessura;

d = densidade.

Então,

$$\frac{S}{e} = \frac{1.500}{7,71 \times 10^{-3}} = 194.552,53 \Rightarrow S = \frac{194.552,53}{12,75} = 15.260 \text{ cm}^2$$

Observando a figura IV.3, podemos deduzir a seguinte expressão para calcular a área de uma parte do contra-peso:

$$S = \frac{1}{4} R^2 (2\theta - \text{SEN} 2\theta)$$

O centro de gravidade será:

$$y = \frac{2}{3} \cdot \frac{R \text{SEN}^3 \theta}{\theta - \text{SEN} \theta \cdot \text{COS} \theta}$$

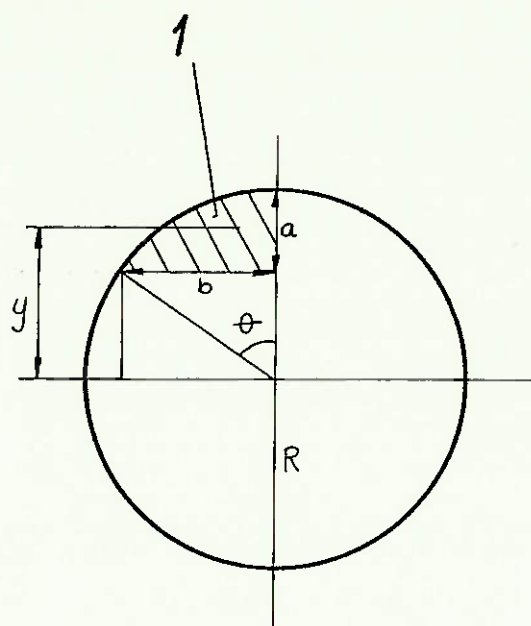
Para obtermos  $y = 2.000 \text{ mm}$ , teremos:

$$\begin{cases} \frac{1}{4} \cdot R^2 (2\theta - \text{SEN} 2\theta) = 15.260 \\ \frac{2}{3} \cdot \frac{R \text{SEN}^3 \theta}{\theta - \text{SEN} \theta \cdot \text{COS} \theta} = 200 \end{cases}$$

$$\theta = 0,652 \text{ e } R = 2075 \text{ mm}$$

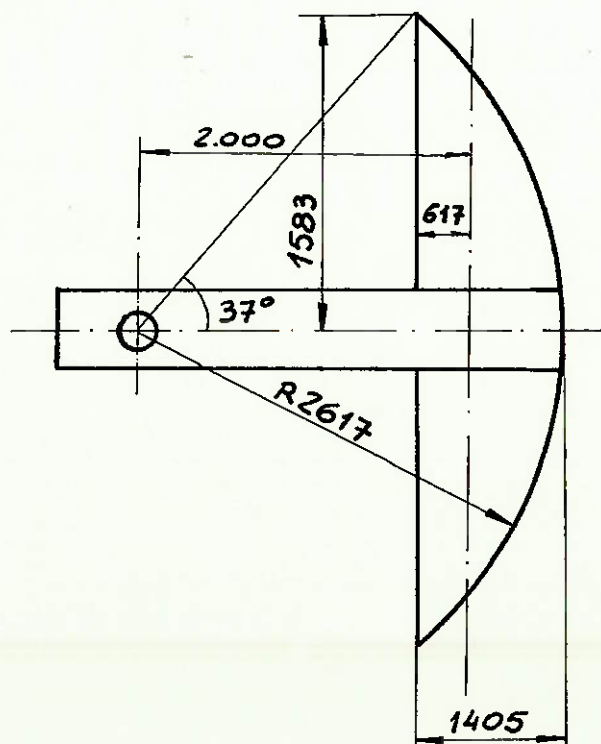
Teremos então,  $a = 1,042 \text{ mm}$  e  $b = 1.583 \text{ mm}$ . O esquema do braço contra-peso está na figura IV.4.

FIGURA IV.3 - Cálculo do contra-peso



1 - Contra-peso

FIG. IV.4 - ESQUEMA DO BRAÇO E CONTRA-PESO





A articulação entre o braço e o braço de ligação, será simplesmente um eixo (ligado ao braço de ligação) que encaixe num furo passante no braço. O diâmetro desse eixo é dado, em situação de cisalhamento puro, por:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \bar{\sigma}}}$$

onde,

D = diâmetro do eixo;

F = esforço cortante;

$\bar{\sigma}$  = tensão de cisalhamento admissível utilizada.

O eixo será confeccionado em aço St 46-2, segundo DIN 17.100, com resistência à tração ( $\bar{\sigma}_t$ ) igual à 44 Kgf/mm<sup>2</sup>. A tensão de cisalhamento admissível será:

$$\bar{\sigma}_t = 0,8 \bar{\sigma}_t = 0,8 \times 44$$

$$\bar{\sigma}_t = 35,2 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_t}{S} = \frac{35,2}{1,2}$$

$$\bar{\sigma} = 29,33 \text{ Kgf/mm}^2$$

onde o coeficiente de segurança (S) utilizado, é de 20%.

Assim,

$$D \geq \sqrt{\frac{5.500 \times 4}{\pi \times 29,33}}$$

$$D \geq 15,5 \text{ mm}$$

Mas por facilidade de manuseio e fixação, utilizarei um eixo com D = 49mm. Na figura IV.5 apresento um esquema do braço. Como vemos, a secção acima dos furos de 50 mm (de encaixe do eixo), deve resistir à força cortante, da seguinte maneira:

$$t \geq \frac{F}{s. \bar{\sigma}}$$

onde,

$t$  = largura (ver figura IV.5);

$s$  = espessura do braço = 127 mm;

$\bar{\sigma}$  = tensão de cisalhamento admissível.

$$\bar{\sigma}_t \cong 0,8 \times 36$$

$$\bar{\sigma}_t = 28,8 \text{ kgf/mm}^2$$

$$\bar{\sigma} = \frac{\bar{\sigma}_t}{1,2} = 24 \text{ kgf/mm}^2$$

Então;

$$t \geq \frac{5.500}{127,5 \times 24}$$

$$t \geq 1,80 \text{ mm}$$

Observando a figura IV.5, temos que na secção crítica A-A (posição horizontal do braço):

$$\bar{\sigma}_t \geq \frac{M_A}{J_A} \cdot y$$

$$J_A = \frac{s \cdot (2t+50)^3}{12} - \frac{s \cdot 50^3}{12}$$

$$y = 25 + t$$

$$M_A = 3.000 \times 2.000$$

$$M_A = 6 \times 10^6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$\bar{\sigma}_t \geq \frac{6 \times 10^6 \times (25+t)}{\frac{127,5 \times (12t+50)^3}{12} - \frac{127,5 \times 50^3}{12}}$$

$$\bar{\sigma}_t \geq \frac{36}{1,2}$$

$$\bar{\sigma}_t \geq 30 \text{ kgf/mm}^2$$

Resultando  $t \geq 26,5 \text{ mm}$ . Com o braço na posição vertical,

teremos:

$$\bar{\sigma}_t \geq \frac{F_{cp}}{S} = \frac{3.000}{2 \times 127,5 \times t} \leq 30$$

$$t \geq 0,39 \text{ mm}$$

Adotarei  $t = 130 \text{ mm}$ .

A contra-peso será fixado por meio de dois ganchos ( cada metade), presos à trilhos. Para o deslocamento do contra-peso, utilizarei duas cremalheiras presas ao braço e um pinhão ao contra-peso (cada metade). Ver figura IV.6. Assim, o contra-peso deverá encaixar no braço e ter pontos de fixação dos ganchos e o pinhão. Ver figura IV.7. Os ganchos serão fixados por porcas.

O gancho será feito em material 4A, segundo norma DIN 267, que apresenta  $\sigma = 20 \text{ Kp/mm}^2$ . O diâmetro do gancho será dado por:

$$D \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot \sigma}}$$

$$F = 750 \text{ Kgf}$$

$$D \geq \sqrt{\frac{4 \times 750}{\pi \cdot 20}}$$

$$D \geq 6,91 \text{ mm}$$

Adotarei  $D = 16 \text{ mm}$  com rosca métrica. O gancho será fixo com arruela de pressão  $\phi 16$  DIN 127 e com porca sextavada M 16 DIN 555.

As dimensões  $t_1, t_2; t_3; t_4$  do braço, foram adotadas, respectivamente, como 30; 20; 10 e 54 mm (ver figura IV.6).

O pinhão utilizado terá diâmetro primitivo de 50 mm, môdulo 2,5 e largura de 90 mm. As cremalheiras terão largura de 25 mm e comprimento de 2.500 mm, e serão soldadas no braço através do processo MAG. O eixo que passa pelo pinhão será fixado neste por uma chaveta, terá diâmetro de 10 mm, preso ao contra-peso por duas por

FIGURA IV.5 - BRAÇO

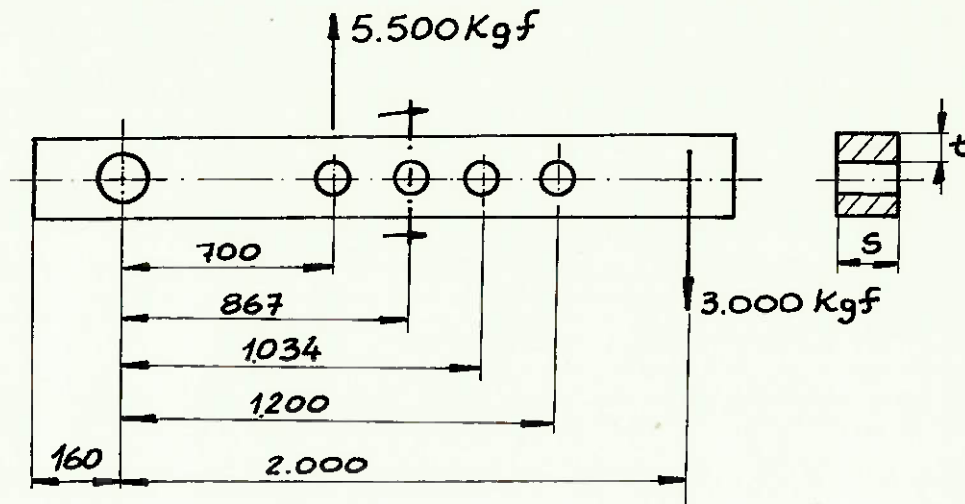
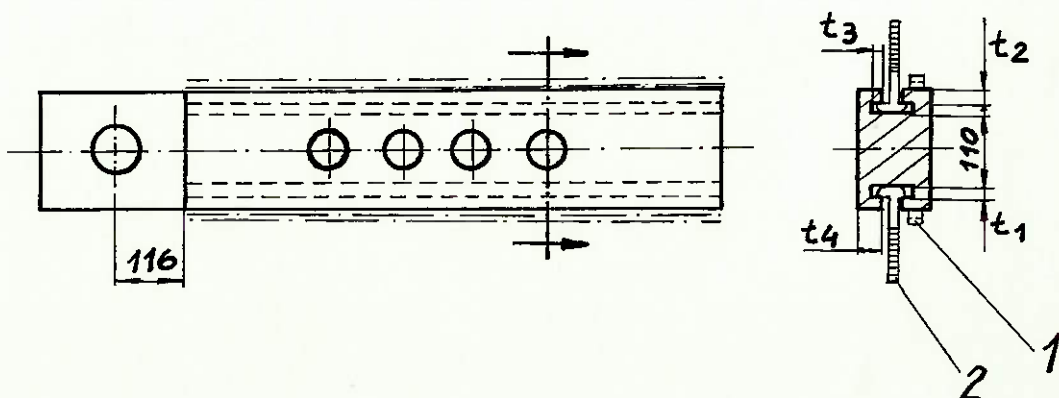


FIGURA IV.6 - BRAÇO COMPLETO



1 - Cremalheira

2 - Gancho

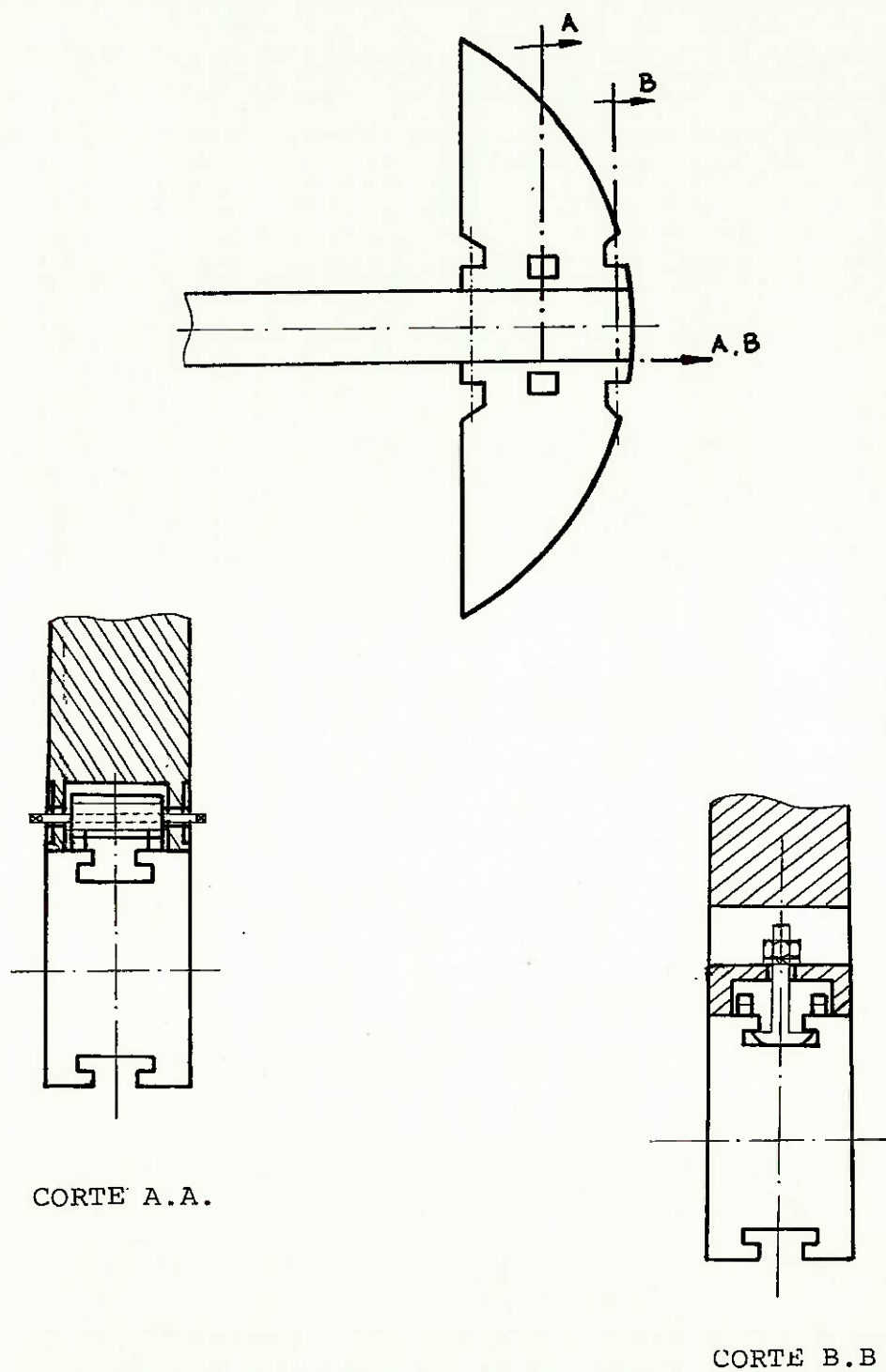
cas sextavadas M 10 DIN 555, com as duas pontas usinadas em quadrado para utilização de chave de boca.

O contra-peso terá, ainda, as seguintes dimensões,  
 $a = 120 \text{ mm}$ ;  $b = 19 \text{ mm}$ ;  $c = 30 \text{ mm}$  (ver figura IV.7).

A fixação do braço no eixo de saída do redutor será feita por 3 chavetas paralelas DIN 6885 de 25x25x110 mm, que acompanham o redutor.

É importante notar que o sistema do braço e contra-peso é simétrico, sendo idênticos para os dois lados do redutor.

FIGURA IV.7 - FIXAÇÃO DO CONTRA-PESO





## C A P Í T U L O   V

### PROJETO DO BRAÇO DE LIGAÇÃO E VIGA TRANSVERSAL

O braço de ligação será constituído por uma viga de abas largas em I, tipo leve (série IPBI), laminada à quente, segundo DIN 1025, de comprimento igual à 3.453 mm. A condição mais crítica é esquematizada na figura V.1, com  $F = 11.000 \text{ Kgf}$ ,  $a = 1.200 \text{ mm}$ ,  $f = 2.000 \text{ mm}$  e  $\alpha = 80^\circ$ .

Desse modo a tensão no centro do braço de ligação, será:

$$\sigma = \frac{F_{cp} \cdot (f-a) + (F/2) \cdot \cos \alpha \cdot (345,3/2)}{W_x} + \frac{(F/2) \cdot \sin \alpha}{A}$$

onde,

- $F_{cp}$  = peso do contra-peso;
- $f$  = ver figura IV - 1;
- $a$  = ver figura IV - 1;
- $F$  = carga (11.000 Kgf);
- $\alpha$  = ângulo de inclinação do braço de ligação;
- $W_x$  = momento de resistência da secção;
- $A$  = área da secção.

Esta tensão deve ser menor do que a tensão admissível, dividida pelo coeficiente de segurança (20%), o que nos dá 500 Kgf/cm<sup>2</sup>. Desse modo, a viga escolhida é a IPBI 160, que apresenta as seguintes características (ver figura V.2):

- $h$  = 152 mm;
- $b$  = 160 mm;
- $s$  = 6 mm;
- $r$  = 15 mm;
- $A$  = 38,8 cm<sup>2</sup>;
- Peso = 30,4 Kp/m;
- $W_x$  = 220 cm<sup>3</sup>.

A tensão, aplicando a expressão acima, será  $\sigma = 444,55 \text{ Kgf/cm}^2 < 500 \text{ Kgf/cm}^2$ .

A articulação inferior (ligação com o braço) é constituída de um eixo com  $\varnothing 49 \text{ mm}$  (ver capítulo IV). Este eixo está esquematizado na figura V.3.

Este eixo é encaixado, de um lado, através de uma chapa com um furo de 50 mm, soldada pelo processo MAG, no braço de liga

FIGURA V.1 - ESFORÇOS NO BRAÇO DE LIGAÇÃO

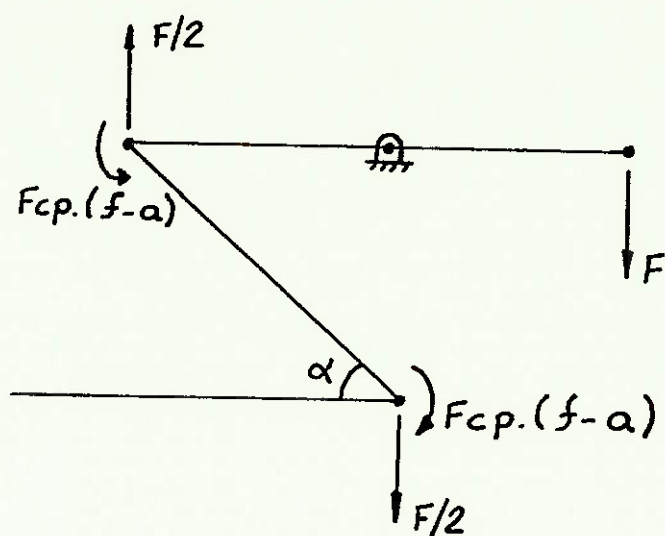
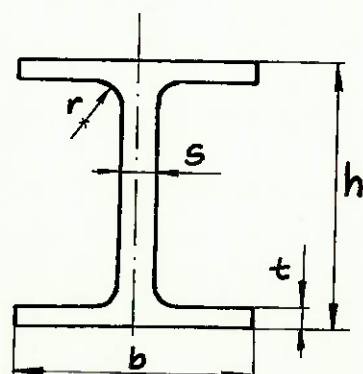


FIGURA V.2 - SECÇÃO DA VIGA



ção. No lado mais fino do eixo, será parafusada uma tampa, que nada mais é que uma chapa redonda com um furo central de 21 mm. O parafuso usado é M20 DIN 555 e arruela de pressão  $\phi$  20 DIN 127. Durante o funcionamento deve-se lubrificar o eixo e o furo do braço com graxa, tornando-se semelhante a um mancal de deslizamento. O esquema da articulação é apresentado na figura V.4.

A viga transversal também será construída com uma viga de abas largas em I, tipo leve (série IPBI), laminada a quente, segundo DIN 1025, de comprimento igual a 977 mm (de articulação a articulação). O esquema da viga é dado na figura V.5.

Assim, a tensão no centro da viga transversal, será:

$$\sigma = \frac{\frac{F}{2} \cdot g}{W_x}$$

onde:

F = carga (11.000 Kgf);

g = braço (488,5 mm);

Wx = momento de resistência da seção.

Esta tensão deve ser menor do que a tensão admissível dividida pelo coeficiente de segurança (20%), o que nos dá 500 Kgf/cm<sup>2</sup>. Assim, a viga escolhida é a IPBI 240, que apresenta as seguintes características (ver figura V.2):

h = 230 mm;

b = 240 mm;

s = 7,5 mm;

t = 12 mm;

r = 21 mm;

A = 76,8 cm<sup>2</sup>;

Peso = 60,3 Kg/m;

Wx = 675 cm<sup>3</sup>.

A tensão, aplicando a expressão acima, será  $\sigma = 398,04$  Kgf/cm<sup>2</sup> < 500 Kgf/cm<sup>2</sup>.

A articulação que liga a viga transversal com o braço de ligação, será simplesmente, uma cavilha presa por grampos, segundo a figura V.6.

FIGURA V.3 - EIXO DA ARTICULAÇÃO

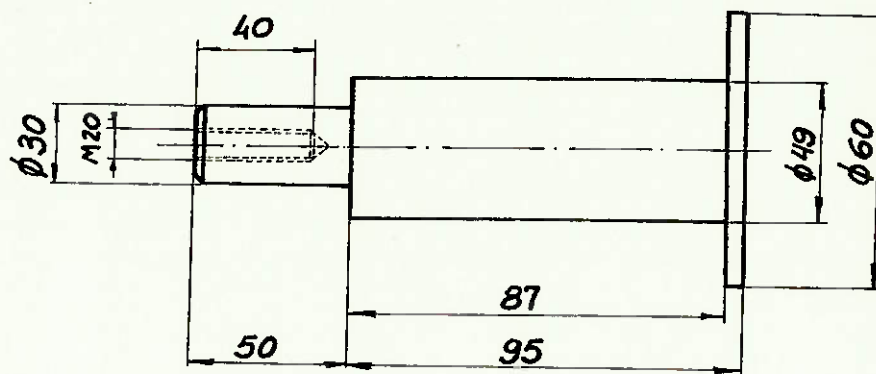
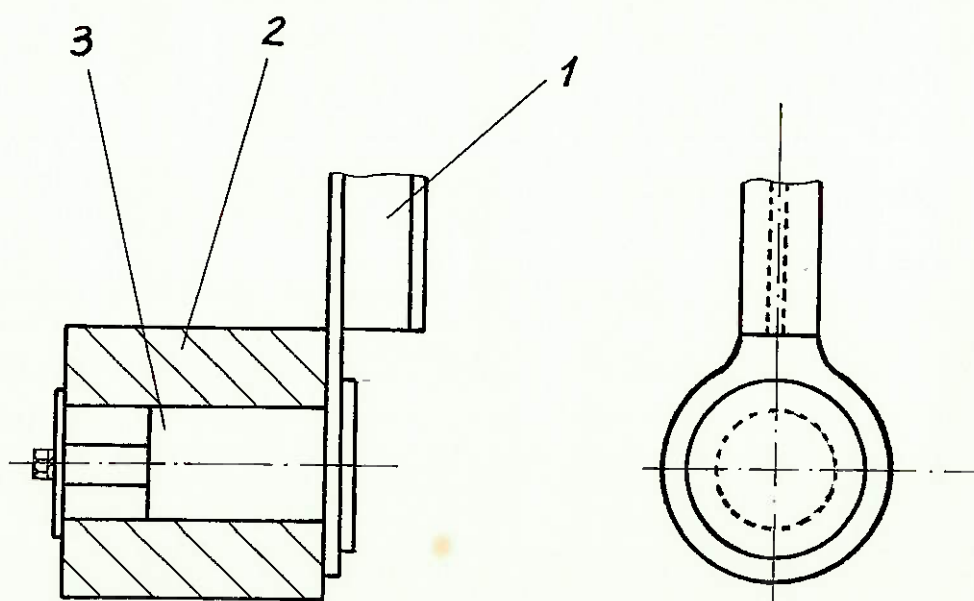


FIGURA V.4 - ARTICULAÇÃO INFERIOR



- 1 - Braço de ligação
- 2 - Braço
- 3 - Eixo

FIGURA V.5 - ESFORÇOS NA VIGA TRANSVERSAL

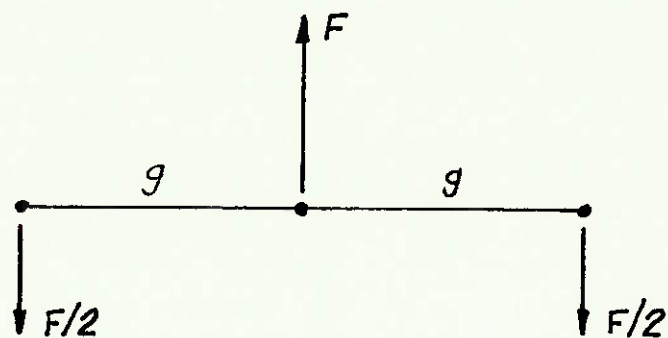
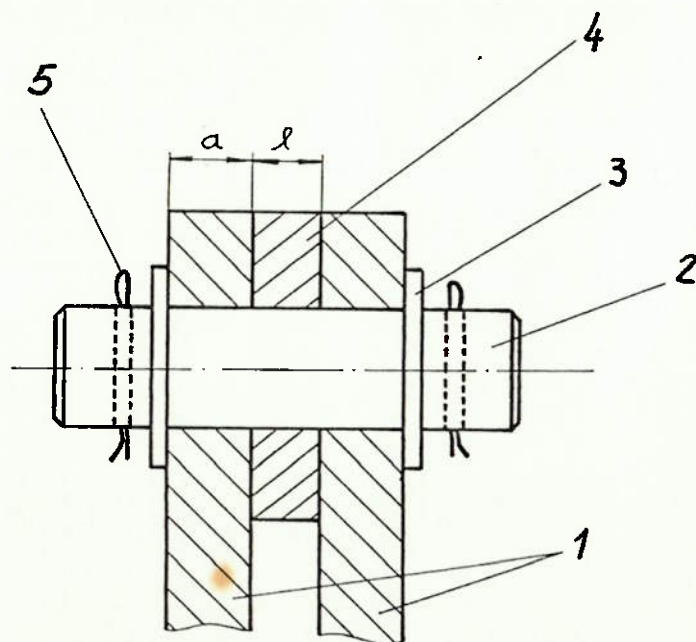


FIGURA V.6 - ARTICULAÇÃO



- 1 - Braço de ligação
- 2 - Carilha
- 3 - Arruela
- 4 - Viga transversal
- 5 - Grampo

A tensão na cavilha será:

$$\sigma = \frac{\frac{F}{4} \cdot \left( \frac{l}{4} + \frac{a}{2} \right)}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

$$\tau = \frac{\frac{F}{2} \cdot 16}{3\pi d^2}$$

onde,

F = carga (11.000 Kgf);  
l = 7,5 mm;  
a = 10 mm;  
d = diâmetro da cavilha.

A cavilha será de aço St 50, sendo  $\bar{\sigma} = 18 \text{ Kgf/mm}^2$  e  $\bar{\tau} = 14,4 \text{ Kgf/mm}^2$ . Adotando um coeficiente de segurança de 20%, temos  $15 \text{ Kgf/mm}^2$  e  $12 \text{ Kgf/mm}^2$ , respectivamente. Então, o diâmetro será  $d \geq 27,89 \text{ mm}$ . A cavilha escolhida é a de diâmetro 28 mm DIN 1433. A arruela é simples com diâmetro 31 mm DIN 125.

O braço de ligação terá em sua extremidade superior duas chapas com furos de 29mm, soldadas conforme figura V.7. A viga transversal terá suas abas cortadas em suas extremidades e a chapa central furada com 29 mm, conforme figura V.8.



FIGURA V.7 - BRAÇO DE LIGAÇÃO



FIGURA V.8 - VIGA TRANSVERSAL



## CAPÍTULO VI

### PROJETO DA VIGA SUPERIOR E CABEÇA

A viga superior será feita com uma de abas largas em I, tipo leve (série IPBI), laminada à quente, segundo DIN 1025, com comprimento de 6.000 mm (incluindo a cabeça que será construída com chapas). O esquema da viga com carregamento, está na figura VI.1.

A tensão no centro da viga será:

$$\sigma = \frac{F \cdot c}{W_x}$$

onde,

F = carregamento = 11.000 Kgf;

c = 3.000 mm;

W<sub>x</sub> = momento de resistência da secção.

Esta tensão deve ser menor que a tensão admissível dividida pelo coeficiente de segurança (20%), o que nos dá 500 Kgf/cm<sup>2</sup>. Desse modo, a viga escolhida é a IPBI 800, que apresenta as seguintes características (ver figura VI.2):

h = 790 mm;

b = 300 mm;

s = 15 mm;

t = 28 mm;

r = 30 mm;

A = 286 cm<sup>2</sup>

Peso = 224 Kp/m;

W<sub>x</sub> = 7680 cm<sup>3</sup>.

A tensão, aplicando a expressão acima será  
 $\sigma = 429,69 \text{ Kgf/cm}^2 < 500 \text{ Kgf/cm}^2$ .

A cabeça terá sua extremidade arredondada com raio de 3.000 mm, de modo a não prejudicar o movimento do cabo de aço que sustenta o pistão da bomba. A cabeça será, então, um arco de círculo com ângulo de 60° (maior que 49,28° - ângulo formado pela viga superior da posição inferior até a superior - ver figura II.5). Terá na parte superior, um sistema para segurar e dobrar o cabo de aço e, ainda, pequenas chapas soldadas lateralmente para o cabo não escorregar. A cabeça será feita em chapas de aço de 10 mm de espessura soldadas, e o conjunto será parafusado na viga superior segundo a figura VI.3.

Os parafusos serão quatro, sextavados M16 segundo DIN 558, presos com arruelas de pressão segundo DIN 127 e porcas hexagonais, segundo DIN 555.

FIGURA VI.1 - ESFORÇOS NA VIGA SUPERIOR

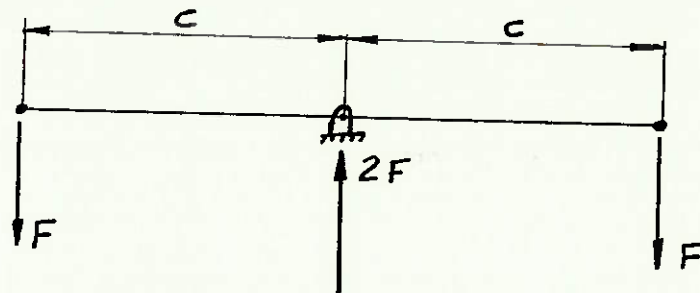
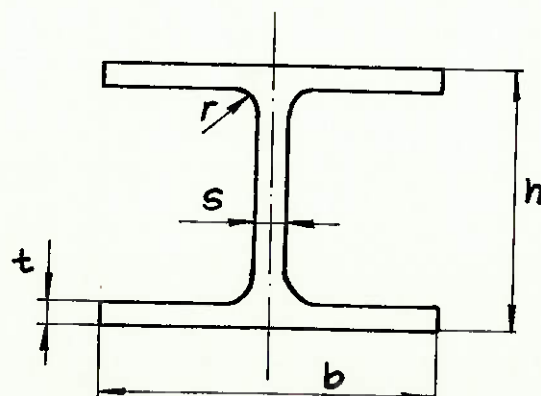


FIGURA VI.2 - SECÇÃO DA VIGA



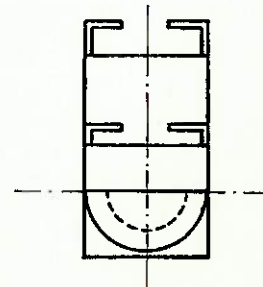
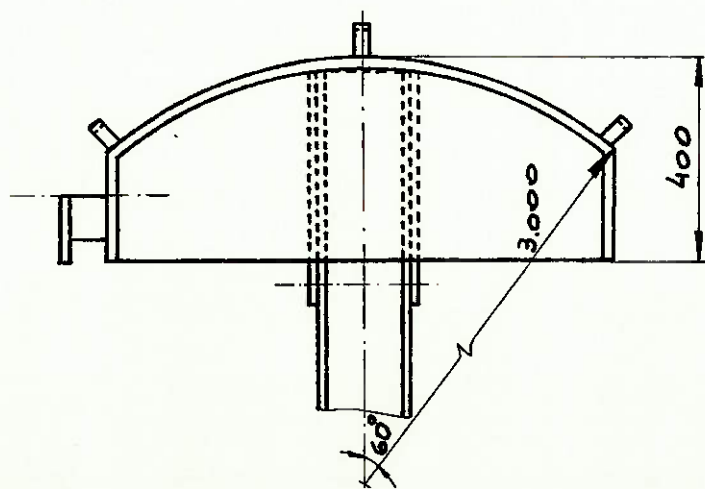
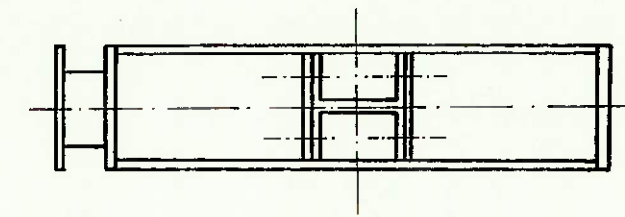


FIGURA VI.3 - CABEÇA

CAPÍTULO VII

PROJETO DA CRUZETA E  
MANCAL DA VIGA SUPERIOR

A função da cruzeta é transmitir o movimento da viga transversal à viga superior e permitir, ainda, a rotação da viga transversal quando da desmontagem ou troca de curso. O esquema é apresentado na figura VII.1.

A cruzeta será ligada às vigas através de mancais de rolamento. A dimensão A, dos braços que serão ligados à viga transversal, deve ser de 240 mm (largura da viga). A dimensão B deve ser de 300 mm. A tensão no meio da cruzeta, será:

$$\sigma = \frac{(b+a) \cdot \frac{F}{2} \cdot \cos 45^\circ}{\frac{\pi \cdot D^3}{32}}$$

onde,

F = carga = 11.000 Kgf;

a = distância do mancal ao centro da cruzeta (viga transversal);

b = distância do mancal ao centro da cruzeta (viga superior);

D = diâmetro da secção transversal =  $d \sqrt{2}$

Observar que a secção transversal ST (ver figura VII.1) foi suposta circular.

A cruzeta será usinada em aço semi-duro ST 50, que apresenta uma tensão admissível de 15 Kgf/mm<sup>2</sup>. Utilizando um coeficiente de segurança de 20%, o diâmetro d, deverá ser maior que 63,11 mm.

Os rolamentos serão fixos de uma carreira de esferas suportando apenas força radial de 5.500 Kgf e calculados para uma vida de 10.000 horas.

Os rolamentos fixos à viga superior terão rotações alteradas de 7,5 rpm, dando uma relação  $\frac{C}{P} = 1,68$ , então,  $C = 1,68 \times 5.500 = 9.240$  Kgf (capacidade dinâmica de carga).

Os rolamentos escolhidos são SKF nº 6413, que apresentam as seguintes características (ver figura VII.2):

d = 65 mm;

D = 160 mm;

B = 37 mm;

r = 3,5 mm;

C = 9.300 Kgf (capacidade dinâmica de carga).

Os rolamentos fixos à viga transversal não terão rotação, suportando apenas carga estática.

Os rolamentos escolhidos são SKF Nº 6313, que apresentam



FIGURA VII.1 - CRUZETA

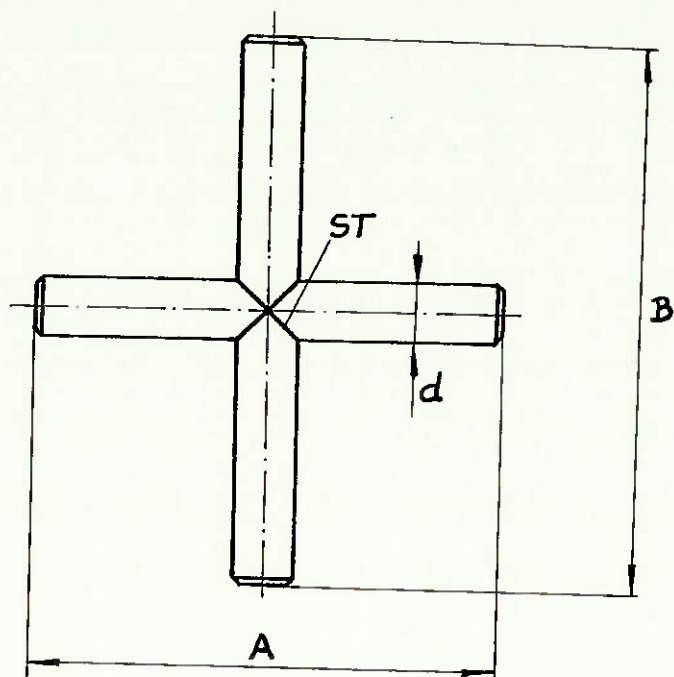
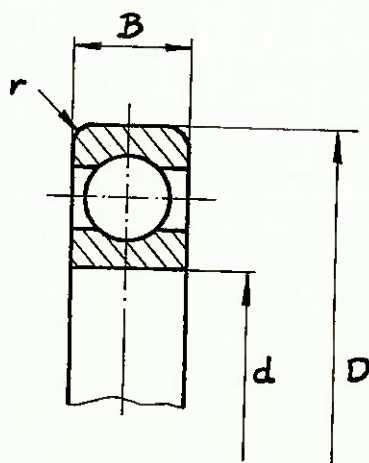


FIGURA VII.2 - ROLAMENTO



as seguintes características (ver figura VII.2):

$$d = 65 \text{ mm};$$

$$D = 140 \text{ mm};$$

$$B = 33 \text{ mm};$$

$$r = 3,5 \text{ mm};$$

$$C_0 = 5.700 \text{ Kgf (capacidade estática de carga)}.$$

Os anéis internos dos rolamentos terão ajuste forçado no eixo, e os anéis externos terão ajuste aderente.

Os mancais serão bipartidos, presos por parafusos sextavados, segundo o esquema da figura VII.3. Os mancais ligados à viga superior terão as seguintes dimensões:

$$\phi_1 = 170 \text{ mm};$$

$$\phi_2 = 160 \text{ K6 mm};$$

$$\phi_3 = 120 \text{ mm};$$

$$S = 220 \text{ mm};$$

$$B = 42 \text{ mm}.$$

Os mancais ligados à viga transversal terão as seguintes medidas:

$$\phi_1 = 150 \text{ mm};$$

$$\phi_2 = 140 \text{ K6 mm};$$

$$\phi_3 = 100 \text{ mm};$$

$$S = 200 \text{ mm};$$

$$B = 38 \text{ mm}.$$

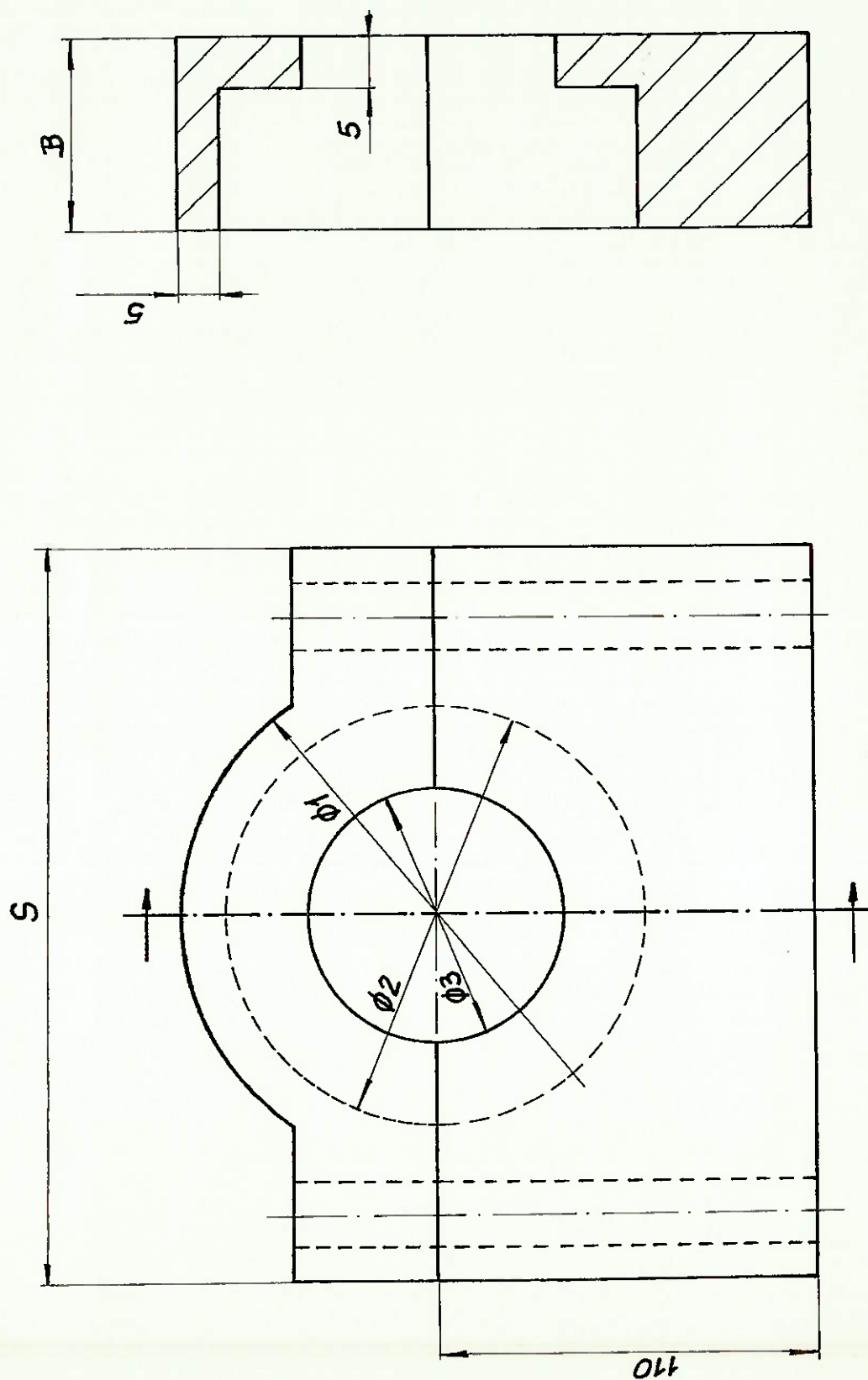
As dimensões dos mancais são compatíveis, pois a largura da viga superior é de  $300 < 200 + 42 + 42$ , evitando travamento. A forma definitiva da cruzeta será conforme VII.4. Observar que foi deixado folga para a dilatação.

O mancal da viga superior, tem a função de permitir a rotação da mesma. Será constituído por rolamentos fixos de uma carreira de esferas, presos em mancais parafusados em uma chapa soldada no topo do cavalete. O eixo será soldado à viga superior com o auxílio de suportes. A tensão no eixo, de comprimento igual à 400 mm, será:

$$\sigma = \frac{\frac{F}{2} \cdot 200}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} \leq 18 \text{ Kgf/mm}^2 \text{ (St-50 semi-duro)}$$

Então,  $d = 85,4 \text{ mm}$ .

FIGURA VII.3 - MANCAL



Para uma vida de 10.000 horas, teremos  $C = 9.240$  Kgf. Os rolamentos escolhidos são SKF N° 6318, que apresentam as seguintes dimensões (ver figura VII.2).

$$d = 90 \text{ mm};$$

$$D = 190 \text{ mm};$$

$$B = 43 \text{ mm};$$

$$r = 4 \text{ mm};$$

$$C = 9.300 \text{ Kgf (capacidade dinâmica de carga).}$$

O ajuste será semelhante aos rolamentos da cruzeta.

Os mancais terão as seguintes dimensões, segundo a figura VII.3.

$$\phi_1 = 200 \text{ mm};$$

$$\phi_2 = 190 \text{ K6 mm};$$

$$\phi_3 = 110 \text{ mm};$$

$$S = 250 \text{ mm};$$

$$B = 48 \text{ mm}.$$

O eixo terá então, a forma esquematizada na figura VII.5.

FIGURA VII.4 - CRUZETA

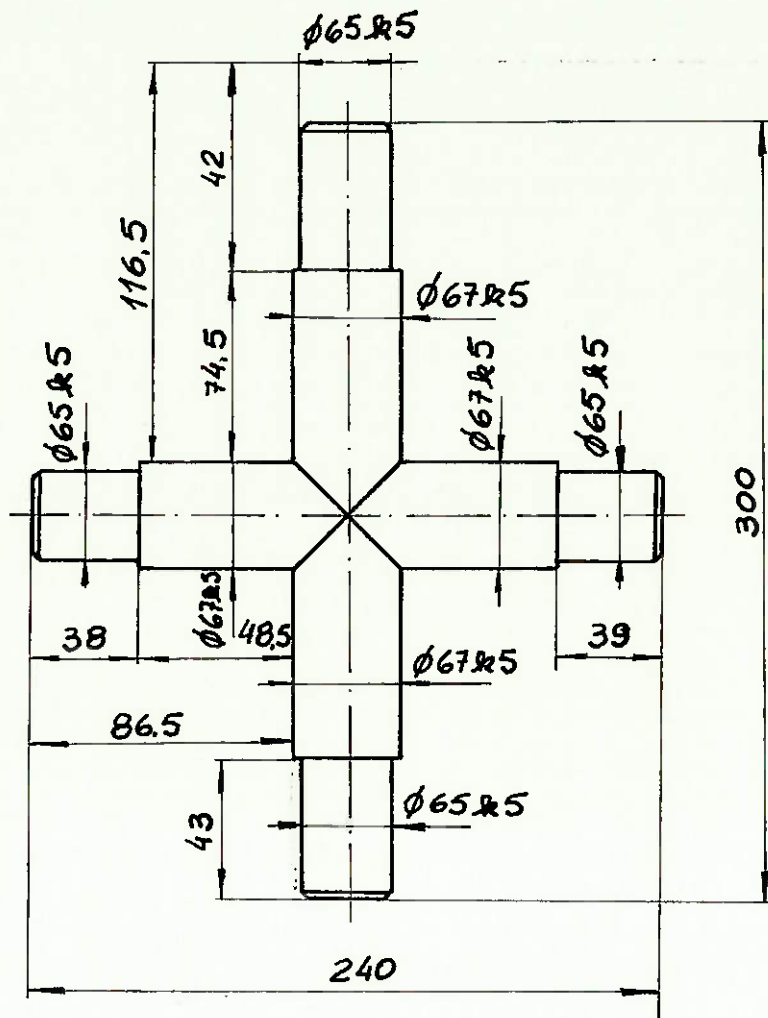
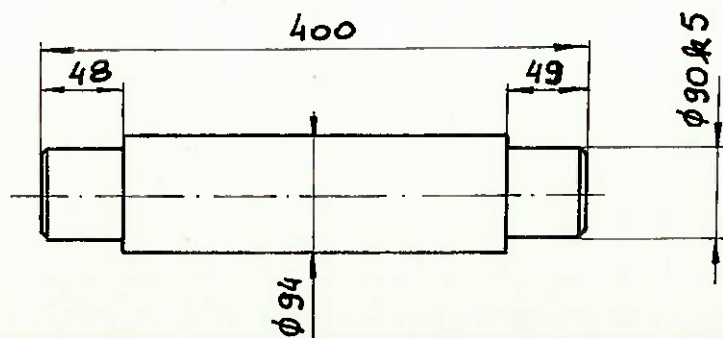


FIGURA VII.5 - EIXO





CAPÍTULO VIII

PROJETO DA BASE E

CAVALETE

A base será constituída por duas vigas em I laminadas à quente, segundo DIN 1025, tipo leve série IPBI 400. O comprimento dessas vigas deve ser de 8.000 mm. As dimensões das vigas, conforme figura VIII.1, são:

$$\begin{aligned}h &= 190 \text{ mm;} \\b &= 200 \text{ mm;} \\s &= 6.5 \text{ mm;} \\t &= 10 \text{ mm;} \\r &= 18 \text{ mm.}\end{aligned}$$

Perpendicularmente à essas vigas, serão soldadas cantoneiras, para reforço, à cada metro. Será feito, ainda, uma base para o motor e outra para o redutor, com cantoneiras e chapas de 10 mm. As cantoneiras serão em aço, de lados iguais e bordas redondas, laminada à quente, segundo DIN 1028, com as seguintes dimensões, conforme figura VIII.2:

$$\begin{aligned}a &= 25 \text{ mm;} \\s &= 3 \text{ mm;} \\r &= 3,5 \text{ mm.}\end{aligned}$$

A largura da base deve ser de 510 mm e o redutor deve ser colocado à uma altura de 2.300 mm para não impedir o movimento do braço. Assim, o esquema da base pode ser visto na figura VIII.3.

O cavalete tem como função, servir de apoio para o mancal da viga superior bem como da mesma. Será constituído por quatro pernas feitas em cantoneiras, com uma chapa de 10x300x400 mm soldada no topo para fixação do mancal. O cavalete será soldado na base e terá altura de 5.812 mm. As inclinações dos pés do cavalete serão de 75° e 87°, conforme esquema da figura VII.4.

Cada cantoneira suportará uma força de 0,36F (em virtude da geometria do cavalete) de tração e o momento fletor pode ser desprezado, sendo assim, a tensão nas pernas será:

$$\sigma = \frac{0,36.F}{A}$$

onde,

F = carga = 11.000 Kgf;

A = área da secção transversal.

Esta tensão deve ser menor que 800 Kgf/cm<sup>2</sup>.

FIGURA VIII.1 - VIGA

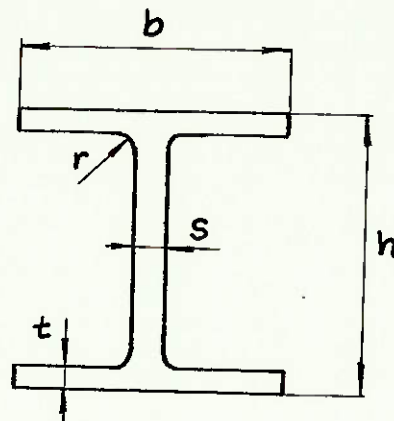


FIGURA VIII.2 - CANTONEIRA

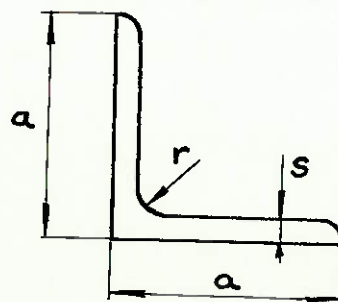
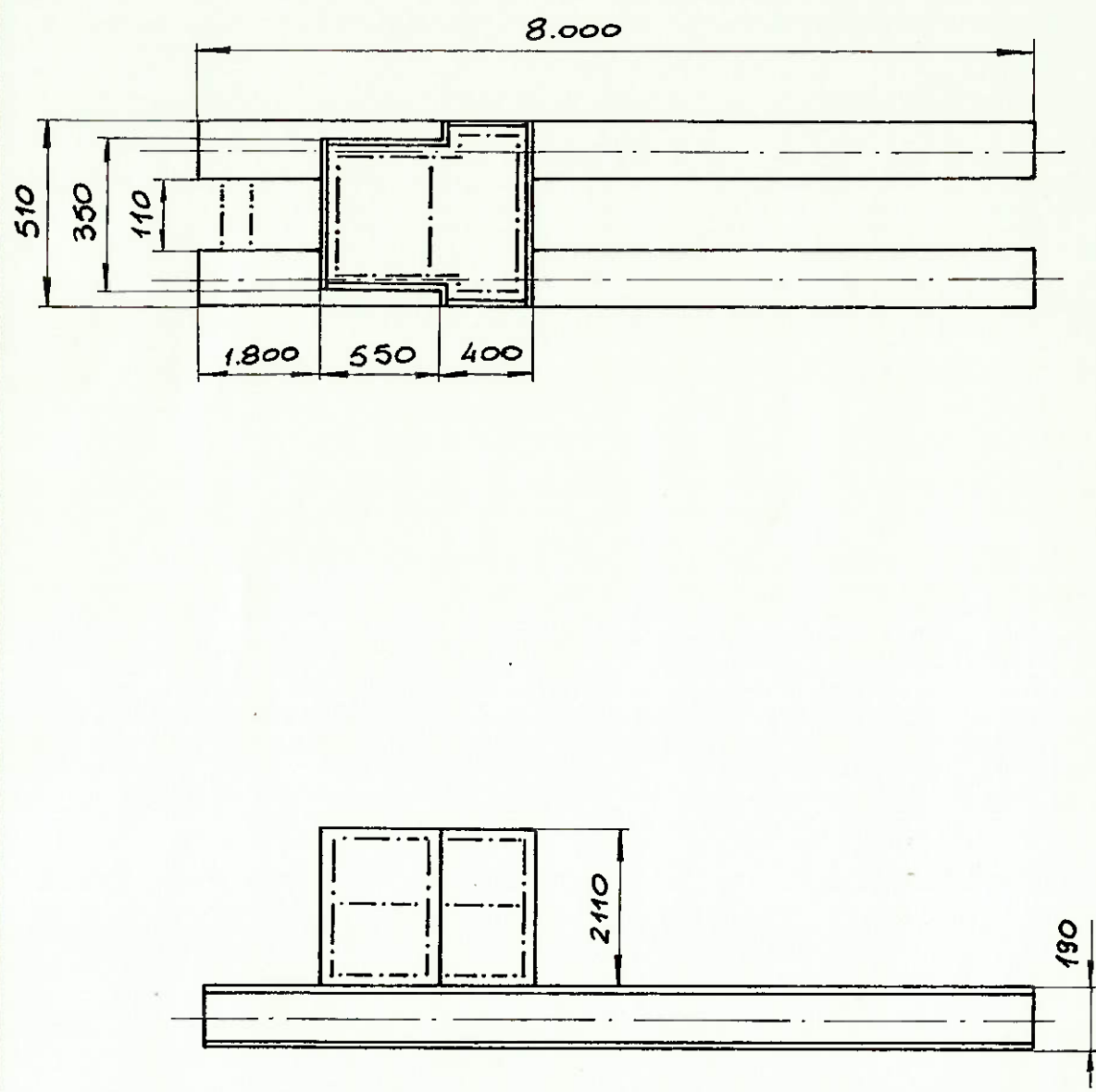


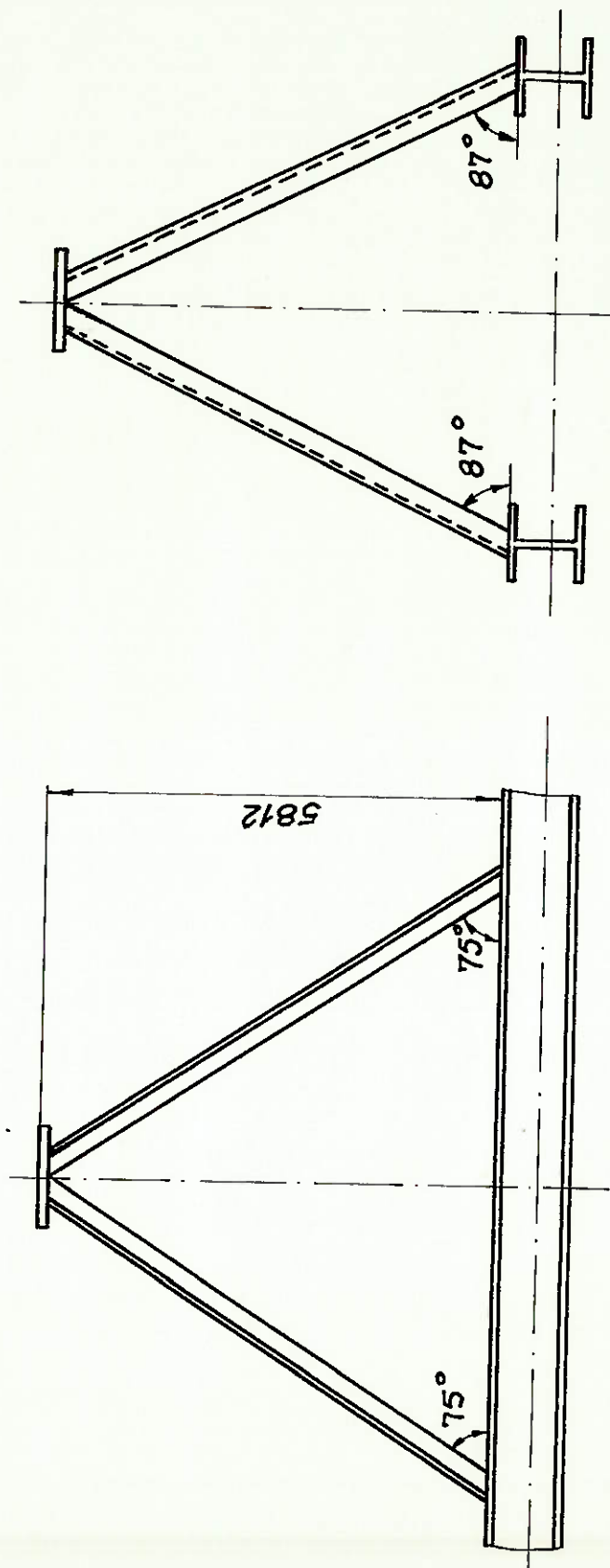


FIGURA VIII.3 - BASE



--- Cantoneiras

FIGURA VIII.4 - CAVALETE



Assim, a cantoneira escolhida é em aço, de lados iguais e bordas redondas, laminada à quente, segundo DIN 1028, que apresenta as seguintes características (ver figura VIII.2):

$$a = 50 \text{ mm};$$

$$s = 5 \text{ mm};$$

$$r = 7 \text{ mm};$$

$$A = 4,8 \text{ cm}^2.$$



## CAPÍTULO IX

PROJETO DA TRANSMISSÃO

ESCOLHA DO MOTOR

ESCOLHA DO FREIO

Primeiramente, devemos estimar as perdas por atrito nas articulações e no redutor.

- redutor - rendimento 0,74;

- braço e braço de ligação:

o mancal de deslramento tem as seguintes características:

P = carga = 5.500 Kgf;

D = diâmetro do eixo = 49 mm;

d = diâmetro do mancal = 50 mm;

B = comprimento do mancal = 127,5 mm;

n = rotação do eixo = 7 rpm;

$\eta$  = viscosidade do lubrificante = 29,5 Kps/m<sup>2</sup>;

(óleo de máquina destilado nº 12, DIN 51503)

Segundo Petroff, temos:

a) Folga radial:

$$s = \frac{d-D}{2} = 0,5 \text{ mm}$$

b) Velocidade angular:

$$\omega = 2.\pi.\frac{n}{60} = 0,73 \text{ rad/s}$$

c) Velocidade periferica:

$$U = \frac{\omega.D}{2} = 0,02 \text{ m/s}$$

d) Tensão de cisalhamento:

$$\tau = \eta.\frac{2U}{s} = 4,59 \text{ Kp/m}^2$$

e) Força de Atrito:

$$F = D.B.\pi.\tau.P = 495 \text{ Kp}$$

f) Potência dissipada:

$$N = \frac{F \cdot U}{75} = 0,13 \text{ cv}$$

- braço de ligação e liga transversal  
rendimento estimado em 0,85
- mancais de rolamento  
o atrito será desprezado

Conforme os cálculos do capítulo III, temos que a potência necessária na saída do redutor é 11,74 CV.

Então, na entrada do redutor devemos ter:

$$N = \left( \frac{N_1}{0,74} + 2 \times 0,13 \right) \cdot \frac{1}{0,85}$$

$$N = 18,97 \text{ cv}$$

Considerando uma sobrecarga de 100% na partida, a potência será 37,94 CV. O motor escolhido apresenta as seguintes características:

- Marca: ARNO;
- Trifásico;
- Assíncrono;
- Rotor de gaiola;
- Proteção: IP-12-ABNT (à prova de pingos);
- Forma construtiva: B3E;
- Potência: 40 CV;
- Nº de polos: VI;
- Tipo C84B;
- Rotação: 980 rpm;
- Fator de serviço: 1,00
- Características da rede: 220 V, 60 hz.

As dimensões do motor podem ser vistas na figura IX.1.

A transmissão será por correias trapezoidais, onde a redução do redutor é de 48,757, então devemos ter uma redução entre as polias de:

$$i = \frac{980}{7 \times 48,757}$$

$$i = 2,87$$

Então, a polia menor terá 310 mm de diâmetro e a maior 890 mm. A velocidade da correia será:

$$V = \pi \cdot D \cdot n \cdot 10^{-3} = \pi \cdot 310 \times 980 \times 10^{-3}$$

$$V = 954,42 \text{ m/min.}$$

Nessas condições, cada correia transmitirá uma potência de 10,2 CV, então serão utilizadas quatro correias do tipo C.

Na figura IX.2, podemos ver o esquema das polias, que se serão confeccionadas em ferro fundido compacto, para que as paredes possam ser bem alisadas, de modo que as correias duren mais.

O freio escolhido é mecânico de Sapata, marca BENDIX, referência 2251555, que permite um torque máximo de ferragem de 58,16 KN.m. As dimensões desse freio são apresentadas na figura IX.3.

O freio entra em funcionamento, quando o braço (ver figura IX.3) é levantado. O acionamento será feito mecanicamente, através do dispositivo da figura IX.4. A alavanca será colocada na extremidade da base, ao lado do motor.



FIGURA IX.1 - MOTOR

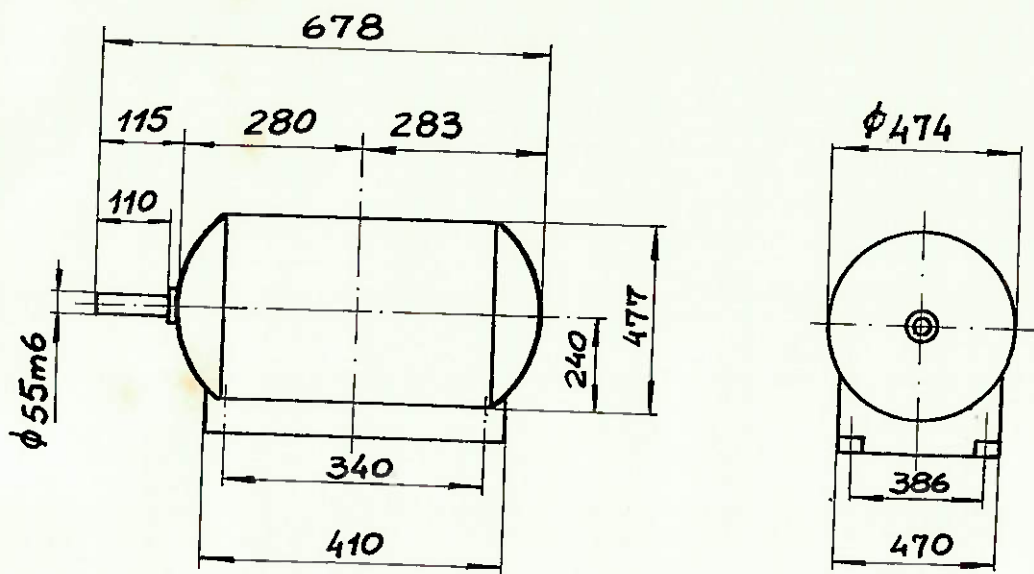


FIGURA IX.2 - CORTE DAS POLIAS

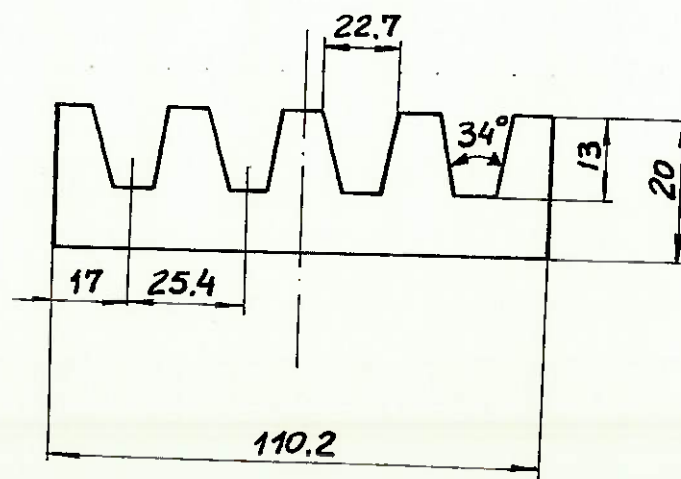


FIGURA IX.3 - FREIO

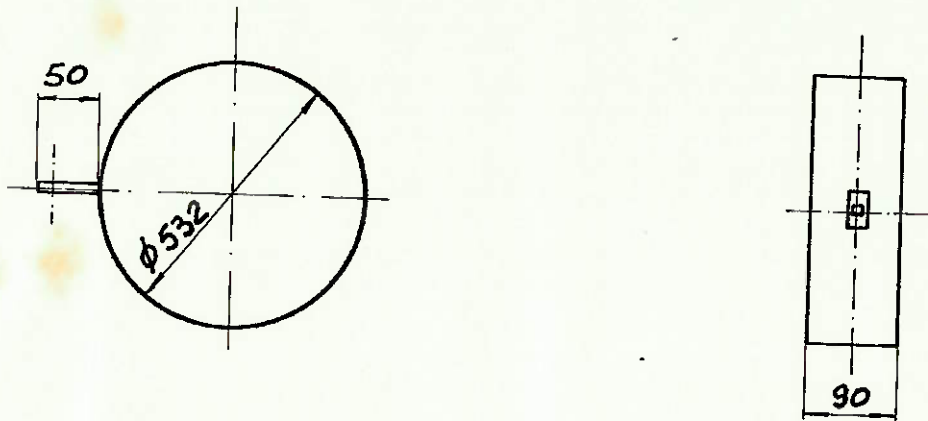
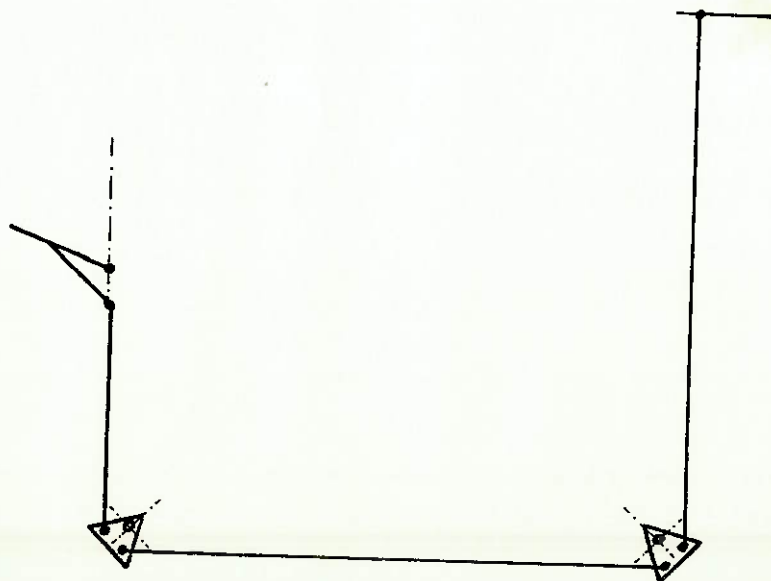
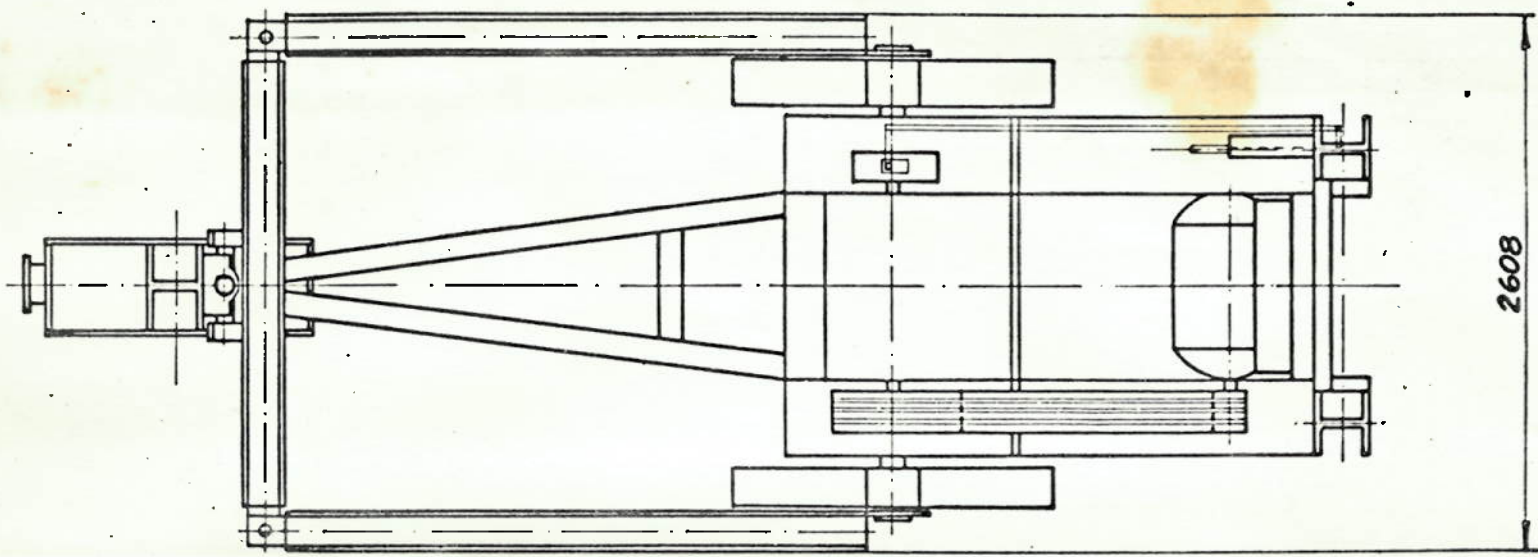
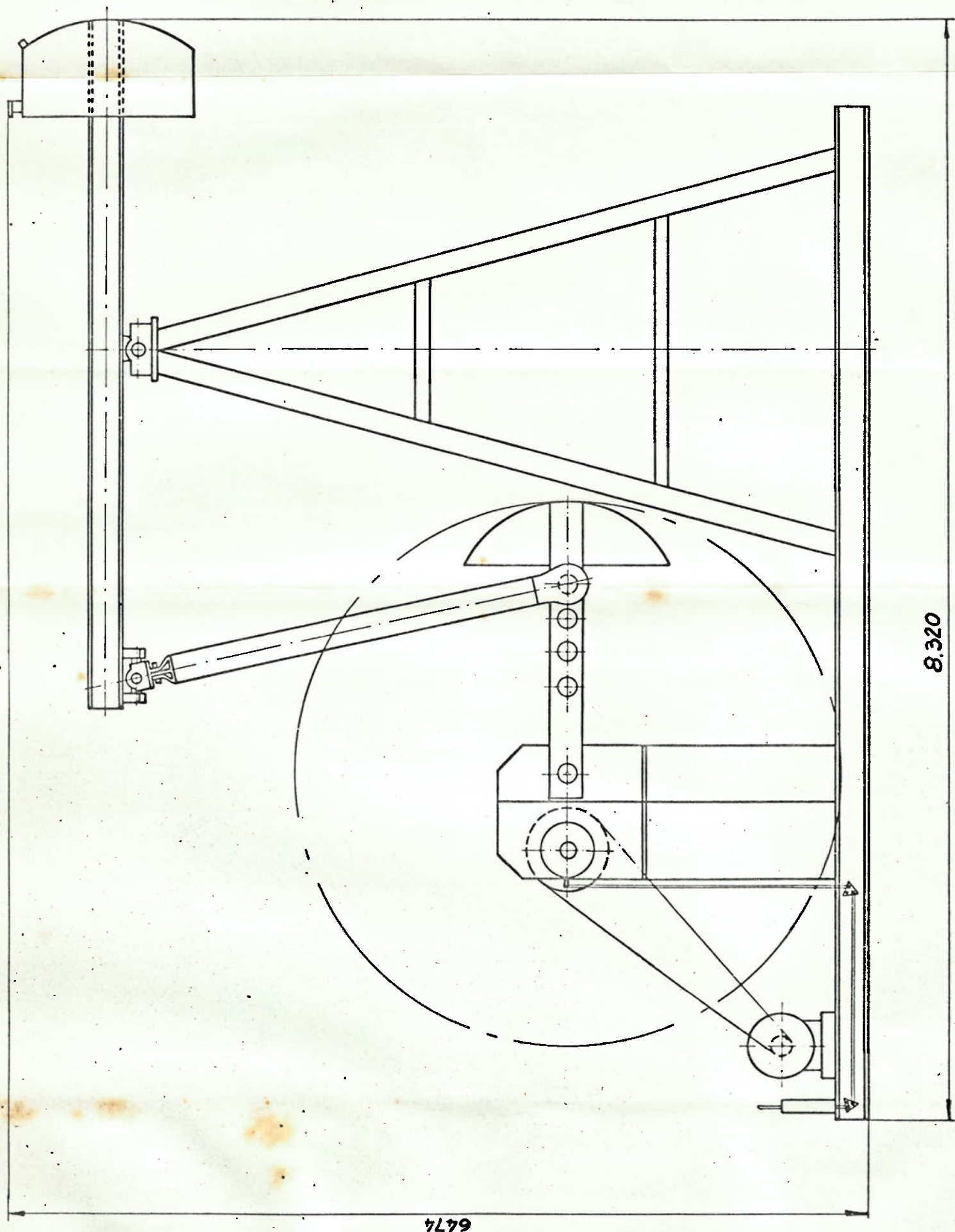


FIGURA IX.4 - DISPOSITIVO PARA ACIONAR FREIO





E.P.U.S.P.

1983

PROJETO MECÂNICO

Escala: 1:25

"CAVALO DE PAU"

9138852

BIBLIOGRAFIA

- MANUAL DO PETRÓLEO  
Petrobrás
- MANUAIS INTERNOS  
Voith
- MANUAL DA CONSTRUÇÃO DE MÁQUINAS  
Dubbel - Ed. Hemus - 1974
- MANCAIS DE ROLAMENTO  
Boris Zampese - Grêmio Politécnico - 1980
- DIMENSIONAMENTO  
Boris Zampese
- INTRODUÇÃO AO ESTUDO DOS MECANISMOS  
Omar M. de Madureira - 1981
- ROSCAS E PARAFUSOS  
Nelson de Campos Gil de Oliveira
- FREIOS  
Nelson de Campos Gil de Oliveira
- MANCAIS DE DESLISAMENTO  
Nelson de Campos Gil de Oliveira