

10 (dez)
20/12/98
Maurício

Carlos Eduardo Mendes do Nascimento
Maurício Tadashi Morikawa

MARTELO DE QUEDA LIVRE

Trabalho de Formatura
Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para a obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Área de Atuação:
Engenharia Mecânica-Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Marcílio Alves

São Paulo, 1998

AGRADECIMENTOS

Ao Sr. Arnaldo do Instituto de Pesquisas Tecnológicas pelo seu profissionalismo e gentileza.

Ao orientador Marcílio Alves pelas suas diretrizes e companheirismo.

Às pessoas da oficina do departamento de Engenharia Mecânica que auxiliaram no desenvolvimjento do projeto.

ÍNDICE

RESUMO	1
ABSTRACT	2
PARTE 1 - ESTUDO DE VIABILIDADE	
1.1) Estabelecimento da Necessidade	3
1.2) Especificações Técnicas	8
1.3) Síntese de Soluções	9
1.4) Análise da Exequibilidade Física	15
PARTE 2 - PROJETO DO MARTELO DE QUEDA LIVRE	
2.1) Bigorna	20
2.2) Estrutura	23
2.3) Dimensionamento da Estrutura	24
2.4) Alinhamento e Paralelismo das Guias	36
2.5) Gancho	37
2.6) Dimensionamento do Cabo de Aço	39
2.7) Dimensionamento da Polia	40
2.8) Suporte da Polia	43
2.9) Dimensionamento do Tambor	46
2.10) Suporte das Massas	48
2.11) Massa de Impacto	51
2.12) Seleção do Motor Elétrico e do Redutor	51
2.13) Controle de Posicionamento da Massa	53

2.14) Funcionamento do Martelo de Queda Livre	60
PARTE 3	
CONCLUSÃO	63
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
ANEXO 1 - DESENHOS DE CONJUNTO E FABRICAÇÃO	65
ANEXO 2 - DESENHO DE CONJUNTO DO GANCHO	66
ANEXO 3 - FOTOS DA BIGORNA	67

RESUMO

Este trabalho tem como objetivo o projeto de um martelo de queda livre para o estudo do comportamento de diferentes estruturas quando submetidas a impacto. O martelo será construído no Laboratório de Impacto que está sendo desenvolvido pelo professor Marcílio Alves. Os componentes da estrutura do martelo e os elementos para a elevação da massa de impacto foram superdimensionados por questões de segurança. Em todos os cálculos foi utilizada uma massa de 700 kg, apesar da máxima massa que será testada ser de 200 kg. Os componentes foram especificados para atender padrões já existentes no mercado, resultando numa maior facilidade de obtenção dos mesmos. O maior desafio desse projeto está relacionado à altura de queda de aproximadamente 9,0 metros da massa de impacto, exigindo um alinhamento e um paralelismo das guias bastante precisos.

ABSTRACT

This project has as the goal the design of a drop hammer to study the behaviour of different structures under impact. The hammer will be built at the Impact Laboratory which has been developed by professor Marcílio Alves. The components of the structure of the hammer and the elements for mass elevation were overdesigned to guarantee the security. In all the calculation it was used a mass of 700 kg, regardless the fact that the maximum mass to be tested is 200 kg. The components were specified to be met in existing patterns in the market, resulting in a facility to obtain them. The biggest challenge of this project is related to the drop height of about 9,0 meters of the impact mass, requiring a very accurate alignment and parallelism between the guides.

PARTE 1 - ESTUDO DE VIABILIDADE

1.1) Estabelecimento da necessidade

Nos dias atuais tem-se tornado cada vez mais evidente o crescente custo, decorrente de acidentes de veículos, em termos de perdas humanas, assim como o peso financeiro sobre a sociedade. Por exemplo, na Inglaterra durante o ano de 1981, 5800 pessoas foram mortas, 78000 seriamente feridas e 241000 sofreram ferimentos leves em acidentes nas estradas. A taxa de mortalidade em muitos outros países é ainda maior.

De fato, é estimado que 250 mil pessoas são mortas em acidentes de trânsito no mundo todo por ano. À este total deve ser adicionado muitos indivíduos que foram seriamente feridos em acidentes de carro, assim como mortes e ferimentos em acidentes envolvendo helicópteros, navios e trens.

Grandes melhorias em relação à sobrevivência das pessoas em acidentes podem ser atingidas pelo uso de cintos de segurança, sistemas de proteção ativa e passiva em automóveis, ou então simplesmente baseando-se no conhecimento do comportamento estrutural de componentes submetidos a grandes impactos. Esse estudo do comportamento estrutural complementa as outras áreas igualmente vitais de proteção à colisões, como por exemplo estatísticas de acidentes, limites de tolerância humana, simulações utilizando bonecos de teste.

Nesse estudo do comportamento estrutural dos componentes, observa-se através de testes experimentais como ocorre a absorção de energia, ou seja, que parcela é absorvida pela estrutura e que porcentagem de energia é transferida para os ocupantes de um automóvel, por exemplo.

Muitos testes de absorção de energia podem ser feitos para se estudar o comportamento de componentes estruturais de diferentes seções transversais, diferentes materiais e diferentes formas geométricas.

Por exemplo, tubos de parede delgada com seções transversais de várias formas têm sido investigados, tanto teoricamente quanto experimentalmente, devido à possibilidade de eficiente absorção de energia sob cargas axiais estáticas e dinâmicas.

Um importante estudo que se tem feito sobre deformações de tubos de parede delgada é a transição do modo de deformação que estes tubos sofrem quando são submetidos a testes de impacto dinâmicos.

Essa transição consiste no fato de que, dependendo das características materiais e geométricas dos corpos de prova tubulares, a deformação dos tubos pode se dar através de uma flexão global ou através de um dobramento progressivo.

Na flexão global, o tubo se deforma como se tivesse sofrido uma flambagem, com algumas poucas dobras ao longo do comprimento da peça. Por outro lado, no dobramento progressivo o tubo se deforma progressivamente formando várias dobras ao longo do comprimento da peça.

Comparando os dois tipos de deformação, pode-se constatar que no dobramento progressivo a absorção de energia se dá de uma forma muito mais eficiente que na flexão global, pois no primeiro caso a maior parte da energia é absorvida pelo tubo na formação das várias dobras, enquanto que no segundo caso uma pequena parcela da energia é absorvida pelo tubo, formando apenas algumas dobras ao longo de todo o comprimento do corpo de prova.

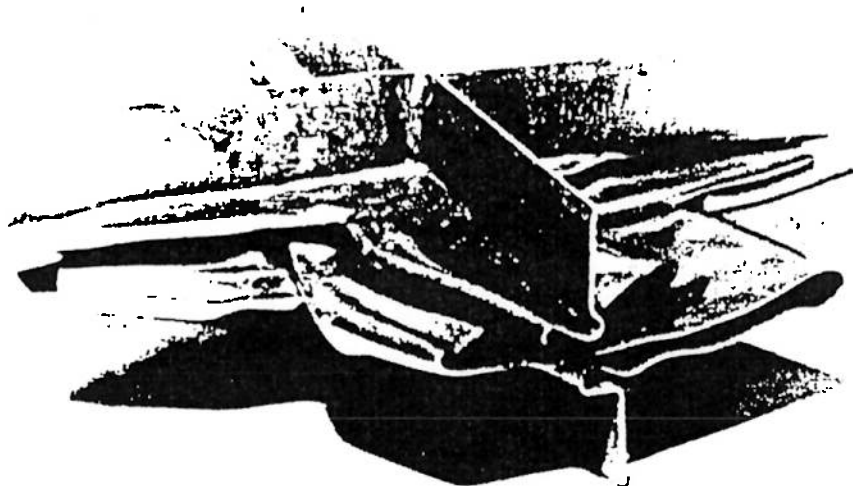
O estudo desses modos de deformação é de grande utilidade, por exemplo, para a segurança de um automóvel. Quando um carro sofre uma colisão, é interessante que as longarinas se deformem segundo o princípio da deformação progressiva, onde a estrutura do automóvel absorve a maior parte do impacto, fazendo com que a energia transferida aos passageiros seja a menor possível.

Um outro teste de absorção de energia que pode ser realizado refere-se à compressão lateral de tubos circulares, que funcionam como absorvedores de

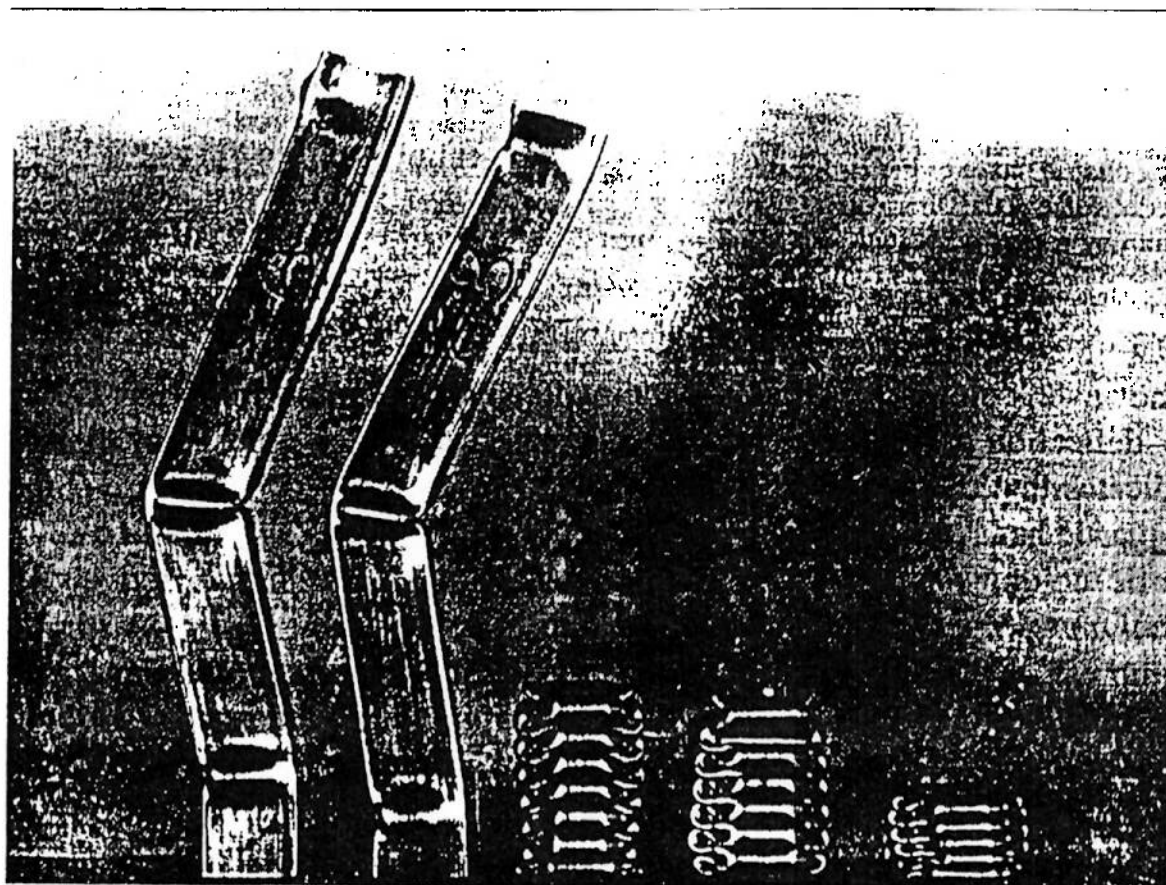
energia. As cargas laterais tendem a esmagar os tubos e envolvem grandes transformações na sua geometria que são acomodadas pela deformação plástica das regiões nas paredes do tubo. Portanto, os tubos metálicos de forma circular são sistemas que, sob compressão lateral, dissipam a energia cinética, proveniente do impacto, de um modo controlado, ao mesmo tempo em que se deformam plasticamente.

O estudo da deformação de sistemas de duas, três ou mais chapas de parede fina interseccionadas, sob compressão axial, também consiste num importante experimento de absorção de energia. Este estudo analisa a influência que o material, o número de chapas interseccionadas e a espessura das mesmas têm sobre o modo de deformação e a região de deformação.

Muitos outros experimentos de absorção de energia podem ser estudados, como por exemplo, componentes da fuselagem de um avião ou então estruturas que compõem o casco de um navio. As figuras abaixo ilustram testes de deformação de alguns componentes que foram discutidos acima:



Vista de duas chapas delgadas interseccionadas totalmente comprimidas



Vários modos de deformação de tubos de seção quadrada com dimensões diferentes



Tubos cilíndricos sob compressão lateral

Para a validade destes testes, é necessário que as características do impacto, ou seja, a energia transferida ao corpo de prova, a velocidade de impacto e a massa impactante sejam conhecidas.

Uma típica máquina de ensaio de impacto tem guias por onde corre uma massa de impacto. A massa de impacto pode ser um martelo que impacta o corpo de prova fixo na bigorna. Pode ser ainda o próprio corpo de prova que sofrerá o impacto contra a bigorna. Ademais, equipamentos auxiliares tais como motores, redutores e instrumentos de medição compõem uma máquina de impacto. Estas podem ser divididas em dois grandes tipos: vertical e horizontal.

Na máquina de ensaio horizontal pode ser utilizado um martelo que impacta a espécime ou ainda a espécime acelerada batendo contra barreira. Isto permite que vários componentes possam ser testados, desde ancoragem de cintos de segurança até mesmo veículos inteiros. Sua desvantagem é o alto custo envolvido na propulsão de uma grande massa à velocidade desejada bem como dificuldades de se obter boa precisão na velocidade de impacto.

A máquina de ensaio vertical, apesar de apresentar maiores dificuldades quanto à sua versatilidade, apresenta algumas vantagens expressivas. O custo bem menor do que uma horizontal de desempenho similar, pois é aproveitada a força da gravidade para impulsionar a massa de impacto, sendo necessário apenas um motor de baixa potência para elevar a massa até a altura desejada. Por ser vertical, também apresenta vantagens quanto ao espaço ocupado. Além disso, é bem menos problemático obter precisão na velocidade de impacto, pois se as perdas por atrito forem muito pequenas, a velocidade de impacto pode ser calculada com boa aproximação por: $V = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, onde h é a altura de queda e g a aceleração da gravidade.

Portanto, o objetivo principal deste projeto é a construção de um martelo vertical de queda livre que tem por finalidade realizar testes de impacto, possibilitando determinar a influência que a forma geométrica e o tipo de material

de componentes estruturais têm sobre o modo de deformação e a característica de absorção de energia.

1.2) Especificações Técnicas

Levando em conta as necessidades descritas acima e as orientações recebidas do professor orientador, chega-se às seguintes especificações técnicas:

- a) altura de queda máxima disponível: 9,0 m.
- b) necessidade da massa de impacto ser guiada durante a queda, de modo que o impacto se dê em posição pré-determinada e que a massa de impacto permaneça entre as guias após a queda.
- c) as perdas de energia durante a queda devem ser desprezíveis, de modo a se caracterizar uma queda livre.
- d) possibilidade de variação da massa de impacto entre 2 Kg e 200 Kg.
- e) a massa de impacto deve se chocar com o corpo de prova através de um indentador fixado na parte inferior da massa.
- f) os esforços sobre as guias devem ser minimizados, de modo a se evitarem deformações que comprometam a queda livre.
- g) utilização de uma bigorna onde serão posicionados os corpos que sofrerão impacto. A bigorna tem também a função de minimizar a energia transferida às fundações. A altura da bigorna deverá ser de 0,60 m.
- h) velocidade de elevação da massa de impacto: 2 m/s.
- i) erro máximo de posicionamento: 10 mm em relação à altura de queda comandada.
- j) determinação da altura de queda e comando para liberação da massa de impacto devem ser feitos através de computador.
- k) as guias não poderão ser apoiadas na bigorna. Deverá ser observada uma distância vertical entre bigorna e guias de 0,70 m.

l) dimensões disponíveis da sala onde será instalado o martelo: 1,90m x 2,70m.

1.3) Síntese de soluções

As alternativas para o atendimento das especificações descritas em 1.2 seguem abaixo. A solução final será escolhida pela combinação das soluções escolhidas para cada especificação, verificada a compatibilidade entre as mesmas.

1.3.1) minimização do atrito entre guias e massa de impacto:

Se houver necessidade de união entre duas guias de comprimento inferior a 10 m, deverá ser observada a concordância entre as mesmas, de modo a se evitar irregularidades que aumentem o atrito entre guias e massa de teste. Para isso, é conveniente que o número de junções seja minimizado.

Além disso, é essencial que a rugosidade das superfícies em contato seja suficientemente pequena.

Com relação à massa de impacto, é conveniente que a área de contato entre a mesma e as guias seja minimizado. Para isso, e também para facilitar a manipulação da massa de impacto, o seu comprimento será menor do que a distância entre as guias. A massa será guiada, então, através de uma única placa que entra em contato com as guias. Outra função dessa placa é ligar a massa de impacto ao gancho que a suspende.

1.3.2) forma geométrica da guia

As alternativas para a forma geométrica da guia são:

solução 1: uso de uma única guia de seção circular que atravessa a massa de impacto pelo seu centro geométrico. Está esquematizado na figura 1:

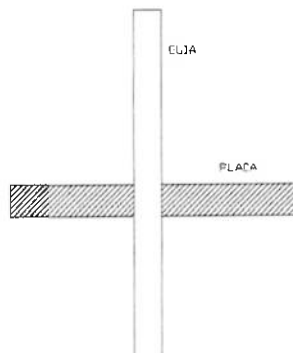


figura 1: esquema do uso de guia única

solução 2: uso de duas guias de seção circular e rolamentos axiais;

solução 3: uso de guias cilíndricas e placa deslizante:

A placa deslizante, neste caso, não é atravessada pelas guias (vide figura 2), pois isso impossibilitaria a fixação das mesmas em outras posições diferentes da extremidade superior. A parte das guias que não entram em contato com a placa são utilizadas para fixação.



figura 2: vista superior da placa e guias cilíndricas

solução 4: uso de guias de perfil "T" e placa deslizante:

Está esquematizado na figura 3 (vista superior):



figura 3: esquema de guias de perfil "T"

1.3.3) possibilidade de variação da massa de impacto entre 2 Kg e 200 Kg:

1.3.3.1) variação da massa:

Pode ser feita utilizando-se diversas chapas de aço de massa conhecida, não necessariamente iguais, empilhando-as até que seja atingida a massa total desejada. Para fixar essas massas entre si, seguem algumas alternativas:

solução 1: através de barras rosqueadas nas extremidades e chapas furadas. As barras atravessam as chapas verticalmente. Após a montagem, a fixação é feita através de porcas, conforme figura 4.

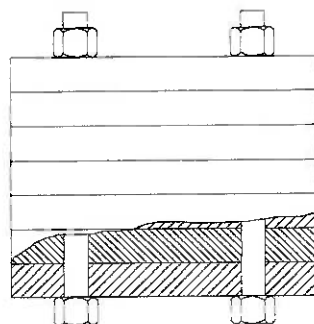


figura 4: fixação das chapas através de barras.

solução 2: através de placas parafusadas na parte lateral das chapas, conforme esquematizado na figura 5:

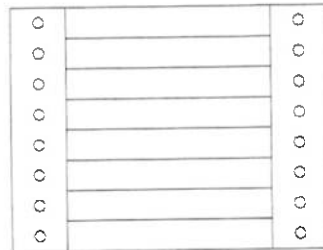


figura 5: fixação através de placas e parafusos

Para ambas as alternativas, é necessária a colocação de uma placa que desliza pelas guias e que é presa pelo gancho.

1.3.3.2) obtenção de massas pequenas:

Lembrando que a massa de impacto inclui a massa da placa, observa-se que esta última deverá ser menor ou, no pior caso, igual à massa de impacto. Tal fato torna-se crítico para massas de impacto pequenas. Algumas alternativas para se conseguir pequenas massas de impacto são:

solução 1: utilizar uma distância entre as guias que possibilite usar placas de aço suficientemente leves e que não saiam de sua posição entre as guias. Deve ser observado que para massas grandes (200 Kg) a altura da massa de impacto tende a crescer muito se a distância entre as guias for demasiadamente pequena, o que causa perda de altura de queda.

solução 2: em conjunto com a alternativa anterior, usar placa e massa de impacto feitos em material mais leve, madeira por exemplo, e dessa forma não se fazendo necessária uma distância muito pequena entre as guias.

solução 3: possibilitar a variação da distância entre as guias: seguem algumas alternativas para se variar a distância entre as guias, com os respectivos esquemas. Ressalta-se que após a movimentação das guias, as mesmas deverão ser fixadas de modo a não comprometerem a rigidez da estrutura. Tal fixação pode ser feita através de parafusos.

solução 3.1: uma guia fixa e outra movimenta-se através de rodas:

A guia posicionada à esquerda se mantém fixa, enquanto a da direita pode ser movimentada, alterando-se, assim, a distância entre as duas. A parte superior da guia móvel deve ser também apoiada em rodas e correr sobre trilhos, para que a guia não tenda a tombar devido a sua altura. A estrutura pode ser movida através do motor e gancho. Ver figura 6:

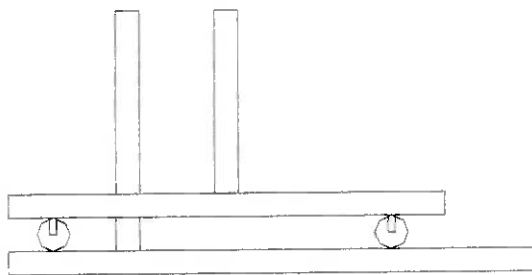


figura 6: movimentação por rodas.

solução 3.2: paralelogramo articulado para mover uma ou duas guias:

A distância é variada através da colocação de chapas entre o suporte das guias e a base. A espessura total das chapas depende da distância pretendida. Na figura 7 está representado o caso para a movimentação de ambas as guias:

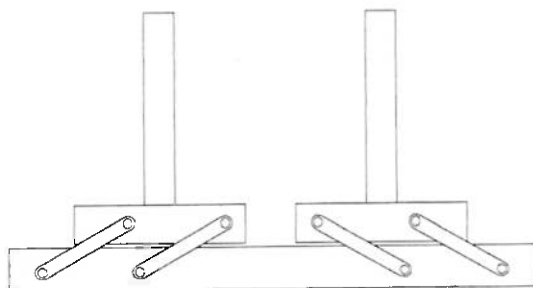


figura 7: movimentação por articulações

solução 3.3: usar outro par de guias independente do primeiro para massas de impacto pequenas.

1.3.4) minimização do esforço sobre as guias:

solução 1: fixar as guias em outras vigas que sejam responsáveis por suportar esforços. Essas vigas são suportadas por uma base e em determinadas alturas são ligadas às paredes através de barras. Utilizando-se vigas de perfil I ou U, toda a extensão da guia seria suportada, dificultando possíveis empenamentos.

solução 2: fixar as guias diretamente nas paredes através de barras, em determinadas alturas.

1.3.5) tipo de motor:

Tem-se as seguintes alternativas para a escolha do motor que suspenderá a massa de impacto:

solução 1: motor de passo;

solução 2: motor de corrente contínua;

solução 3: motor trifásico.

1.4) Análise da exequibilidade física

1.4.1) Uso de guias

a) uma única guia de seção circular que atravessa a massa de impacto

Esta alternativa não é viável pelas seguintes razões:

- impossibilita a fixação da guia em qualquer outra posição que não seja na extremidade superior.
- impossibilita a fixação da massa de impacto pelo seu centro geométrico. Em consequência disso, seu peso gera um momento que a desloca angularmente, aumentando o seu atrito com a guia .

b) duas guias de seção circular e placa com rolamentos axiais

Esta alternativa não é viável pelas seguintes razões:

- impossibilita fixação das guias em outros pontos que não seja na extremidade superior.
- os rolamentos poderiam ser danificados em razão dos impactos.

c) guias cilíndricas e placa deslizante

Para esta alternativa deve-se levar em conta a dificuldade de união de duas partes , já que não foi encontrada no mercado uma guia de 10 metros. Sua forma geométrica dificulta a união a outra viga, principalmente para diâmetros pequenos.

d) guias de perfil "T" e placa deslizante

Esta alternativa é de fácil execução, pois existem no mercado guias com esse perfil utilizadas em elevadores prediais. Cada guia tem comprimento de 5 metros e a união entre duas guias é feita através de um acoplamento do tipo macho - fêmea. Este tipo de guia é de fácil fixação em vigas de perfil I ou U.

1.4.2) variação da massa de impacto entre 0,5 Kg e 200Kg:

1.4.2.1) fixação das chapas:

a) através de chapas atravessadas por uma barra:

É de fácil montagem, pois a quantidade de porcas é pequena. É interessante ter à disposição barras de diversos comprimentos, de acordo com as alturas das massas de impacto. A placa inferior, por sua vez, deve conter furos rosqueados, possibilitando a fixação do identador. As demais podem ser furadas apenas nas posições por onde passa a barra.

b) através de placas e parafusos fixados externamente:

Esta alternativa é inviável para chapas de espessuras muito reduzidas. Além disso, a montagem seria bastante demorada, devido à grande quantidade de parafusos necessários e à variação de tamanho dos mesmos em função da espessura das chapas.

1.4.2.2) obtenção de massas pequenas:

a) utilizando distância fixa entre as guias:

A altura total de queda, desconsiderando-se a altura do corpo de prova e considerando o comprimento total das guias de 10 m, é de: $0,70\text{m} + 10\text{m} - h$, onde h é a altura da massa de impacto. Dessa forma, h deve ser no máximo igual a 0,70m para que se tenha altura de queda de 10m.

Considerando-se a massa de impacto com base quadrada de comprimento igual a b , tem-se (densidade do aço: 7800 Kg/m^3):

$$b \times b \times 0,70 \times 7800 = 200 \Rightarrow b \cong 0,19\text{m}.$$

Logo, a distância de aproximadamente 0,20m entre as guias permite a altura de queda desejada.

Utilizando-se, para o caso de massa de 0,5 Kg, chapas de mesmo comprimento $b = 0,19\text{m}$, porém com largura 20 mm, a altura será:

$$0,19 \times 0,02 \times h \times 7800 = 0,5 \Rightarrow h = 1,7 \text{ cm}.$$

Essa altura é muito pequena em relação à distância entre as guias. Isso possibilita que a massa de impacto saia facilmente de sua posição entre as guias.

Este problema pode ser resolvido utilizando-se massas de impacto feitas em madeira. A única peça em aço é o identador.

b) utilizando distância variável entre as guias:

b.1) movimentação por rodas:

Existem disponíveis no mercado rodas e trilhos. Esta solução é viável, porém deve ser dada especial atenção à fixação da estrutura quando for atingida a

distância desejada entre as guias, de modo que as rodas não sofram esforços que tendam a movimentá-las ou que gerem vibrações excessivas na estrutura.

b.2) movimentação por articulações:

Para garantir que a guia mantenha-se em posição vertical enquanto se movimenta, é necessário que a mesma seja articulada ao longo de seu comprimento. Isso faz com que a quantidade de barras articuladas cresça bastante.

As articulações podem ser feitas utilizando-se rolamentos e barras, sendo a fixação entre essas peças feita através de ajuste forçado. A fabricação dessas barras, entretanto, geraria um acréscimo de custo que não justificaria a alternativa como viável.

c) utilizando um par de guias independentes adicionadas à guia principal

Por não estar sujeito à mesma intensidade de esforços que o par principal, esse par de guias não necessitaria ser tão resistente quanto o primeiro, e não necessitaria ser apoiada em outra estrutura mais resistente. Em consequência, seu peso seria bem menor, o suficiente para possibilitar montagem e desmontagem manualmente. Poderia ser fixado diretamente às paredes sem problema de sobrecarga. Poderia, também, ser fixado ao próprio martelo. Esta é uma alternativa que poderá ser utilizada posteriormente, se houver necessidade.

1.4.3) minimização do esforço sobre as guias:

São encontradas no mercado vigas com mais de 10 m de comprimento, o que dispensaria a união entre duas partes.

As vigas de perfil I apresentam maior facilidade do que as de perfil U para serem parafusadas nas guias.

1.4.4) tipos de motor:

a) motor de passo: possui facilidade de interfaceamento com sistemas digitais e precisão de posicionamento, não sendo necessário o uso de freio ou fim de curso. Entretanto, não foram encontrados no mercado motores com a potência necessária, sendo, por isso, uma alternativa inviável.

b) motor de corrente contínua: para o acionamento desse motor, deve ser usado um conversor de frequência, para transformar a corrente alternada que vem da rede em corrente contínua.

c) motor trifásico: Esse tipo de motor possui uma potência maior que a do motor de passo e não necessita de um conversor de frequência, pois utiliza corrente alternada. Necessita de freios para se conseguir precisão de posicionamento.

PARTE 2 - PROJETO DO MARTELO DE QUEDA LIVRE

Até este ponto foram apresentadas várias soluções para cada componente do martelo. Foram apresentadas alternativas de construção para as guias, suporte das massas, base do martelo, forma estrutural, seleção de alguns motores elétricos etc.

A seguir é apresentado o dimensionamento e especificações dos vários componentes do martelo de queda livre. O dimensionamento foi feito considerando-se uma massa de impacto de 700 Kg, o que já representa um coeficiente de segurança igual a 3,5 em relação à máxima massa de impacto inicialmente definida, ou seja, 200 Kg.

2.1) Bigorna

No dimensionamento da bigorna do martelo de queda livre, deve-se ter em mente a minimização da energia perdida e da força transferida às fundações. Esses aspectos são determinados pelas características da bigorna, que é o sistema que, juntamente com a espécime, responde ao impacto do martelo.

É preciso assumir que a deformação do corpo de prova cessa quando a velocidade do martelo se iguala à velocidade da placa superior da bigorna. Assim, após esse instante, toda a energia mecânica é transferida para a bigorna. Portanto a energia perdida (E_p) é a energia mecânica do sistema nesse instante.

Para analisar a perda de energia é interessante compará-la com a energia inicial, portanto a partir de agora define-se:

$$E_p = \frac{U_{\text{perdida}}}{U_{\text{inicial}}} \times 100 \text{ (em \%)}$$

onde: U_{perdida} é a energia do sistema no momento em que cessa a transferência de energia ao corpo de prova (velocidade do martelo igual a da placa superior da bigorna) e U_{inicial} é a energia cinética do martelo antes do impacto.

Para o dimensionamento da bigorna foram utilizados os resultados da referência bibliográfica 1, que se baseia num modelo massa-mola-amortecedor para avaliar a perda de energia em função desses três parâmetros.

Os resultados obtidos nesse trabalho permitiram concluir que o coeficiente de mola e, principalmente, a massa da placa superior, influenciam significativamente o desempenho da bigorna e, por conseguinte, da máquina de impacto. Além disso, a quase total independência da perda de energia com relação aos outros componentes da bigorna torna interessante inicialmente dimensionar a placa superior, aumentando sua massa e coeficiente de mola.

Os gráficos abaixo ilustram a influência da variação da massa da placa superior e da sua constante de mola na energia perdida.

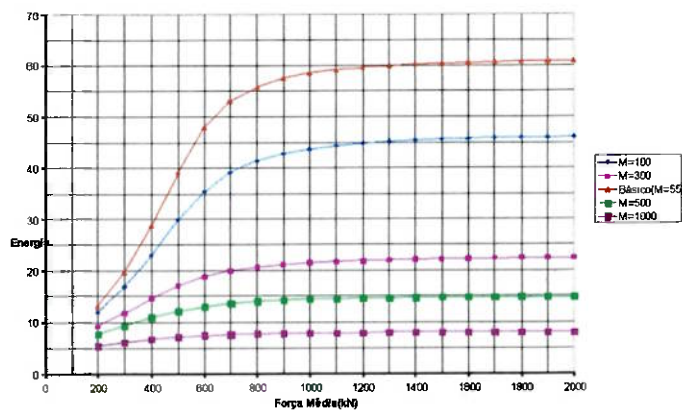


Gráfico 1 - Energia perdida devido à variação da massa da placa superior (M)

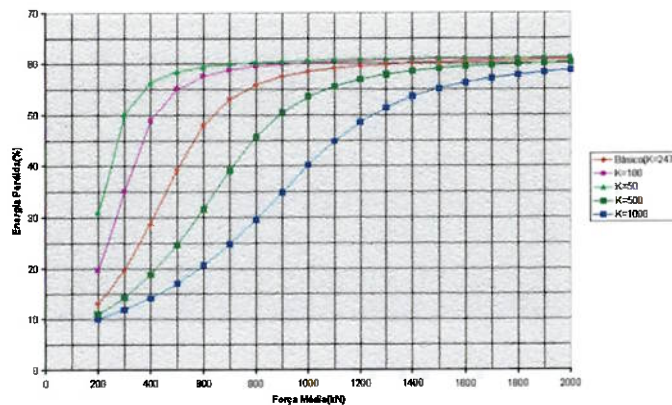


Gráfico 2 - Energia perdida devido à variação da constante de mola

A força média constante no eixo das abcissas dos gráficos é definida como sendo a força média durante o impacto e pode ser obtida de forma teórica e aproximada de acordo com as seguintes equações:

$$V^2 = V_0^2 + 2 \cdot a \cdot \Delta S ; F = Ma$$

$$\therefore Pm = F = \frac{M \cdot V^2}{2 \cdot \Delta S}$$

onde:

M é a massa do martelo;

V é a Velocidade de impacto

ΔS é a deformação da espécime (real ou estimada)

A bigorna projetada é composta de duas placas: a placa superior feita de aço (densidade 7800 kg/m³) e a placa inferior feita de concreto (densidade 2200 kg/m³).

A placa inferior foi construída sobre uma placa de neoprene, que tem por finalidade absorver as vibrações decorrentes dos impactos. Além disso, a bigorna está isolada das fundações do prédio através de uma caixa exterior de concreto, conforme pode ser verificado nas fotos constantes no anexo 2.

Os desenhos da placa inferior e da placa superior encontram-se no anexo 1.

As dimensões da placa superior são:

comprimento: $L = 1,26 \text{ m}$

largura: $b = 0,68 \text{ m}$

altura: $h = 0,2 \text{ m}$

A sua massa é: $7800 \times 1,26 \times 0,68 \times 0,20 = 1330 \text{ kg}$.

As dimensões da placa inferior são:

comprimento: $L = 1,26 \text{ m}$

largura: $b = 0,68 \text{ m}$

altura: $h = 1,40 \text{ m}$

A sua massa é: $2200 \times 1,26 \times 0,68 \times 1,40 = 2600 \text{ kg}$.

De acordo com o gráfico 1, com a massa de 1330 kg da placa superior da bigorna a energia perdida será inferior a 10%, o que é perfeitamente aceitável.

2.2) Estrutura

Será adotada a alternativa de se apoiar um perfil em forma de "T" em um perfil I, pelas seguintes razões:

- O perfil "T" pode ser obtido facilmente no mercado em fornecedores de componentes para elevadores. A vantagem é que o produto já é adquirido com acabamento superficial adequado à presente aplicação, minimizando o atrito durante a queda da massa de impacto, além da facilidade de união entre partes através de sistema macho - fêmea.
- A viga I apresenta elevada rigidez, que será necessária principalmente nos momentos após a queda da massa de impacto, pois a mesma deverá permanecer entre as guias. Se as guias não estiverem apoiadas em uma estrutura mais rígida, serão elas que receberão a energia restante na massa de impacto e estarão sujeitas a sofrerem empenamento.

- Esse tipo de montagem permitirá um ajuste da distância e do alinhamento entre as guias, se for necessário, conforme será visto adiante.

Essa estrutura será sustentada por um pórtico, sendo também fixada ao topo do prédio através de uma estrutura que também comportará o motor elétrico e os outros elementos para elevação da massa de impacto. Além disso, haverá fixação das vigas ao prédio em outras três posições (cotas), de maneira a evitar possíveis empenamentos decorrentes de choques com as guias durante a queda da massa de impacto.

A figura 8 mostra o pórtico, as vigas e guias, além da bigorna:

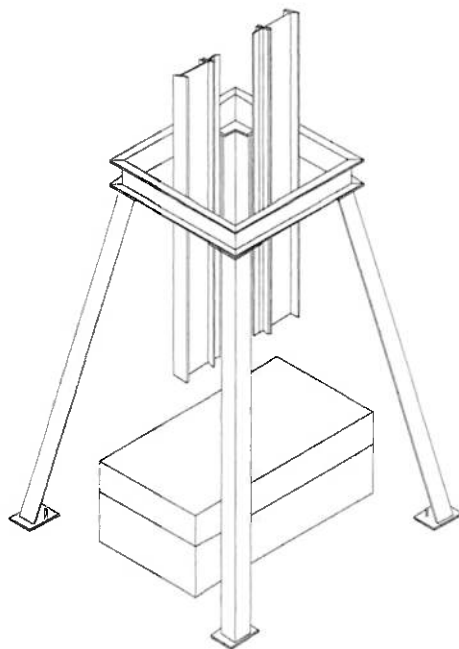


figura 8: pórtico de sustentação

2.3) Dimensionamento da estrutura

Como já citado anteriormente, espera-se que a maior parte possível da energia proveniente da queda da massa de impacto seja transmitida ao corpo de prova. Se isto for conseguido, não existirão esforços de natureza dinâmica sobre a estrutura da máquina. Essa condição, entretanto, é teórica, sendo muito difícil avaliar-se tais esforços com precisão. Além disso, deve ser observado que o dimensionamento preciso acarretaria numa economia de material pouco significativa em relação à estrutura superdimensionada, principalmente porque só será construída uma unidade da máquina em questão.

Dessa forma, alguns elementos constituintes da estrutura serão pré-selecionados, sendo feitas verificações de esforços estáticos para algumas situações específicas, visando à segurança.

Os elementos pré-selecionados são os seguintes para cada peça (vide desenho de conjunto no anexo 1):

perna : cantoneiras de abas iguais 4" (102 mm) x 14,6 kg/m;

quadro : perfil U 6" (152,4 mm) x 15,6 kg/m;

viga I de apoio das guias : perfil I 8" (203,2 mm) x 27,3 kg/m.

2.3.1) Parafusos de união entre coluna e quadro

Será admitido que o peso do conjunto coluna e guia será suportado integralmente por 4 parafusos M12 de fixação da coluna no quadro (ou seja, estão sendo desprezadas as demais fixações). Além disso, será considerado que a massa de impacto encontra-se travada entre as guias.

Portanto, o peso total a ser suportado por uma conexão será a soma de:

viga I: $9 \text{ m} \times 273 \text{ N/m} = 2457 \text{ N}$

guia: $9 \text{ m} \times 120 \text{ N/m} = 1080 \text{ N}$

massa de impacto (metade do peso): 1000 N

A conexão deverá suportar 4537 N .

As propriedades geométricas e do material dos parafusos são:

resistência à ruptura: $f_u = 415 \text{ Mpa}$;

área bruta: $A_g = 1,13 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

Verificação ao corte:

A resistência de cálculo (N) de parafusos comuns é dada por:

$$N = 0,6 \cdot (0,7 \cdot A_g) \cdot (0,6 f_u)$$

No presente caso, essa resistência vale (4 parafusos):

$$N = 4 \cdot 0,6 \cdot (0,7 \times 1,13 \times 10^{-4}) \cdot (0,6 \times 415 \times 10^6) \Rightarrow N = 47,2 \text{ KN}.$$

Esse valor é cerca de 10 vezes maior do que o peso total a ser suportado estaticamente.

Verificação a rasgamento da chapa da alma e pressão de apoio das vigas do quadro:

a) apoio:

A resistência à pressão de apoio (R_d) é dada por (1 parafuso):

$R_d = 0,75 \times (3 \times d \times t \times f_u)$, onde:

d = diâmetro nominal do parafuso;

t = espessura da chapa.

Portanto, para 4 parafusos:

$$R_d = 0,75 \times (3 \times 12 \times 10^{-3} \times 7,98 \times 10^{-3} \times 415 \times 10^6) \times 4 \Rightarrow R_d = 357,6 \text{ KN}$$

A conexão satisfaz ao requisito com uma grande folga.

b) rasgamento:

A resistência ao rasgamento pode ser garantida através das seguintes regras geométricas:

- a) mínimo de dois conectores na direção da força;
- b) distância do centro do furo extremo à borda maior ou igual a $1,5 \times d$;
- c) distância entre centros dos furos maior ou igual a $3 \times d$.

Então:

$$50 > 3 \times 12$$

$$44 > 1,5 \times 12$$

Portanto, o rasgamento não é determinante.

Como se pode observar, a chapa está superdimensionada para os esforços estáticos esperados.

2.3.2) Verificação quanto à flambagem das vigas de sustentação das guias:

Embora o peso da massa de impacto não seja suportado pelas vigas I e sim pela estrutura no topo do prédio, é aconselhável se ter uma idéia da resistência dessas vigas, para o caso de um possível travamento da massa de impacto entre as guias ou outra situação na qual as vigas sejam solicitadas.

Para efeito de cálculo, as fixações por parafusos serão modeladas como articulações, e serão desprezadas as fixações das vigas na estrutura do prédio. Dessa forma, o comprimento de flambagem é igual ao próprio comprimento da viga. As dimensões da viga e suas propriedades geométricas são:

comprimento de flambagem : $l_n = 7,5 \text{ m}$;

seção transversal : $A = 34,8 \times 10^{-4} \text{ m}^2$

momento de inércia : $I = 155,1 \times 10^{-8} \text{ m}^4$

raio de giração : $i_y = 2,11 \times 10^{-2} \text{ m}$

módulo de elasticidade : $E = 200 \text{ Gpa}$

O índice de esbeltez é dado por:

$$\lambda = l_n / i_y = 355$$

Para o aço estrutural, o índice de esbeltez mínimo para flambagem em regime elástico é 89. Portanto, trata-se de regime elástico. A tensão de flambagem é dada por:

$$\sigma_n = \frac{\pi^2 \cdot E}{\lambda^2}$$

A tensão normal é dada por: $\sigma = \frac{P}{A}$

Igualando-se as duas equações, obtém-se o valor da carga crítica:

$$\frac{P}{34,8 \times 10^{-4}} = \frac{\pi^2 \cdot 200 \text{ GPa}}{355^2} \Rightarrow P = 54,3 \text{ KN}$$

Verifica-se que essa carga é muito maior do que a carga máxima esperada no caso de travamento da massa de impacto.

2.3.3) Pernas e quadro

Conforme já explicado, as vigas e guias serão suportadas pelo pórtico e por uma estrutura localizada no topo do prédio. Entretanto, para efeito de verificação de esforços, a fixação no topo não será considerada. O peso das vigas, guias e da massa de impacto será considerado suportado integralmente pelo pórtico, por segurança.

Devido às condições de engastamento do pórtico, o número de reações de apoio é elevado (24). Será adotado um modelo simplificado para verificar se as cantoneiras pré-selecionadas suportam com elevada folga as cargas estáticas acima citadas.

O modelo simplificado consta de um pórtico bidimensional, conforme mostra a figura 9. É composto de uma viga horizontal "U" de 6" (152,4 mm) de que é constituído o quadro de sustentação das vigas verticais, e de duas vigas inclinadas de perfil "L" (cantoneira) de 4" (101,6 mm). Os valores de carga e comprimentos serão substituídos posteriormente, sendo, por enquanto, representados proporcionalmente na figura, e são iguais a:

$$P = 750 \text{ Kgf} = 7500 \text{ N}$$

$$L = 0,6 \text{ m};$$

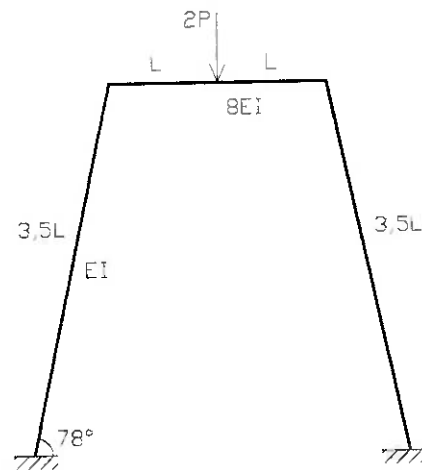


figura 9: modelo simplificado do pórtico

Neste modelo, tem-se seis incógnitas hiperestáticas. Entretanto, sendo a estrutura simétrica e submetida a carregamento simétrico, os esforços no plano de simetria devem ser obrigatoriamente simétricos. Logo, os esforços antissimétricos - força cortante e momento torçor - são nulos no plano de simetria. Portanto, pode-se dividir a mesma em duas partes iguais para se obter uma estrutura isostática equivalente, devendo-se introduzir os esforços simétricos incógnitos N_0 e M_0 (força normal e momento fletor, respectivamente), conforme mostrado na figura 10:

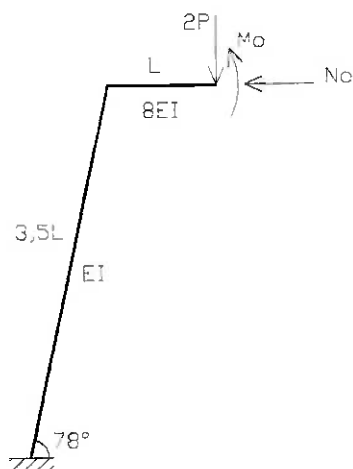


figura 10: estrutura isostática equivalente

Essas duas incógnitas podem ser obtidas aplicando-se o teorema de Menabrea:

“ Numa estrutura hiperestática, os valores assumidos pelos hiperestáticos são tais que tornam mínimo o trabalho de deformação.”

Devido à simetria, são nulos os deslocamentos linear e angular do ponto médio da viga horizontal. Logo:

$$\frac{\partial U}{\partial M_o} = 0 \quad (i)$$

$$\frac{\partial U}{\partial N_o} = 0 \quad (ii)$$

onde U é a energia de deformação.

De (i) obtém-se:

$$\sum \int_0^l \frac{M}{EI} \cdot \frac{\partial M}{\partial M_o} \cdot dx = 0$$

Portanto, adotando-se como positivo o sentido anti-horário:

$$\frac{1}{8EI} \int_0^L (M_o - Px).dx + \frac{1}{EI} \int_0^{3,5L} (M_o - PL + N_o \cdot \sin 78^\circ \cdot x - P \cos 78^\circ \cdot x).dx = 0$$

Resulta:

$$3,63 \cdot M_o \cdot L + 6 \cdot N_o \cdot L^2 = 4,85 \cdot PL^2$$

De (ii) obtém-se:

$$\sum \int_0^L \frac{M}{EI} \cdot \frac{\partial M}{\partial N_o} \cdot dx = 0$$

Portanto:

$$\frac{1}{EI} \int_0^{3,5L} (M_o - PL + N_o \cdot \sin 78^\circ \cdot x - P \cos 78^\circ \cdot x) \cdot \sin 78^\circ \cdot x \cdot dx = 0$$

Resulta:

$$0,5 \cdot M_o + 1,14 \cdot N_o = 0,75 \cdot PL$$

Os valores dos esforços hiperestáticos são, de acordo com as equações acima:

$$M_o = 0,94PL$$

$$N_o = 0,24P$$

Substituindo-se os valores de P e L, obtém-se:

$$M_o = 4230 \text{ KN.m}$$

$$N_o = 1800 \text{ N}$$

O diagrama de momentos fletores fica (N.m):

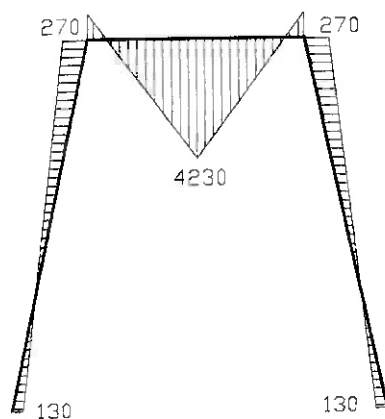


figura 11: diagrama de momentos fletores

As propriedades geométricas das seções transversais são:

viga "U" de 6":

$$I = 632 \times 10^{-8} \text{ m}^4$$
$$A = 19,9 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

cantoneira 4": $I = 74 \times 10^{-8} \text{ m}^4$
 $A = 18,45 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
 $x_g = y_g = 2,9 \text{ mm}$ (vide figura 12)

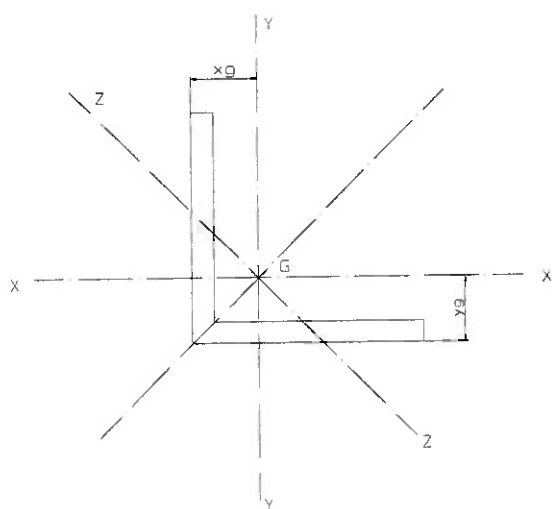


figura 12: seção transversal da cantoneira

As tensões máximas serão:

quadro: $\sigma = \frac{1800}{0,0002} + \frac{4230}{632 \times 10^{-8}} \cdot \frac{0,152}{2} = 51 \text{ MPa}$ (compressão)

pernas:

tensão máxima de compressão: $\sigma = \frac{7500 + 1800 \times 0,2}{18,45 \times 10^{-4}} + \frac{270}{74 \times 10^{-8}} \cdot 0,04 = 20 \text{ MPa}$

tensão máxima de tração: $\sigma = \frac{270}{74 \times 10^{-8}} \cdot 0,041 = 15 \text{ MPa}$

Verifica-se, portanto, que a estrutura está superdimensionada, conforme esperado.

2.3.4) topo

Serão utilizadas vigas "U" de 6" (152,4 mm) x 15,6 Kg/m aparafusadas em duas vigas I 8", conforme ilustrado na figura 13:

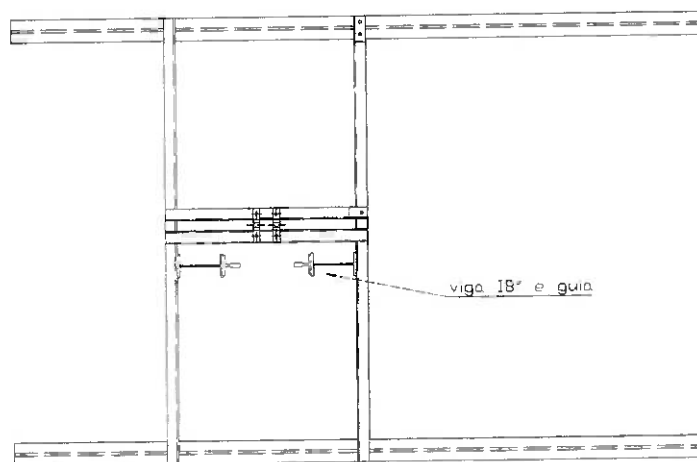
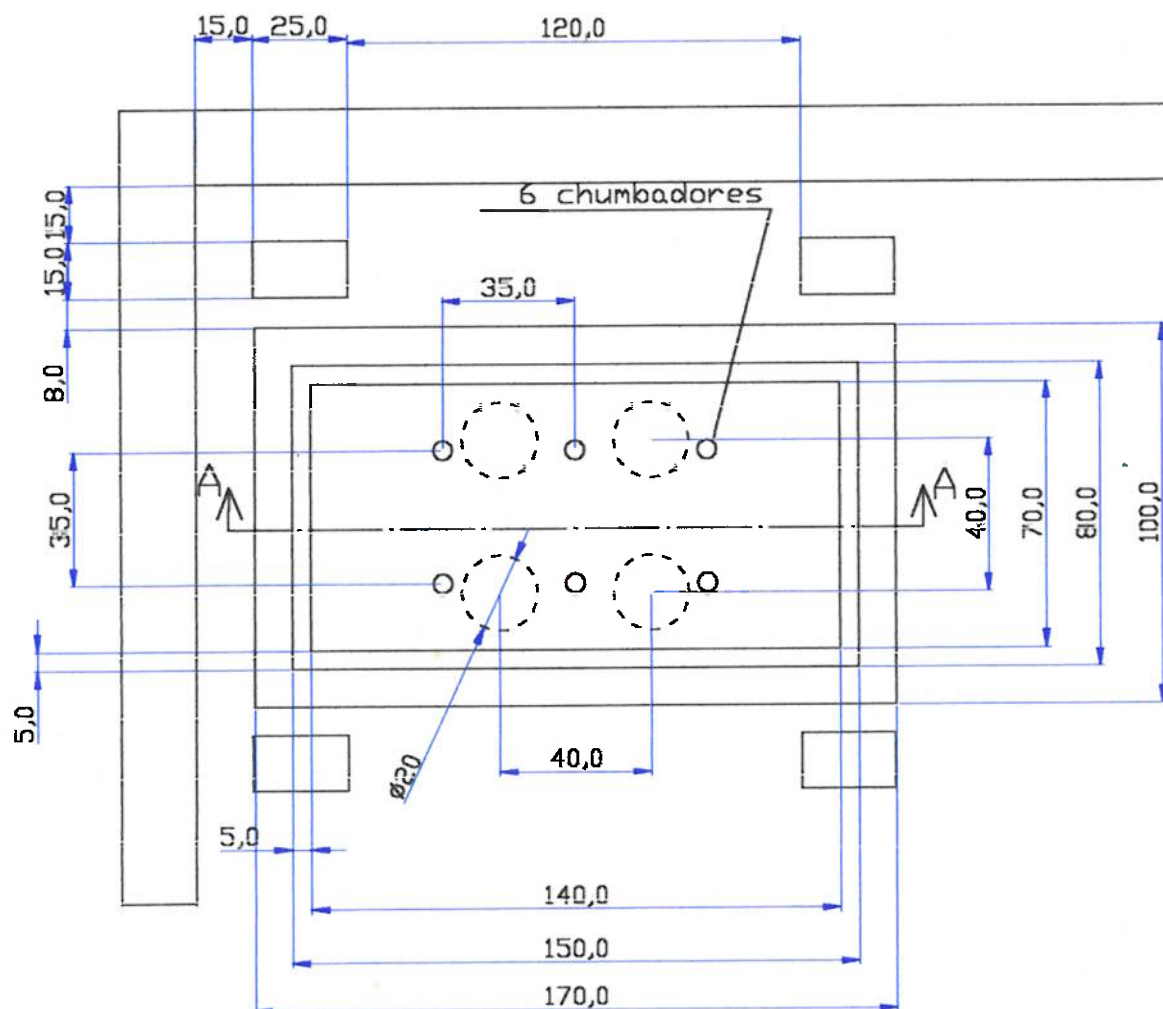


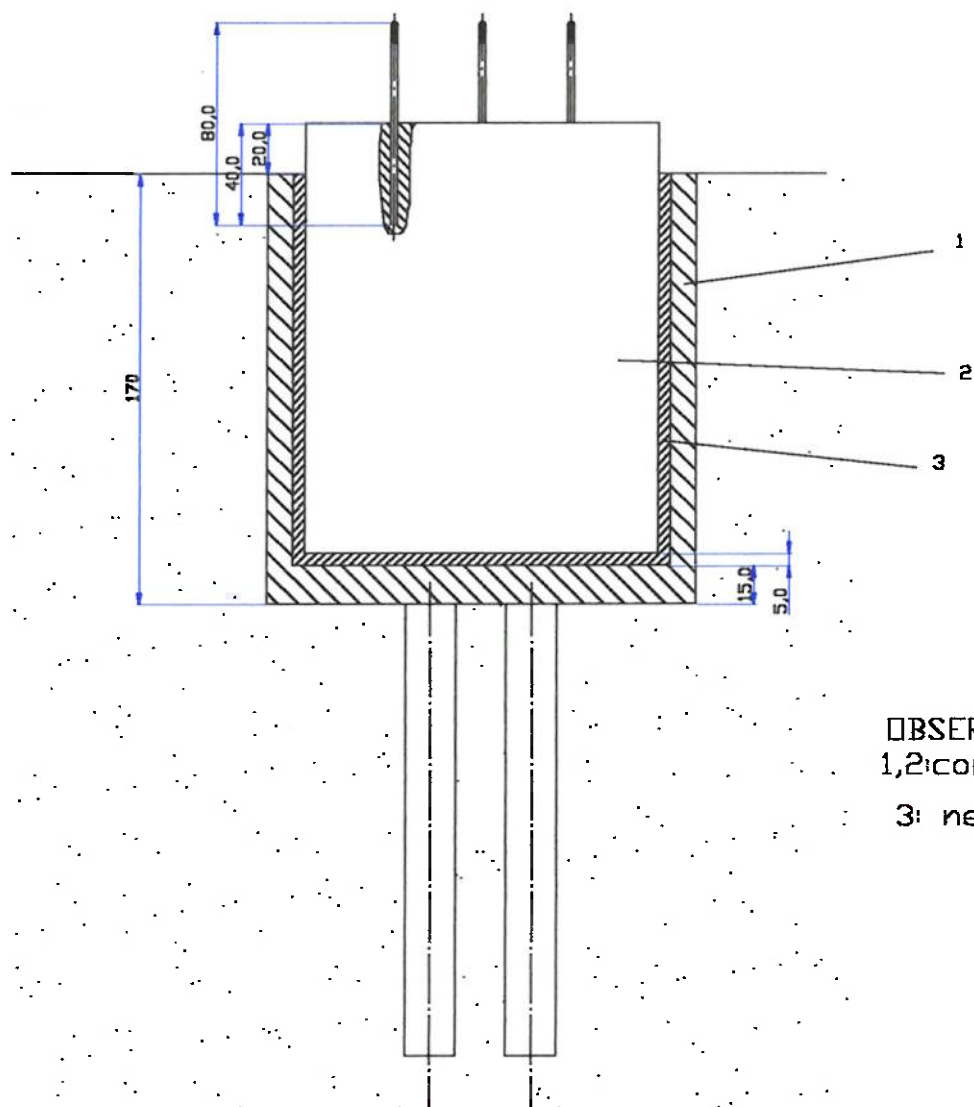
Figura 13 - Fixação no Topo

Será considerado que todo o peso das vigas verticais e guias é suportado pela estrutura do topo, e o ponto de aplicação da carga é o ponto médio das vigas "U" de 6", conforme a figura 14:



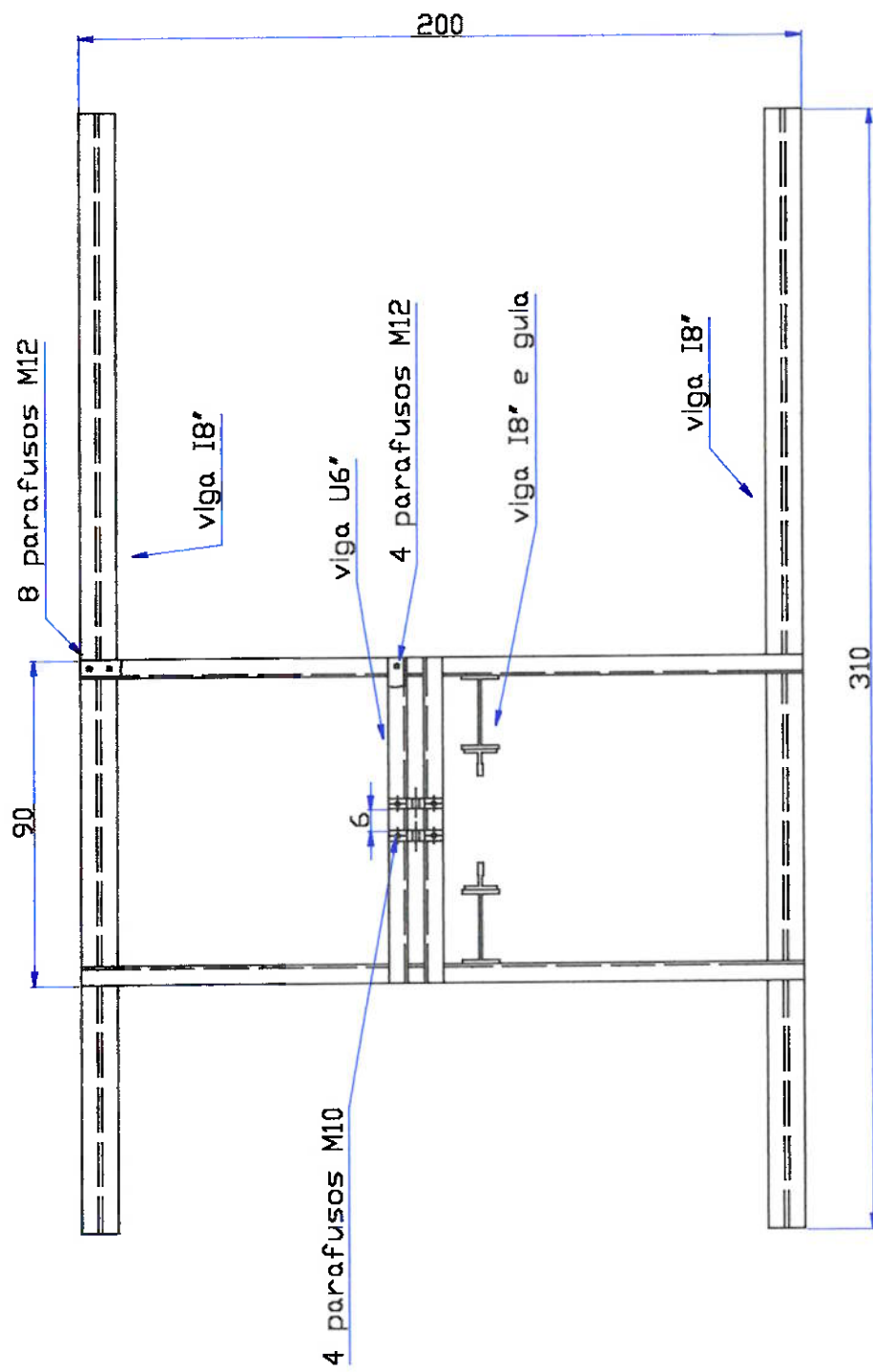
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	quantidade:
medidas em CM	pos. ---- BIGORNA	Des. fabr. Nº ----
1 : 20	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marcílio Alves

CORTE A-A



OBSERVAÇÃO:
1,2: concreto
3: neoprene

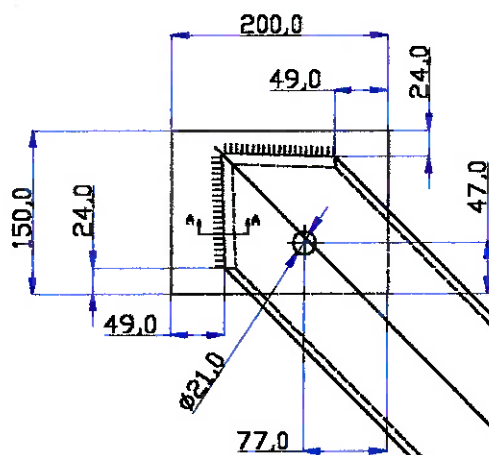
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade:
medidas em CM	pos. ---	BIGORNA - CORTE A-A	Des. fabr. Nº ---
1 : 30	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



○BSERVAÇÃO:

medidas não indicadas deverão ser ajustadas por ocasião da montagem, possibilitando o alinhamento do cabo de aço com as guias.

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	
medidas em CM	FIXAÇÃO NO TOPO	
1 : 20	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marcílio Alves

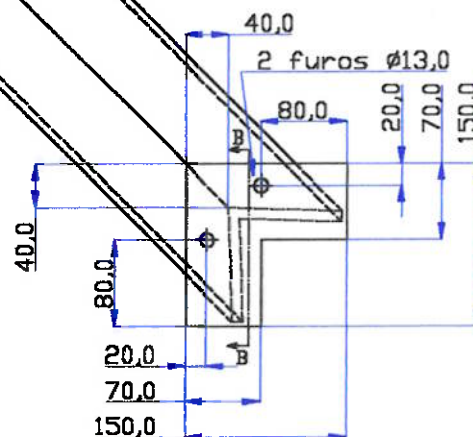
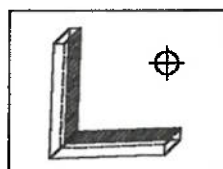


Corte A-A

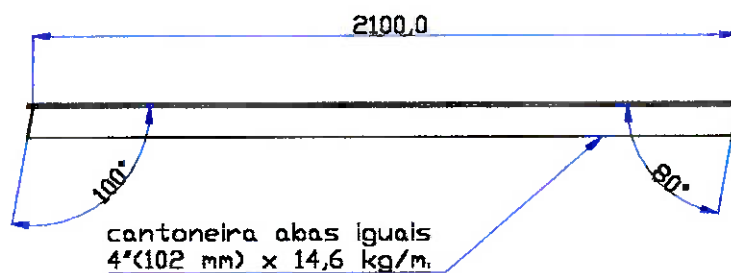


Ver observação 2 - medidas de corte da cantoneira

Observação 1:
Dois pés segundo o
desenho ao lado e dois
girando-se a chapa da
base de 90 graus.



Observação 2

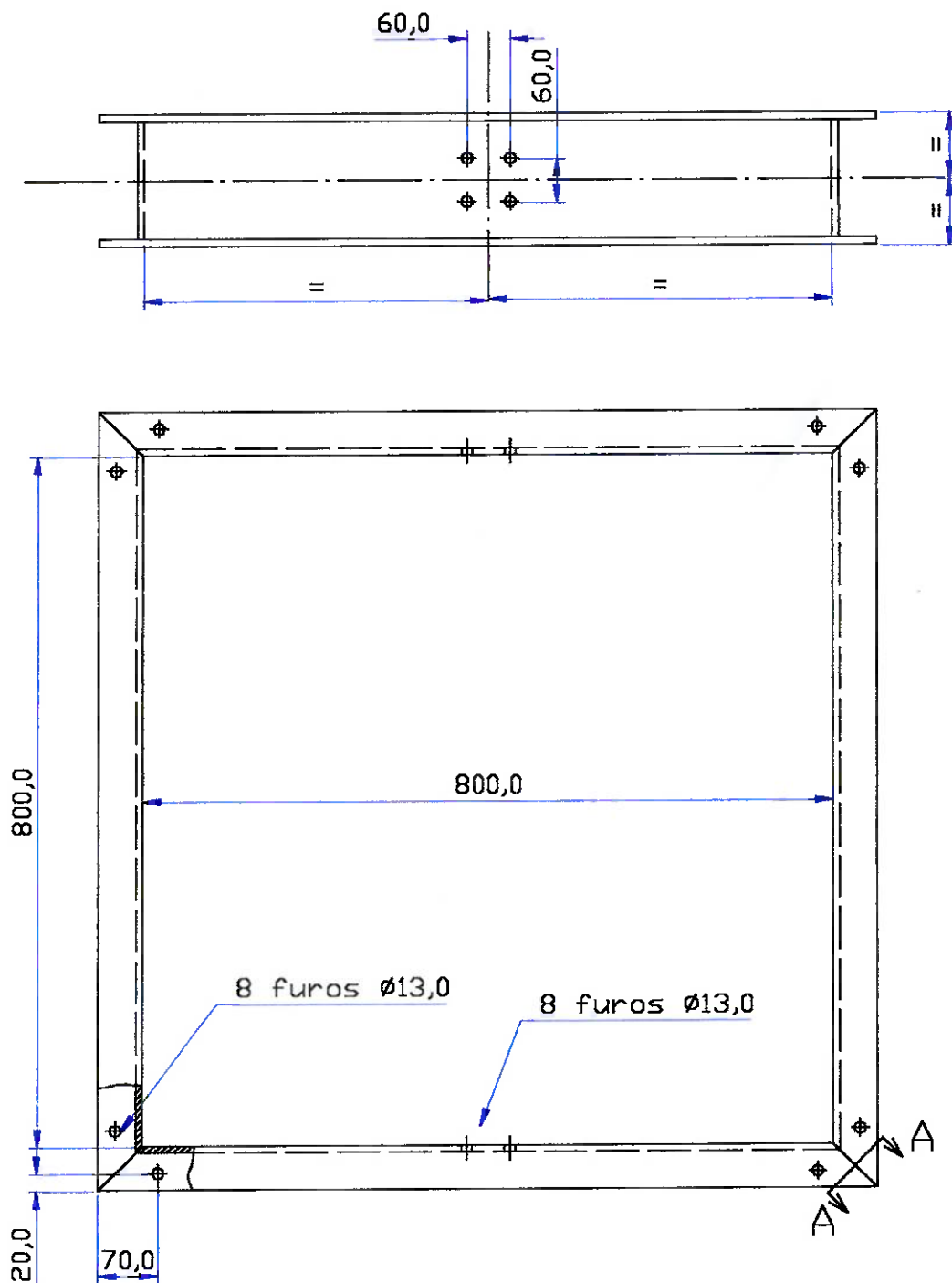


Corte B-B



espessura da cantoneira: 3/8"
espessura das chapas 10 mm
tolerância geral 0,5 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 4
medidas em MM	pos. 1	PERNA	Des. fabr. Nº 1
1 : 7	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



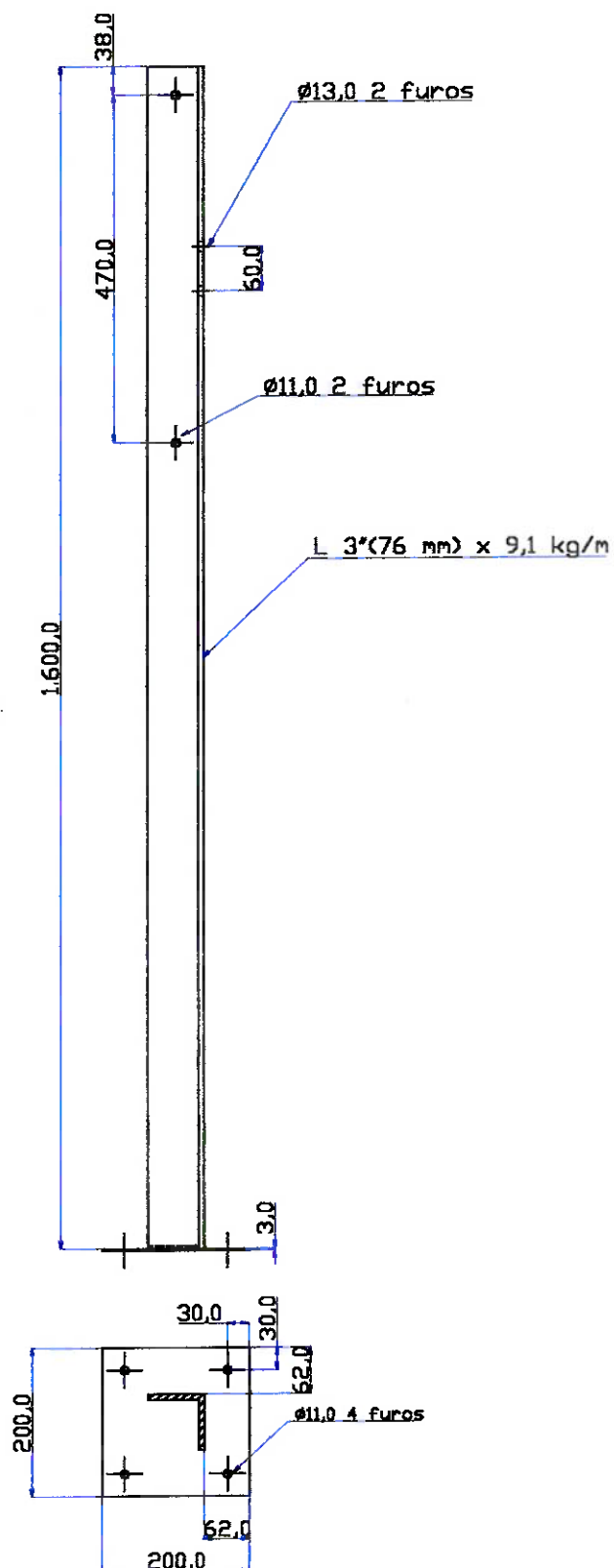
Corte AA



material: perfil U 6" (152,4 mm) x 15,6 kg/m
 (espessura da alma: 0,314" = 7,98 mm)
 tolerância geral 0,5 mm

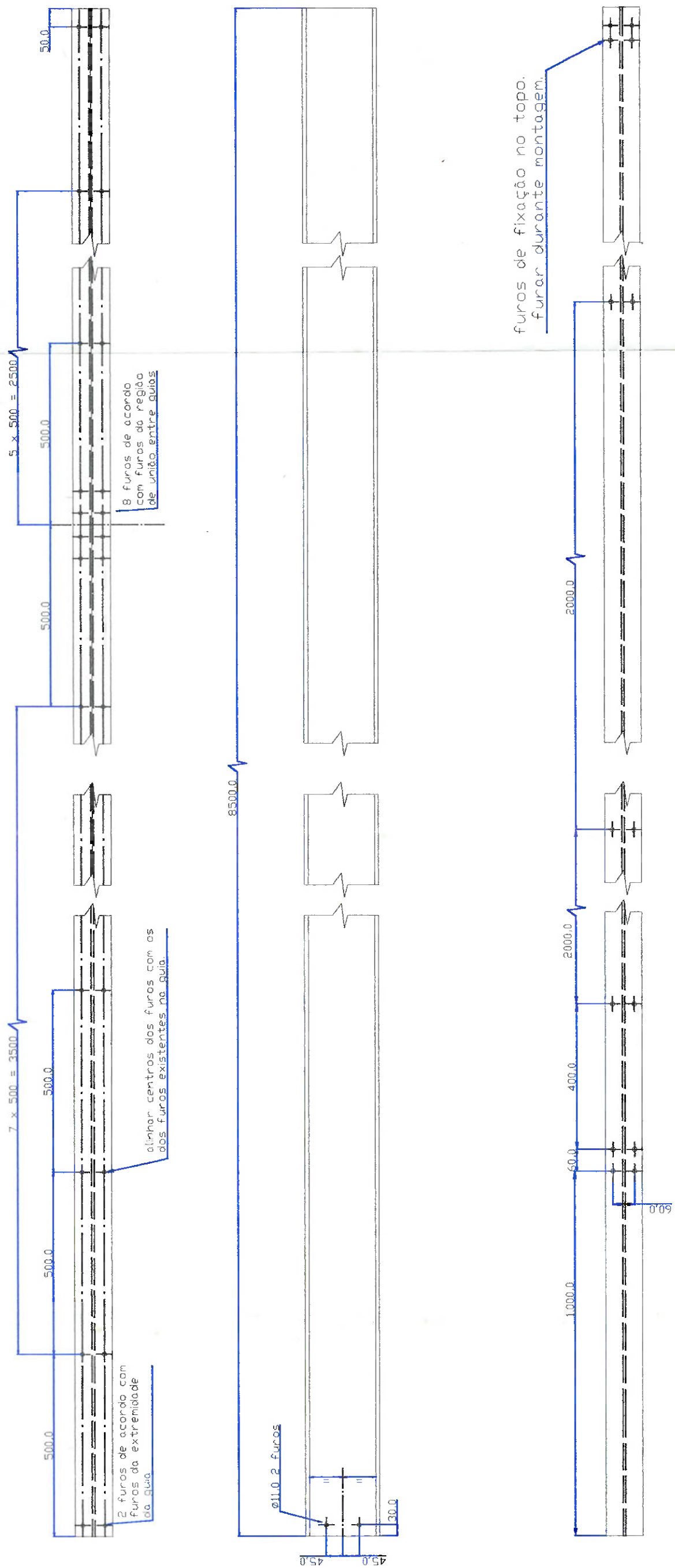


EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 1
medidas em MM	pos. 2	QUADRO	Des. fabr. Nº 2
1 : 8	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



espessura da cantoneira: 5/16"
 chapa 3 x 200 x 200 : ABNT 1020
 tolerância geral 1 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 6
medidas em MM	pos. 3	FIXAÇÃO LATERAL	Des. fabr. Nº 3
1 : 10	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



observação: Ø13,0 todos os furos nas abas.

material: I 8" (203,2 mm) x 27,3 kg/m
 (espessura da alma: 0,27" = 6,86 mm)
 tolerância geral 1,0 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	Quantidade: 2
medidas em MM	Pos. 4 VIGA I 8,5 m	Des. fabr. Nº 4
1 : 12	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marcílio Alves

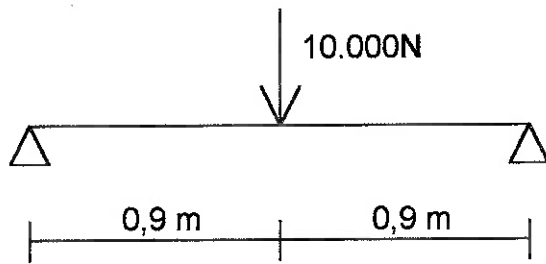


figura 14: viga do topo

O momento fletor máximo ocorre no ponto médio e vale:

$$M = 5.000 \text{ N} \times 0,9 \text{ m} = 4.500 \text{ N.m}$$

A tensão máxima é, portanto:
$$\sigma = \frac{4.500}{632 \times 10^{-8}} \times \frac{0,15}{2} = 54 \text{ MPa}$$

O deslocamento máximo é dado por:
$$\delta = \frac{PL^3}{48EI} = 0,12 \text{ mm}$$

Portanto, o dimensionamento é satisfatório.

2.4) Alinhamento e paralelismo das guias

Devido à necessidade de minimização do atrito entre as guias e a massa de impacto, é importante que haja um bom alinhamento e paralelismo entre as guias. Portanto faz-se necessária a existência de um mecanismo que permita um ajuste fino desses parâmetros.

As guias a serem adquiridas medem 5,0 metros de comprimento. A união entre duas delas para se obter os 8,5 metros desejados é feita através de um sistema macho - fêmea, conforme pode ser verificado no desenho de conjunto.

Para permitir o ajuste do paralelismo entre as guias, as mesmas serão fixadas ao longo de todo o seu comprimento através de um par de parafusos a cada 0,5 m de seu comprimento. Na posição onde uma pequena variação de distância entre guias se fizer necessária para corrigir o alinhamento, o ajuste é conseguido através da inserção de arruelas entre a guia e sua respectiva viga de apoio.

Para ajuste do alinhamento, será adotada uma folga de 3 mm entre os furos das vigas e os parafusos de fixação das guias nas mesmas, permitindo uma pequena movimentação das guias em relação às vigas.

2.5) Gancho

O gancho consiste no mecanismo responsável pela elevação da massa de teste. O principal requisito para a escolha do gancho é a capacidade de suspender uma massa de 700 Kg (valor máximo de projeto). O gancho foi encomendado no IPT (Instituto de Pesquisas Tecnológicas), pois o Departamento de Engenharia Mecânica do IPT já havia feito um gancho com as características desejadas deste projeto. Os desenhos relativos ao gancho estão no anexo 2.

O acionamento do gancho é feito através de um solenóide de baixa voltagem (por questão de segurança), onde os requisitos de escolha foram baseados na máxima força de atuação e no curso.

De acordo com as características construtivas do gancho e a máxima massa que deve ser suspensa, o solenóide deve exercer uma força máxima de aproximadamente 50 Newtons e ter um curso mínimo de 12 mm. A partir disso foi adquirido da empresa "Meac" um solenóide com as seguintes especificações:

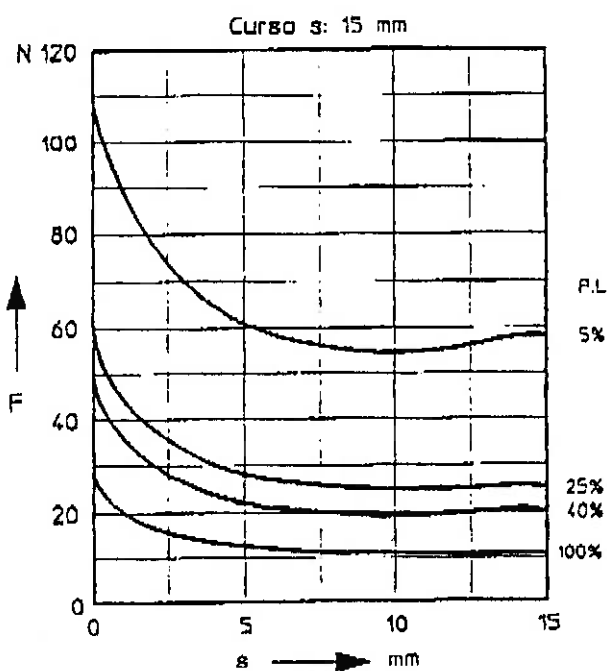
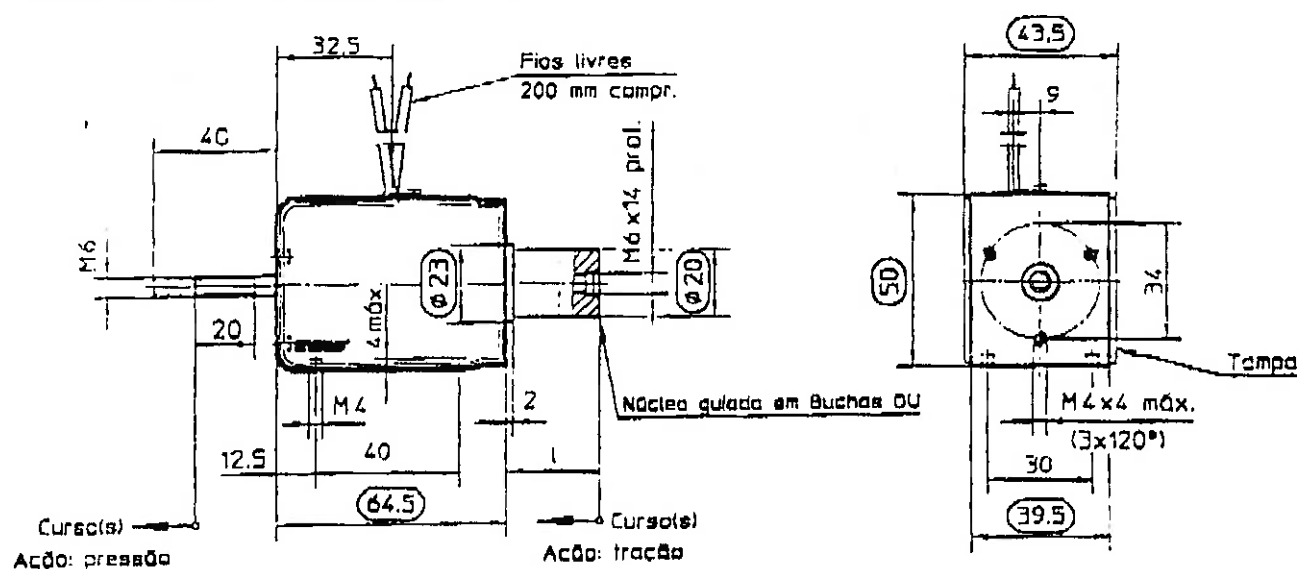
- _solenóide de acionamento série AS 040;
- _tensão nominal: 24 Vcc;
- _período de ligação: 5 %;
- _potência: 234 Watts;

_curso: 15 mm;

_força: 58 Newtons;

_tipo de núcleo: rosca central.

O esquema do solenóide, bem como o gráfico força magnética x curso, estão representados a seguir (figura 15):



2.6) Dimensionamento do Cabo de Aço

O cabo de aço é um elemento flexível, constituinte básico do aparelho de suspensão de carga e composto essencialmente de arame de aço de alta resistência ($160 \text{ kgf} / \text{mm}^2$), formando pernas ou toros, os quais, por sua vez, envolvem um núcleo central chamado alma.

Para especificar o cabo de aço que foi utilizado neste projeto, seguiu-se a norma DIN conforme descrito abaixo:

O diâmetro é calculado pela seguinte fórmula:

$$d = K \cdot \sqrt{F}$$

onde K é uma constante dependente da classe da máquina, F é a força atuante no cabo em kgf e d é o diâmetro em mm, diâmetro este de valor mínimo.

A fórmula tem a seguinte dedução:

$$S \cdot \frac{\sigma_R}{\mu} = F$$

μ = coeficiente de segurança que varia de 4,5 a 8,3 em função da classe, e $\sigma_R = 160 \text{ kgf} / \text{mm}^2$ (mínimo) é a tensão de ruptura do aço.

$$S = 0,38x \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

Substituindo a Segunda equação na primeira obtem-se:

$$d = K \cdot \sqrt{F}$$

K é tabelado e seu valor é dado por:

$$K = \sqrt{\frac{\mu}{47,75}}$$

A tabela abaixo mostra os valores de K para diversas classes de cabos:

Classe	K
I	0,28
II	0,30
III	0,32
IV	0,35
V	0,38

Tabela 1 – Coeficiente para o cálculo do diâmetro mínimo de cabos

Escolhendo a classe I (coeficiente de segurança de 4,5), obtém-se o valor do diâmetro mínimo do cabo de aço para uma força atuante máxima de 700 kgf:

$$d = 0,28 \cdot \sqrt{700}$$

$$d = 7,41 \text{ mm}$$

Por questão de padronização, escolheu-se um diâmetro de 5/16 polegadas, que corresponde a:

$d = 7,94 \text{ mm}$

2.7) Dimensionamento da polia

A polia é o mecanismo por onde é passado o cabo de aço e na qual serve de sustentação para o mesmo. O diâmetro mínimo da polia é determinado pela norma DIN, que fornece os valores em função da classe da máquina. O diâmetro mínimo é dado pela seguinte relação:

$$D_p = K_3 \cdot d$$

Este valor é função do diâmetro do cabo de aço e da classe do mecanismo.

A tabela abaixo mostra os valores de K_3 em função da classe:

Classe	K_3
I	14
II	14
III	15
IV	16
V	16

Tabela 2 – Coeficiente para o cálculo do diâmetro mínimo de polias

Escolhendo a classe I (coeficiente de segurança de 4,5) tem-se:

$$D_p = 14 \times 7,94 = 112 \text{ mm}$$

Em relação ao projeto, foi escolhido um diâmetro maior que o mínimo (112 mm), para evitar uma concentração de tensão no cabo na região de contato com a polia. Então o diâmetro escolhido para a polia foi:

$$D_p = 280 \text{ mm}$$

A figura 16 esquematiza a forma da polia projetada:

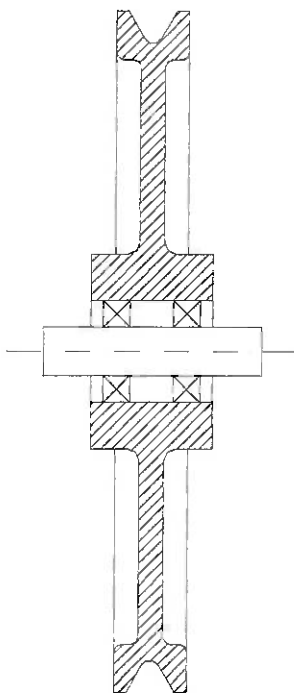


Figura 16 - Polia

O desenho de fabricação da polia está no anexo 1.

O eixo da polia terá diâmetro $D = 20 \text{ mm}$ e será confeccionado em aço 1020. Verificando-se a tensão máxima atuante nesse eixo, considerado bi-engastado, obtém-se:

$$\text{momento fletor máximo: } M = \frac{P \cdot L}{8} = \frac{7000 \times 0,06}{8} = 52,5 \text{ N.m}$$

onde P é a carga aplicada em Newtons e L é o comprimento do eixo.

$$\text{A tensão correspondente é: } \sigma = \frac{M}{I} \cdot \frac{D}{2} = \frac{52,5}{78,5 \times 10^{-10}} \cdot \frac{0,02}{2} = 67 \text{ MPa},$$

onde I é o momento de inércia da seção transversal do eixo. Portanto, o coeficiente de segurança ao escoamento é igual a 3.

O rolamento que foi utilizado na polia está sujeito basicamente a cargas radiais. Deste modo foi selecionado um rolamento fixo de uma carreira de esferas, que suporta cargas radiais e axiais, além de apresentar versatilidade e bom custo econômico.

Foi encontrado no mercado o rolamento da marca FAG (designação 16004) com as seguintes características:

- _ diâmetro interno = 20 mm;
- _ diâmetro externo = 42 mm;
- _ largura = 8 mm;
- _ capacidade de carga dinâmica = 6,95 kN;
- _ capacidade de carga estática = 4,05 kN;
- _ limitação de rotação = 18.000 rpm;
- _ peso = 0,049 kg.

2.8) Suporte da Polia

O suporte da polia foi projetado de modo que houvesse uma compatibilidade geométrica com a polia. O material utilizado para a fabricação do suporte é o ferro fundido e o seu esquema está representado na figura 17:

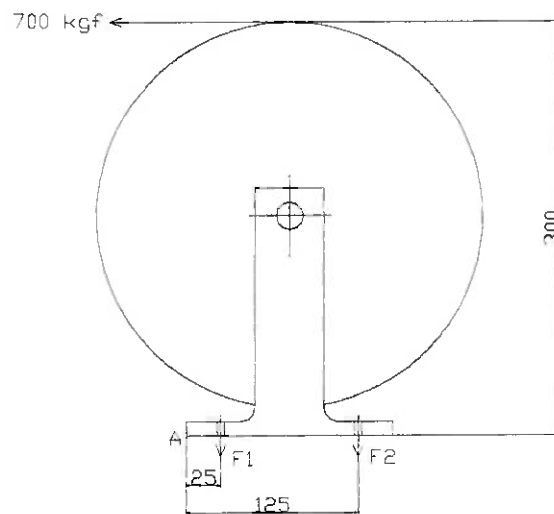


Figura 17: Suporte da Polia

Para dimensionar os parafusos de fixação do suporte foi seguida a seguinte metodologia:

Equilíbrio de momentos no ponto A:

$$700 \times 300 = F1 \times 25 + F2 \times 125 \quad (a)$$

Sendo que a força de 700 kgf tende a girar o suporte em torno do ponto A tem-se:

$$F2 = 5 \times F1 \quad (b)$$

Substituindo (b) em (a) obtém-se:

$$130 \times F2 = 210.000$$

$$F2 = 16153,8 \text{ N}$$

Sendo o material do parafuso aço classe 4.6 (SAE) com tensão de ruptura (σ_R) igual a 225 MPa pode-se obter a área mínima necessária da seção transversal do parafuso. Essa área é calculada pela seguinte relação:

$$A = F2 / \sigma_R$$

$$A = 16153,8 / 225 \text{ MPa}$$

$$A = 71,8 \text{ mm}^2$$

O parafuso que atende à esse requisito é o M 10 x 1,5.

Verificando a resistência da base do suporte da polia tem-se:

Momento: $M = F \times d$

onde F é a força aplicada na polia e d é a distância entre o ponto de aplicação da força e a base do suporte.

$$M = 7000 \times 0,280$$

$$M = 1960 \text{ Nm}$$

Tensão:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot \frac{h}{2}$$

onde I é o momento de inércia da seção transversal da base e h é a altura da seção transversal

O momento de inércia é dado por:

$$I = \frac{b.h^3}{12}$$

Sendo b = 0,03 m e h = 0,05 m tem-se:

$$I = 31,25 \text{ cm}^4$$

Então obtém-se:

$$\sigma = 156,8 \text{ MPa}$$

Sendo a tensão de escoamento do aço igual a 200 Mpa, a base está bem dimensionada, considerando que já foi levado em conta uma margem de segurança quando se considerou uma força de 700 kgf (a máxima massa de impacto que será testada é 200 kg).

O desenho de fabricação do suporte da polia está no anexo 1.

2.9) Dimensionamento do Tambor

O tambor é o elemento que serve para enrolar o cabo de aço enquanto este está sendo tracionado pelo motor durante a suspensão da massa de teste.

Assim como na especificação da polia, o diâmetro e o comprimento do tambor foram determinados pela norma DIN que fornece os valores mínimos em função da classe da máquina.

De acordo com a norma, o diâmetro mínimo do tambor é dado pela seguinte relação:

$$Dt = K_1 \cdot d$$

Este valor depende do diâmetro d do cabo de aço escolhido e da classe do mecanismo. A tabela abaixo mostra os valores de K_1 em função da classe:

Classe	K_1
I	15
II	18
III	20
IV	22
V	24

Tabela 3 – Coeficiente para o cálculo do diâmetro mínimo de tambores

Escolhendo a classe I (coeficiente de segurança de 4,5) tem-se:

$$Dt = 15 \times 7,94$$

$$Dt = 120 \text{ mm}$$

Por questão de padronização, escolheu-se um diâmetro de:

$$Dt = 250 \text{ mm}$$

Tem-se ainda que calcular o comprimento do tambor. Seja d o diâmetro do cabo de aço que se vai enrolar, C o seu comprimento e Dt o diâmetro do tambor; se o enrolamento for simples e se o intervalo entre as ranhuras for s teremos:

$$p = d + s$$

$$L = n \times p$$

onde p = passo

n = número de voltas do cabo em torno do tambor

L = comprimento do tambor

Sendo $C = 11 \text{ m}$; $d = 7,94 \text{ mm}$; $Dt = 250 \text{ mm}$ e $s = 2 \text{ mm}$ tem-se:

$$n = 22 \text{ voltas}$$

$$p = 9,94 \text{ mm}$$

$$L = 22 \times 9,94 = 219 \text{ mm}$$

Considerou-se o comprimento do tambor como sendo:

$$L = 220 \text{ mm}$$

O desenho de fabricação do tambor está no anexo 1.

2.10) Suporte das Massas

O suporte das massas foi projetado de tal forma a obter o menor peso possível (para que não influencie o teste) e ao mesmo tempo uma rigidez suficiente para não fletir o suporte. Além disso foi considerado no projeto a facilidade de montagem e desmontagem das massas de teste.

O suporte constitui-se basicamente de duas placas cujas extremidades têm uma reentrância onde se encaixa as guias do martelo. Há ainda em cada placa quatro furos por onde passam roscas que têm a função de fixar, através de porcas, as massas entre essas duas placas.

O desenho das placas que constituem o suporte está esquematizado na figura 18:

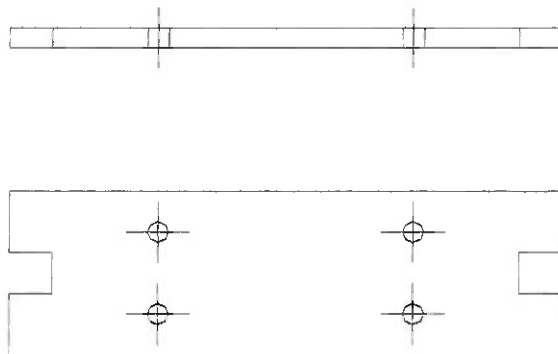


Figura 18 - Suporte da Massa

As dimensões da placa projetada, levando em conta as compatibilidades geométricas do martelo, são:

$$L = 350 \text{ mm (comprimento)}$$

$$b = 80 \text{ mm (largura)}$$

$$t = 10 \text{ mm (espessura)}$$

Sendo o material das placas aço comum (densidade = 7800 kg / m^3), então a massa de cada placa pode ser calculado da seguinte forma:

$$V = \text{volume da placa} = L \times b \times t$$

$$V = 350 \times 80 \times 10 = 0,000208 \text{ m}^3$$

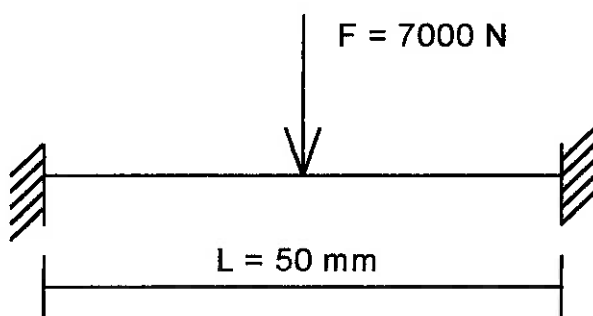
Então a massa de cada placa é dado por:

$$\text{Peso} = 7800 \times 0,000208$$

$$\text{Peso} = 1,6 \text{ kg}$$

Se forem ensaiadas massas de teste de baixo peso, a massa das placas vai influenciar na análise dos resultados. Para contornar esse problema, pode-se adotar um material mais leve para as placas (madeira, por exemplo).

Para projetar a barra de seção circular (que vai ser erguida pelo gancho) acoplada à placa superior do suporte da massa, utilizou-se o seguinte modelo representado a seguir:



Das tabelas de resistência dos materiais obtemos que o momento máximo que age na barra vale:

$$M = \frac{F \cdot L}{8} = 43,8 \text{ N.m}$$

$$M = 43,8 \text{ Nxm}$$

A força $F = 7000 \text{ N}$ já inclui um coeficiente de segurança de 3,5 (a máxima massa de impacto é de 200 kg).

A tensão máxima vale:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot \frac{d}{2}$$

Sendo I (momento de inércia da barra circular) igual a:

$$I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$$

obtém-se, considerando que o material da barra é aço ($\sigma_{\text{esc}} = 200 \text{ Mpa}$):

$$d = 13 \text{ mm}$$

Por questão de padronização, foi considerado um diâmetro da barra de:

$d = 12 \text{ mm}$

Para verificar a resistência das placas superior e inferior do suporte da massa tem-se:

Da resistência dos materiais, o momento máximo vale:

$$M = \frac{P \cdot L}{8}$$

Sendo $P = 7000 \text{ N}$ e $L = 0,150 \text{ m}$ (distância entre os furos da placa) tem-se:

$$M = 131,25 \text{ Nm}$$

A tensão vale:

$$\sigma = \frac{M}{I} \cdot \frac{h}{2}$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12}$$

Sendo $b = 0,08$ m (largura da placa) e $h = 0,01$ m (espessura da placa) obtém-se:

$$I = 0,67 \text{ cm}^4$$

$$\text{Então: } \sigma = 98,44 \text{ Mpa}$$

Como as placas são feitas de aço ($\sigma_{asc} = 200$ Mpa), as dimensões das placas estão coerentes. O desenho de fabricação do suporte da massa de impacto está no anexo 1.

2.11) Massa de impacto

As massas de impacto são chapas retangulares de aço comum com as seguintes dimensões:

$$L = 230 \text{ mm (comprimento)}$$

$$b = 110 \text{ mm (largura)}$$

$$t = 10 \text{ mm (espessura)}$$

Dessa forma garante-se que cada massa tenha 2 kg (considerando aço com densidade de 7800 kg / m^3). Com isso podem ser feitos ensaios com diversos pesos, bastando acrescentar quantas massas forem necessárias no suporte para atingir um determinado peso.

Por exemplo, se for feito um ensaio onde seja necessário 10 kg, basta fixar cinco massas de teste ao suporte de massas, e assim por diante.

2.12) Seleção do Motor Elétrico e do Redutor

Na fase de regime para o caso de translação vertical de levantamento de carga tem-se a seguinte equação da mecânica:

$$N_R = \frac{Q_T \times V}{75 \times \eta_t}$$

onde: N_R = potência de regime em CV

V = velocidade de regime em m/s

Q_T = carga total em kgf

η_t = rendimento total do sistema

Sendo $V = 0,2$ m/s ; $Q_T = 700$ kgf e $\eta_t = 0,6$ obtemos a seguinte potência para o motor elétrico:

$$N_R = 3,1 \text{ CV} = 2,2 \text{ kW}$$

A especificação do redutor levou em conta basicamente dois fatores: a rotação de saída e o torque de saída.

A rotação de saída é obtida através do seguinte cálculo:

$$V = 0,2 \text{ m/s}$$

$$D_t = 250 \text{ mm}$$

$$w = \frac{V}{\frac{D_t}{2}} = \frac{0,2}{\frac{0,25}{2}}$$

$$w = 1,6 \text{ rad / s} = 15,3 \text{ rpm}$$

O torque de saída é calculado da seguinte forma:

$$M = \frac{N_R}{w} = \frac{2.200}{1,6}$$

$$M = 1375 \text{ N x m}$$

Para simplificar este problema escolheu-se um motoredutor de engrenagens cônicas com freio, ou seja, um redutor acoplado à um motor, da marca SEW com as seguintes características:

- _ tipo: K77DZ100LS4;
- _ potência nominal do motor: 2,2 kW;
- _ fator de serviço: 1,10;
- _ redução (i): 113,56;
- _ frequência: 60 Hz;
- _ tensão: 220 / 380 V;
- _ rotação de saída do redutor: 15 rpm;
- _ momento de saída do redutor: 1403 N x m.
- _ massa: 75 kg.

2.13) Controle de Posicionamento da Massa

O funcionamento do martelo de impacto requer que a massa de teste possa ser suspensa a qualquer altura pré-determinada. A razão disso está no fato de cada teste exigir uma diferente energia de impacto, que é obtida através da variação da massa de teste e da sua altura de queda.

Foram feitas cotações no mercado para um sistema de controle de posicionamento. As empresas que apresentaram cotações foram:

WEG Automação Ltda;
SEW do Brasil Ltda.

Seguem abaixo as duas propostas:

a) WEG Automação Ltda;

Consiste basicamente do uso de um servomecanismo controlado por um CLP (Controlador Lógico Programável). Os componentes utilizados são:

a .1) Equipamentos

- Controlador Lógico Programável

Os CLP WEG linha TP caracterizam-se pelo seu tamanho compacto. Sendo, sobretudo, equipamentos idealizados para aplicações de pequeno e médio porte, em tarefas de intertravamento, temporização, contagem e operações matemáticas básicas, substituem com vantagens contadores auxiliares, temporizadores e contadores eletromecânicos, reduzindo o espaço necessário e facilitando significativamente as atividades de manutenção. Algumas características são:

- _ equipamentos compactos;
- _ fonte chaveada (110/220 V ca) incorporada na CPU;
- _ fonte de 24 Vcc/300mA para alimentação E/S incorporada;
- _ memória EEPROM para armazenamento do programa;
- _ contador rápido com 8 KHz e entradas diferenciais;
- _ relógio de tempo real com ano, mês, dia, hora, minuto e segundo;
- _ unidade de expansão analógica de 0 - 20 mA com 12 bits de resolução;
- _ programação LADDER via PC;
- _ possibilidade de interligação com supervisórios;
- _ software de programação e treinamento para elaboração do software aplicativo;
- _ equipamento certificado pela norma CE.

Para atender à aplicação do posicionamento do martelo, será utilizado o controlador programável modelo TP.01/14 HOS contendo:

- _ 8 entradas digitais em 24 Vcc;
- _ 6 saídas digitais a relé/2A
- _ 1 contador rápido de 8 KHz com uma entrada diferencial;
- _ módulo de memória EEPROM (referência PM01-E)

- Servoacionamento CA:

Consiste dos seguintes elementos:

- _ servomotor trifásico a ímã permanente de samário cobalto, sem escovas, torque nominal de 19 N.m, rotação nominal 2000 rpm, corrente nominal 15,1 A, potência nominal 2,9 KW, proteção IP 54, isolamento classe H e realimentação por resolver; (ref. SWA -71 19-20)
- _ servoconversor digital transistorizado com controle através de modulação por largura de pulso (PWM) vetorial para acionamento do servomotor do tipo corrente alternada “ brushless” em quatro quadrantes, função STOP e simulação de encoder, corrente nominal 24,0 A, corrente dinâmica (3s) 48,0 A, tensão de alimentação 220 V trifásico, para fixação em placa de montagem. (ref. SCA-04 24/48);
- _ módulo de frenagem (ref.RF-200);
- _ cabo de potência para interligação do servoconversor SCA ao servomotor SWA-71. Comprimento 6 m. (ref. CP4A-06);
- _ cabo blindado para realimentação do resolver (4 x 20 AWG+3P x 0,147mm²) isolados em PVC. Comprimento 6 m.

a .2) Ferramentas de Programação

- Ferramenta de programação do CLP

- _ software de programação do CLP modelo TP.01/TP.11 (ref.SWTP);
- _ cabo de programação para CLP modelo TP.01/TP.11 ou comunicação do CLP com microcomputador com sistema de supervisão UniSoft (ref. CABLE);

- Software editor para sistema de supervisão

Como ferramenta para o desenvolvimento do sistema de supervisão foi considerado o UniSoft Professional Edition - NT, com mínimos requisitos de hardware Pentium com 16 MB de RAM. Suas funções são:

- _ telas gráficas orientadas a objetos e telas gráficas com bitmaps;
- _ número de variáveis de aplicação sem restrições;
- _ base de dados com vetores de até 2047 posições;
- _ sistema de segurança;
- _ escalador de eventos;
- _ relatórios gráficos, em disco e editor de relatórios;
- _ gráficos de tendência on line e histórico;
- _ alarmes on line e histórico;
- _ módulo de receitas embutido;
- _ funções matemáticas padrões e customizadas;
- _ servidor e cliente DDE;
- _ suporte para rede: TCP/IP Client-server, NetDDE e IPX/SPX;
- _ interface ODBC e OPC;
- _ utilitários de apoio ao desenvolvimento;
- _ suporte à Internet - Intranet (active-X e servidores de dados);

_ driver de comunicação.

(ref. WIN-UNI75 ENG)

Os preços unitários dos componentes WEG descritos são:

_ hardware do CLP: R\$ 547,00;

_ servoacionamento CA: R\$ 4.123,00;

_ cabo de programação do CLP - modelo CABLE: R\$ 87,00;

_ editor do sistema de supervisão: R\$ 2.619,00;

_ desenvolvimento do software aplicativo (CLP + supervisão): R\$1.600,00.

b) SEW

O projeto da SEW consiste nos seguintes componentes:

- motoredutor de engrenagem cônica com freio modelo KA77DT90L4BMG com as seguintes especificações:

_ potência de saída: 1,5 kW;

_ rotação: 15 rpm;

_ fator de serviço: 1,64;

_ forma construtiva: H1;

_ quantidade de óleo: 2,1 litros;

_ diâmetro do eixo oco (saída): 50 mm;

_ redução: 113,56;

_ caixa de ligação: DEF;

_ tensão: 220/380 V;

_ frequência: 60 Hz;

_ proteção do motor: IP 55 ;

- _ momento de freio: 20 Nm;
- _ tensão do freio: 220 V;
- _ regime do motor: S1;
- _ folha de dimensão: 3902015P;

- encoder ES1T (1024 pulsos/volta, % VTTL) para ser acoplado ao redutor;

• conversor estático de frequência (MOVITRAC) tipo 31C015 233400 com as seguintes especificações:

- _ código do produto: 826.324-8;
- _ frequência de entrada: 50/60 Hz;
- _ tensão de entrada: 3 x 240 VCA;
- _ corrente de entrada: 7.3 A;
- _ frequência de saída mínima: 0.5 Hz;
- _ frequência de saída máxima: 400 Hz;
- _ tensão de saída: 3 x tensão da rede;
- _ corrente de saída: 7.3 A;
- _ proteção: IP 20;
- _ potência máxima recomendada do motor: 1,5 kW;

O conversor vem com interface serial RS-485 UST11A (cod.8221936) com placa IPOS FPI31C (cod.8223041) e com placa de funções de entrada e saída FIO31C (cod. 8224196).

Os preços dos componentes SEW são:

- _ motoredutor de engrenagem cônica com freio: R\$ 5.986,47;
- _ conversor estático de frequência: R\$ 1.680,00.

Por motivos financeiros do Laboratório de Impacto, as propostas da WEG e da SEW foram consideradas como tendo uma relação custo benefício ruim, apesar de atenderem às especificações do sistema de posicionamento do martelo.

Portanto, decidiu-se projetar um sistema mais simplificado, apesar de não estar com os componentes totalmente especificados, que está descrito a seguir:

No projeto do martelo, a altura de queda é pré-determinada via computador. Digita-se um valor neste último e então a massa é suspensa na altura desejada. Para que isso seja possível foi projetado um sistema que contém os seguintes elementos:

- _ um computador;
- _ software de controle;
- _ bobina;
- _ parafuso de material ferro-magnético;
- _ motoredutor;
- _ placa de aquisição de sinais.

Esse sistema funciona da seguinte forma: o parafuso de material ferro-magnético é posicionado no eixo do motor e a bobina é colocada próxima do parafuso; assim, enquanto o motor está girando, cada vez que o parafuso se aproxima da bobina é induzido um sinal (corrente) que é lido pela placa de aquisição e enviado para o computador.

Dessa forma é possível contar o número de voltas do motor e, através do software de controle, comparar com um valor pré-estabelecido de número de voltas que corresponderia à altura de suspensão da carga desejada.

Quando os valores do número de voltas coincidirem, o computador envia um sinal que corta a corrente de alimentação do motoredutor e ao mesmo tempo aciona o freio do mesmo, fazendo com que este último pare de funcionar. Um esquema simplificado do sistema está representado na figura 19:

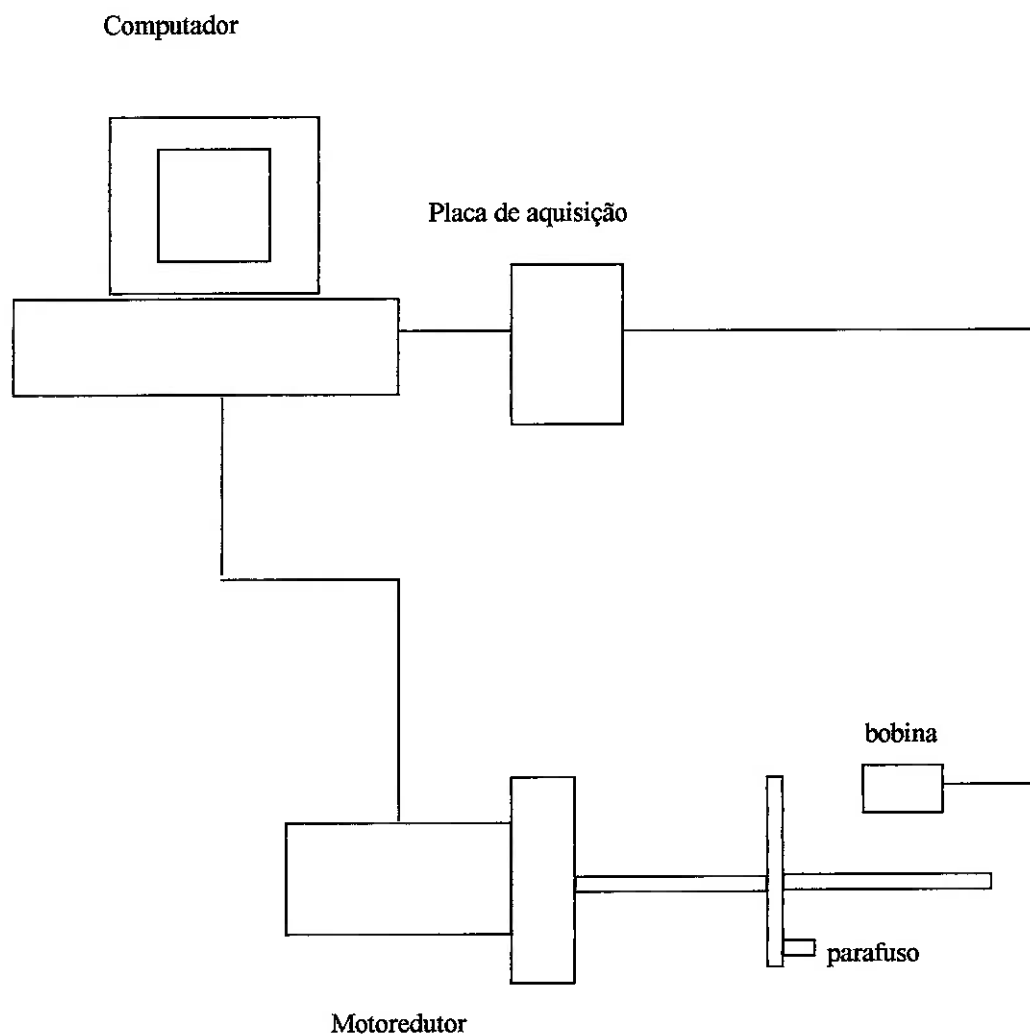


Figura 19 - Sistema de Posicionamento da Massa

2.14) Funcionamento do Martelo de Queda Livre

Por questões de segurança e facilidade de realização dos testes, projetou-se um sistema de operação do martelo que é composto pelos seguintes componentes:

- _ motoredutor;
- _ gancho;

- _ alarme;
- _ switch do portão;
- _ chave geral;
- _ contador de voltas;
- _ software de controle;
- _ botão de acionamento do solenóide;
- _ botão de acionamento do motoredutor.

Esse sistema funciona da seguinte maneira: para iniciar o funcionamento do martelo, a chave geral deve ser ligada, caso contrário, nenhum dos outros elementos do sistema funcionará. Em seguida, existem dois subsistemas que funcionam em paralelo, que são o acionamento do motoredutor e do solenóide do gancho.

O motoredutor entra em funcionamento quando ocorre um dos seguintes comandos: o computador manda um sinal liberando corrente para o motoredutor ou então quando ativa-se o botão de acionamento do motoredutor. Este último possui uma chave de duas posições que permite o motoredutor girar tanto no sentido anti-horário como no sentido horário.

Para o solenóide operar, primeiro deve-se fechar o portão da sala de controle do laboratório, o que aciona o switch e libera corrente para a linha. Feito isso, ativa-se o botão de acionamento do solenóide permitindo a abertura deste último. O botão do solenóide possui uma chave extra que deve ser acionada juntamente com o botão por questão de segurança.

É importante lembrar que quando o portão da sala é fechado, e, portanto, quando o teste do martelo de impacto estiver prestes a ser iniciado, o alarme de emergência (luz) é acionada para indicar que está ocorrendo um ensaio no laboratório. O esquema elétrico do sistema de funcionamento do martelo está representado na figura 20:

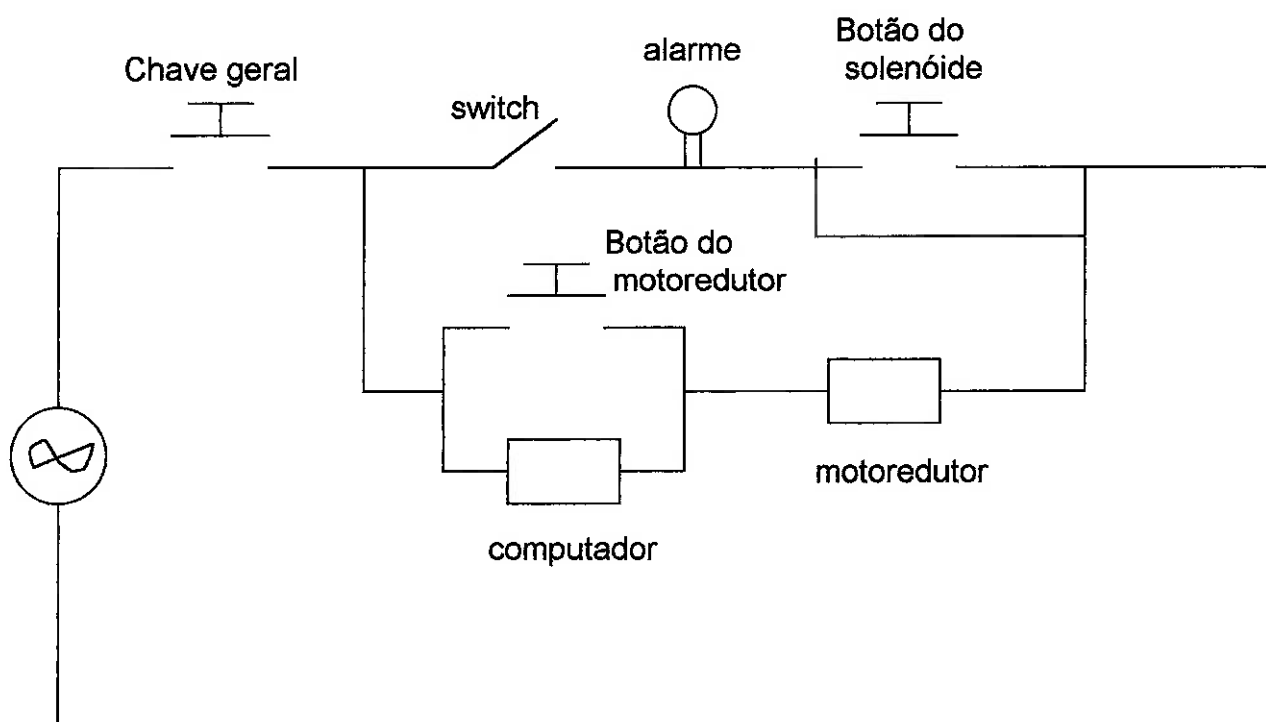


Figura 20 - Esquema elétrico do funcionamento do martelo

PARTE 3

CONCLUSÃO

O martelo de queda livre está em fase de construção. Por exemplo, a placa de concreto da bigorna já está pronta, assim como o gancho. Os perfis e as guias foram adquiridos e estão sendo cortados para montagem.

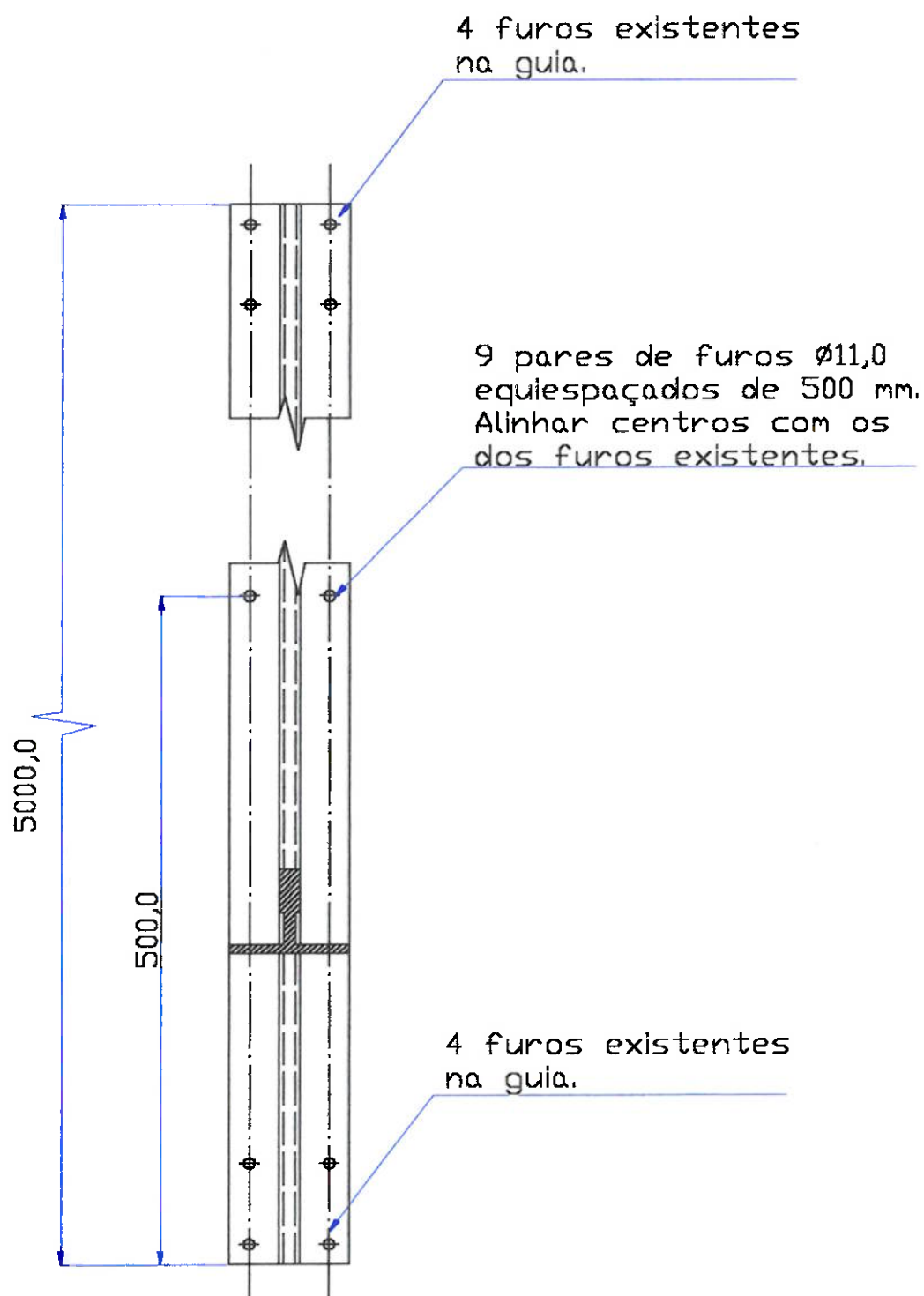
Embora tenha sido observado no projeto o superdimensionamento dos componentes em função da dificuldade de avaliação teórica dos esforços que agem na estrutura do martelo, faz-se indispensável a realização de testes iniciais com a finalidade de assegurar que a estrutura se comporte de acordo com o que era esperado. É importante observar que tais testes sejam realizados envolvendo primeiramente massas de impacto e alturas pequenas, ou seja, baixas energias. A partir disso, as energias envolvidas devem ser aumentadas gradativamente. Especial atenção deve ser dada aos parafusos de união entre as vigas de sustentação das guias e o quadro que as sustenta, já que eles suportarão a carga dinâmica decorrente do impacto da massa sobre as guias e vigas.

Uma sugestão para o desenvolvimento do Laboratório de Impacto seria a divulgação de suas atividades e projetos para os alunos que estão cursando a disciplina PMC-475 (Metodologia de Projeto). Isso permitiria o surgimento de novas idéias na concepção ou aprimoramento das máquinas que o laboratório tenha ou venha a ter. Dessa forma, seria possível que os alunos, ao se matricularem na disciplina PMC-580 e PMC-581 na área de impacto, já tivessem um conhecimento maior das atividades que o laboratório se propõe realizar, e com isso elevando ainda mais a qualidade dos projetos e, conseqüentemente, do Laboratório de Impacto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

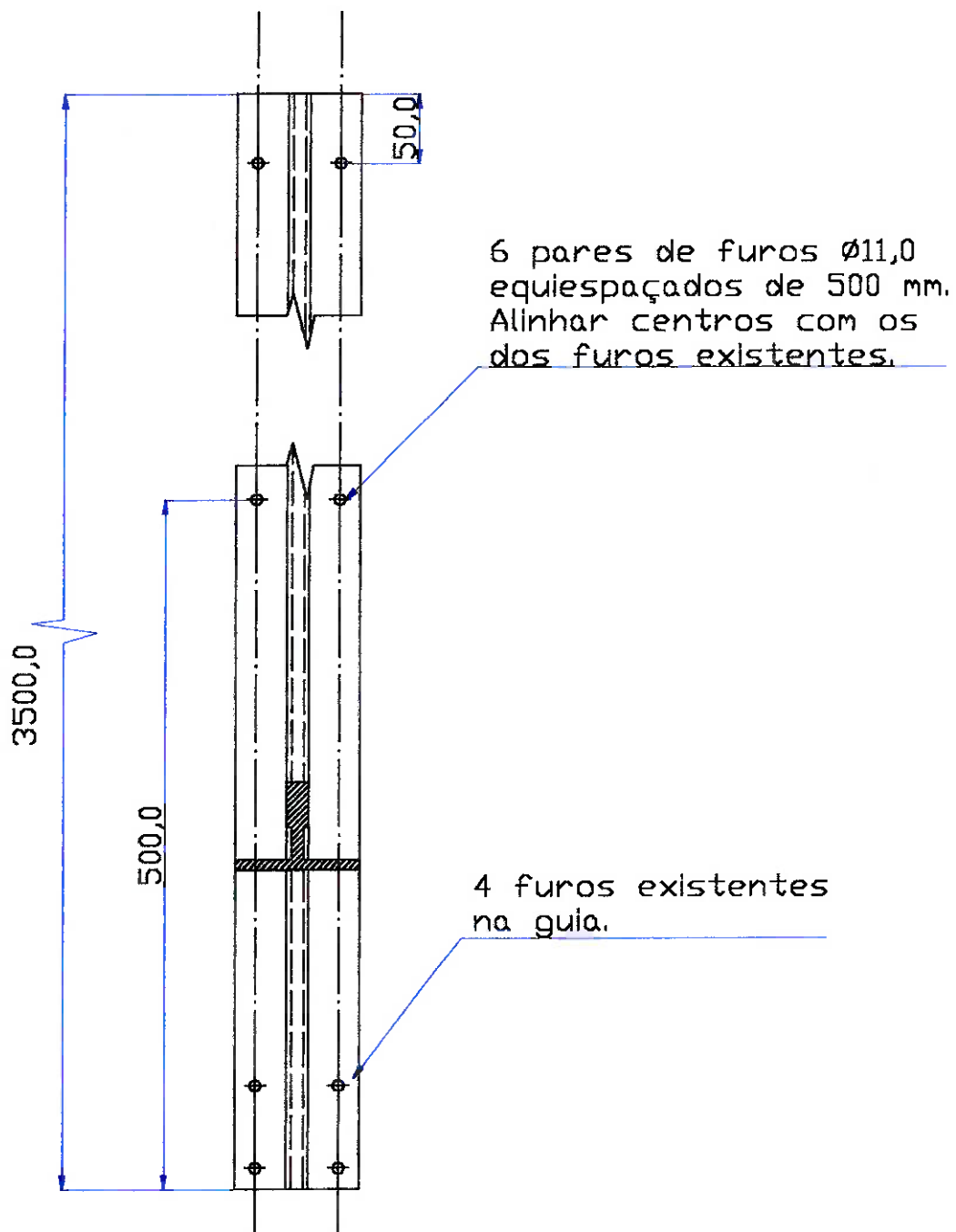
- 1) Assaf, Bruno Luiz - *Projeto de um Martelo de Queda Livre para Impacto Estrutural*. Universidade de São Paulo - Escola Politécnica - 1997.
- 2) Beer, Ferdinand P. e Johnston, E. Russell Jr. - *Resistência dos Materiais*. Editora McGraw Hill do Brasil, 1982.
- 3) Brasil, Haroldo V. - *Máquinas de Levantamento*. Editora Guanabara S/A - 1988.
- 4) Jones, Norman e Reid, S. R. - *Impact Engineering*. Editora Pergamon.
- 5) Jones, Norman e Wierzbicki, Tomasz - *Structural Crashworthiness*. Editora Butterworths.
- 6) Juvinall, Robert C. e Marshek, Kurt M. - *Fundamentals of Machine Component Design*. Editora John Wiley & Sons - 1991.
- 7) Murray, Noel - *When It Comes To The Crunch*. Editora World Scientific.
- 8) Pfeil, Walter e Pfeil, Michele - *Estruturas de Aço - Dimensionamento prático*. Editora Livros Técnicos e Científicos S/A - 1994.

ANEXO 1 - DESENHOS DE CONJUNTO E FABRICAÇÃO



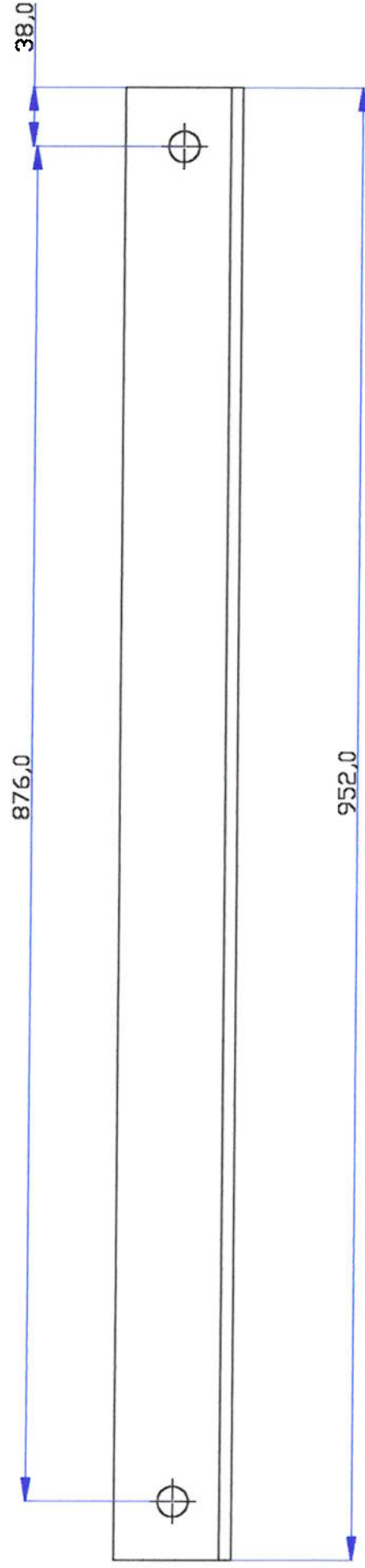
tolerância geral 1,0 mm
material: guia 16 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 2
medidas em MM	pos. 5	GUIA - 5m	Des. fabr. Nº 5
1 : 5	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



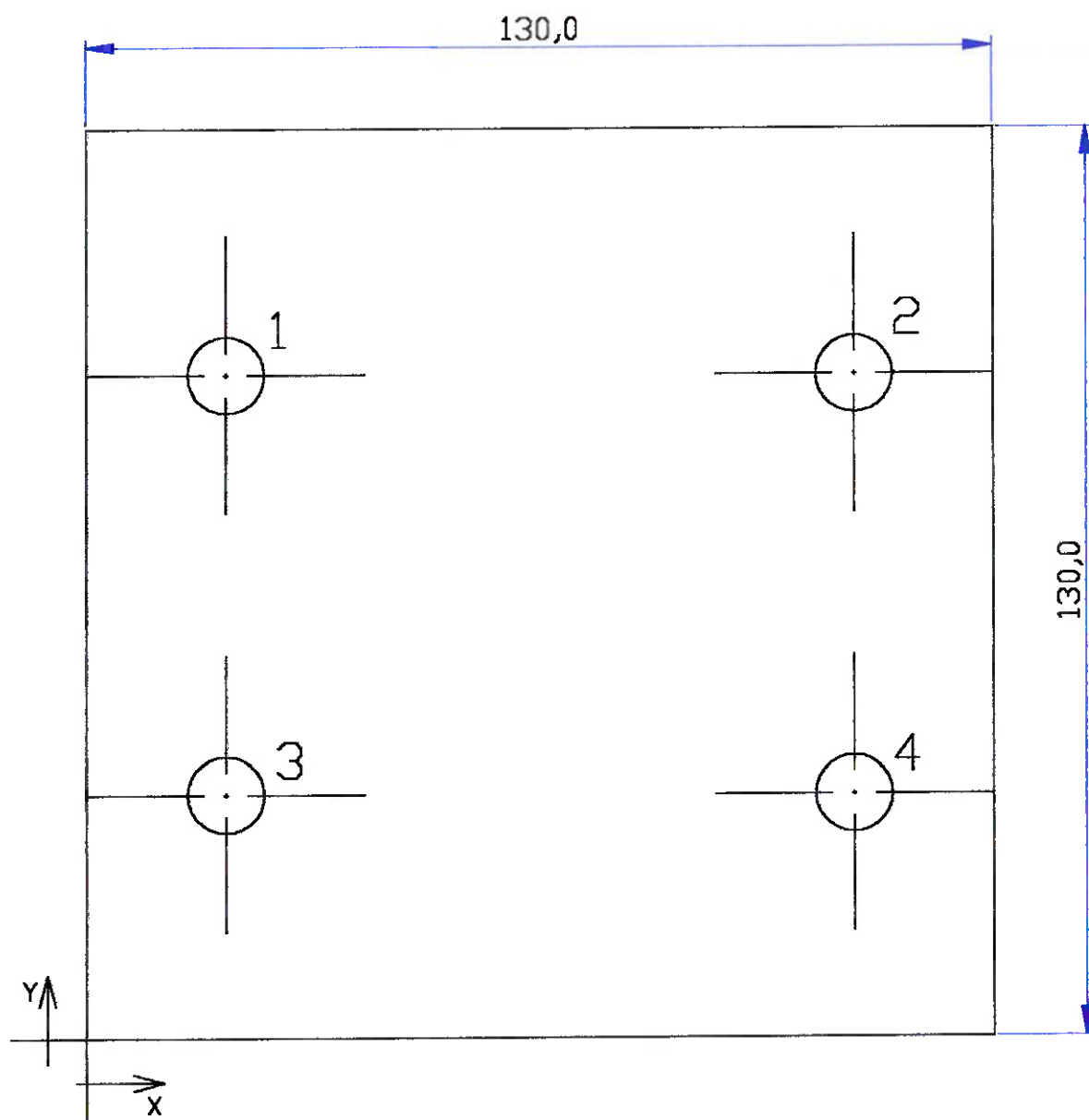
material: guia 16 mm
tolerância geral 1,0 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 2
medidas em MM	pos. 6	GUIA - 3,5 m	Des. fabr. Nº 6
1 : 5	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



material: cantoneira abas iguais 3" (76 mm) x 9,1 kg/m
 (espessura 5/16")
 tolerância geral 1,0 mm

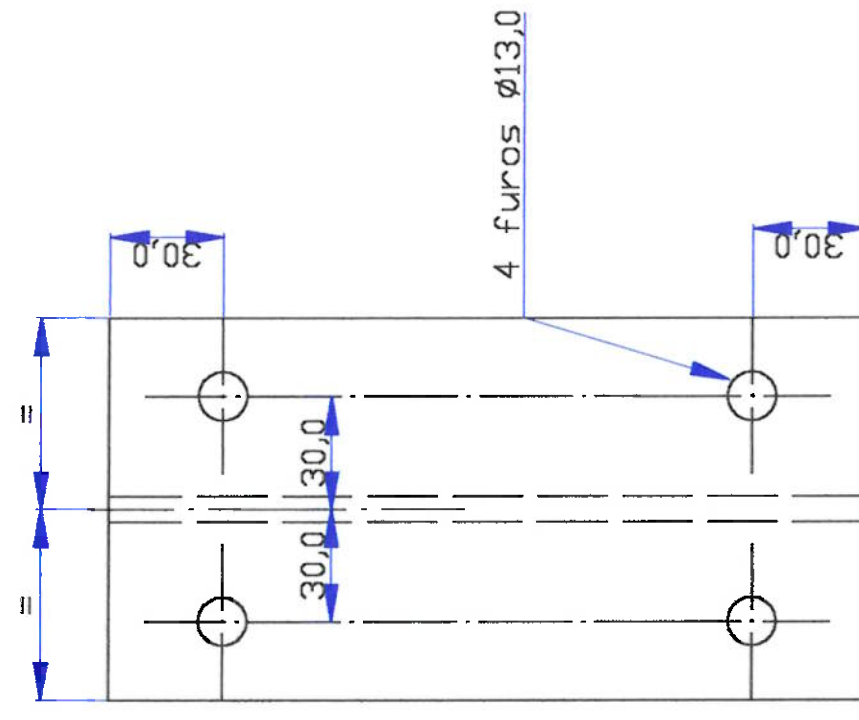
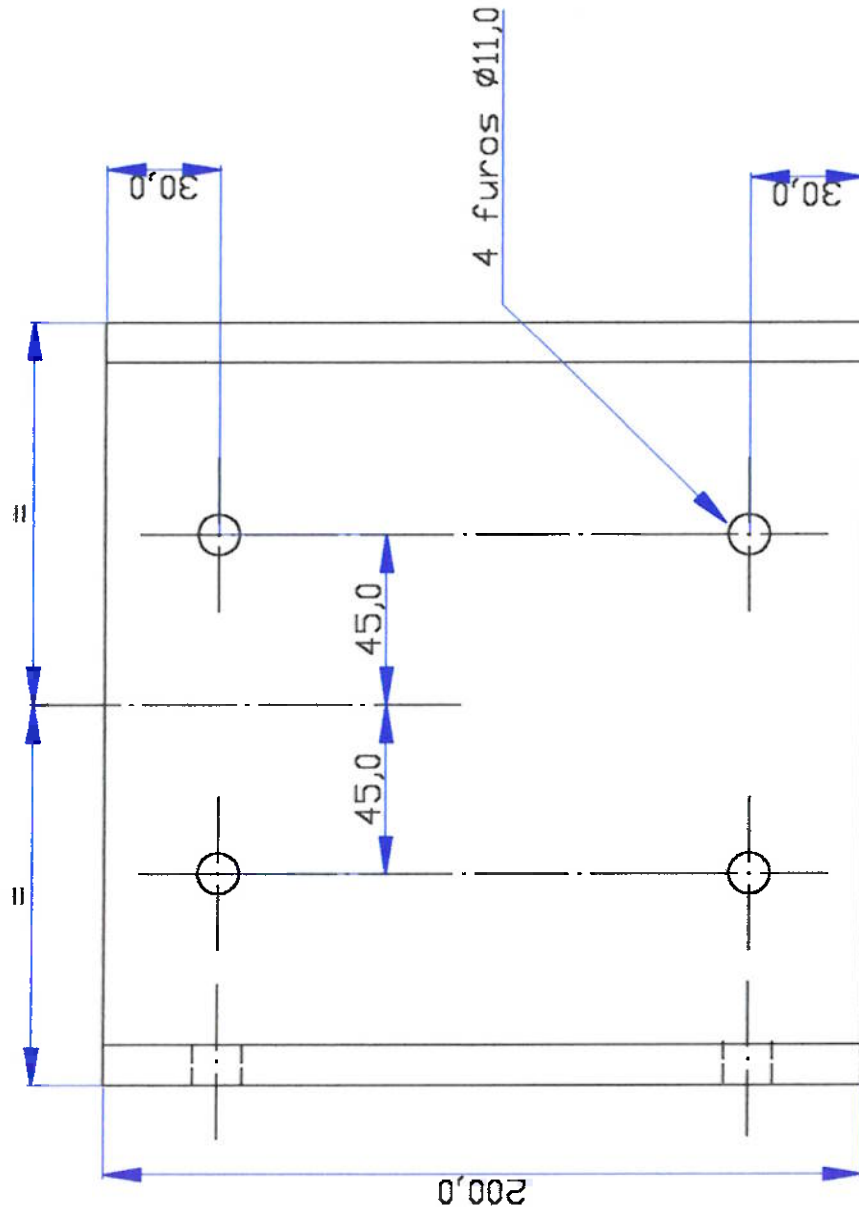
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 6
medidas em MM	pos. 7	BARRA TRANSVERSAL	Des. fabr. Nº 7
1 : 4	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marçílio Alves



	1	2	3	4
X	20	110	20	110
Y	95	95	35	35
Ø	11	11	11	11

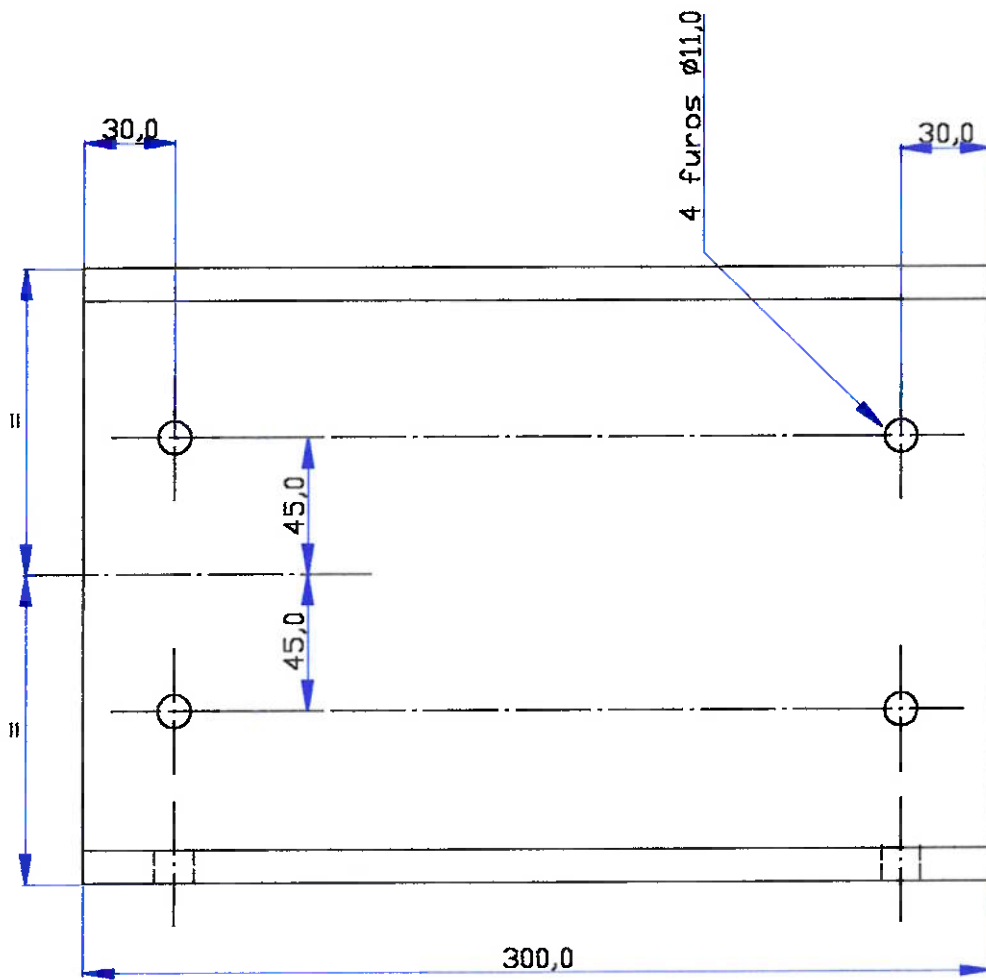
material: ABNT 1020
 tolerância geral 0,5 mm
 espessura da chapa: 3 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 4
medidas em MM	pos. 8	PLACA DE FIXAÇÃO	Des. fabr. Nº 8
1 : 1	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



material: I 8" (203,2 mm) x 27,3 kg/m
 (espessura da alma: 0,27" = 6,86 mm)
 tolerância geral 0,5 mm

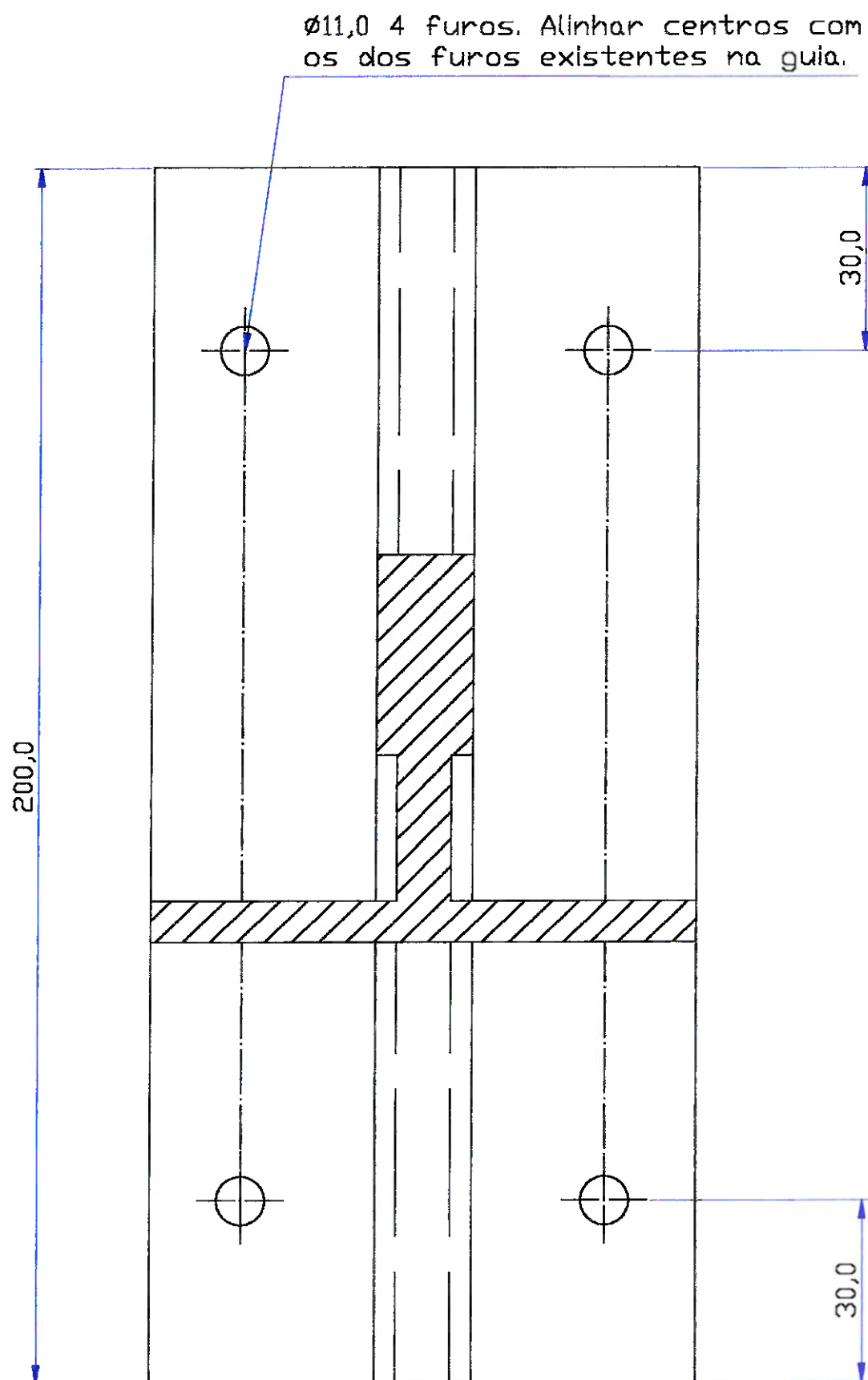
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	quantidade: 4
medidas em MM	pos. 9	Des. fabr. Nº 9
1 : 2	VIGA I 20 cm	
	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marçílio Alves



4 furos $\varnothing 13,0$. Alinhar centros com os dos furos existentes na guala.

material: I 8" (203,2 mm) x 27,3 kg/m
 (espessura da alma 0,27" = 6,86 mm)
 tolerância geral 0,5 mm

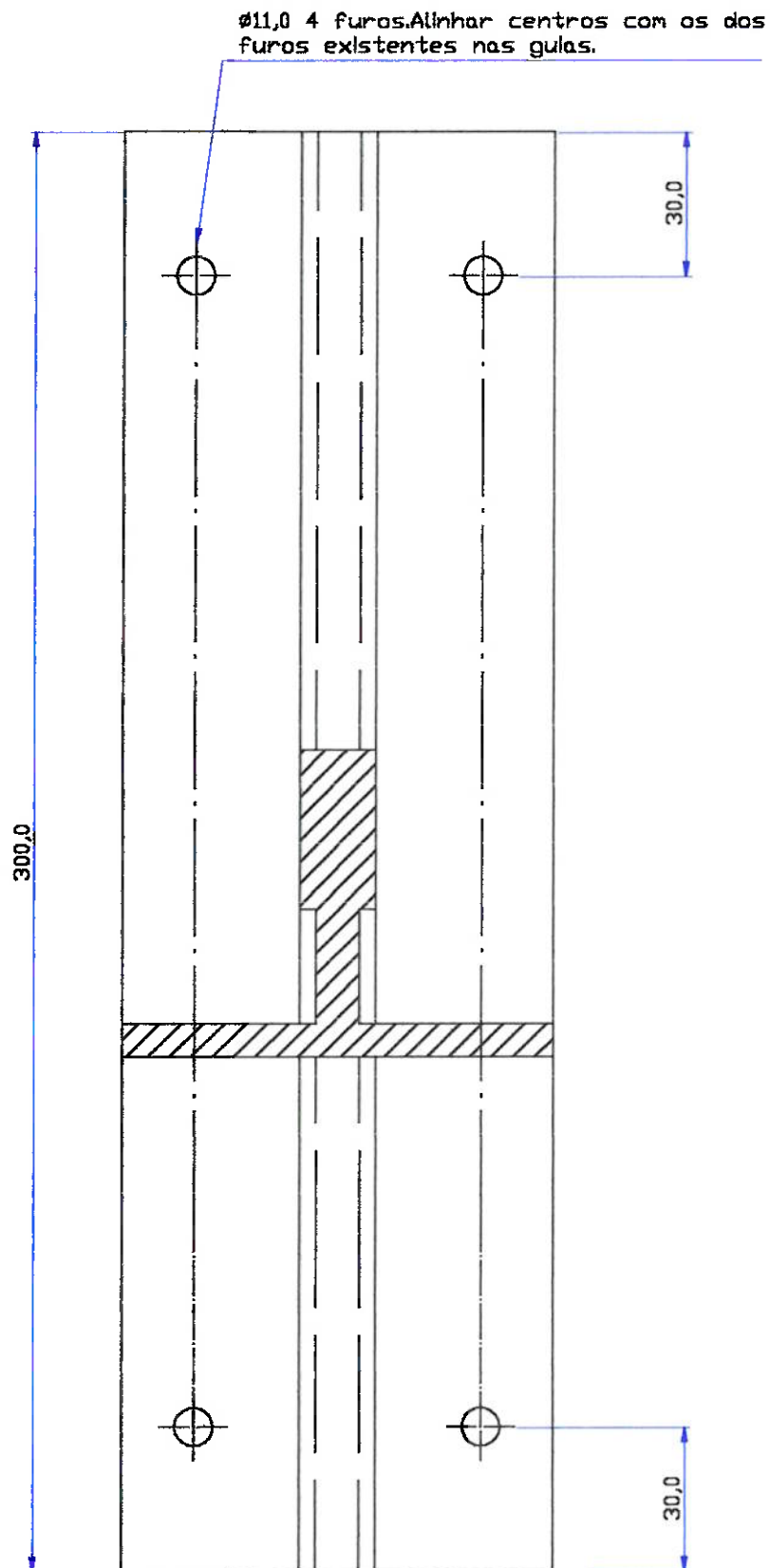
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	quantidade: 2
medidas em MM	pos. 10	Des. fabr. Nº 10
1 : 2,5	VIGA I 30 cm	
	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marcílio Alves



guia 16 mm

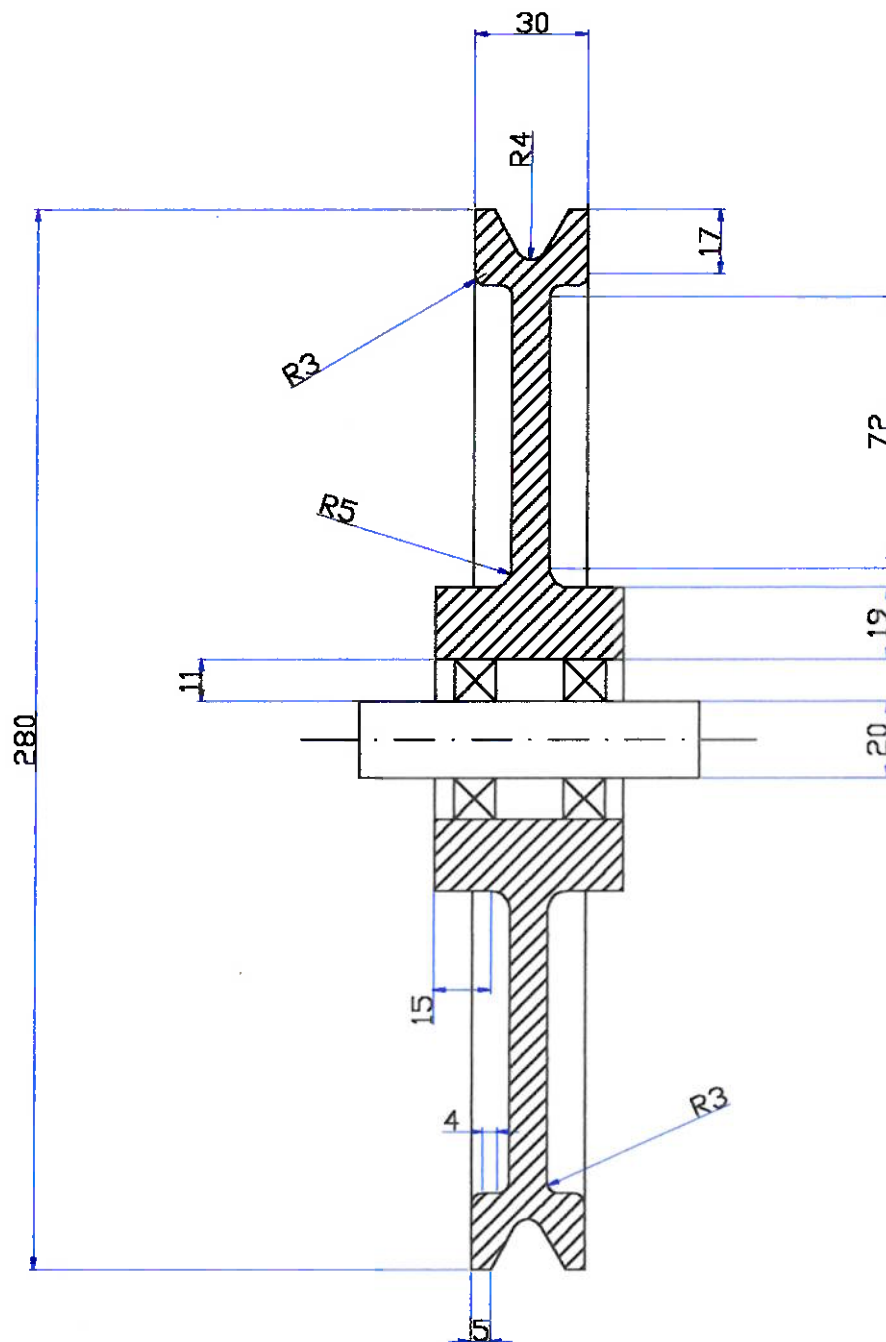
tolerância geral 0,5 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 4
medidas em MM	pos. 11	GUIA 20 cm	Des. fabr. Nº 11
1 : 1	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



material: guia 16 mm
 tolerância geral 0,5 mm

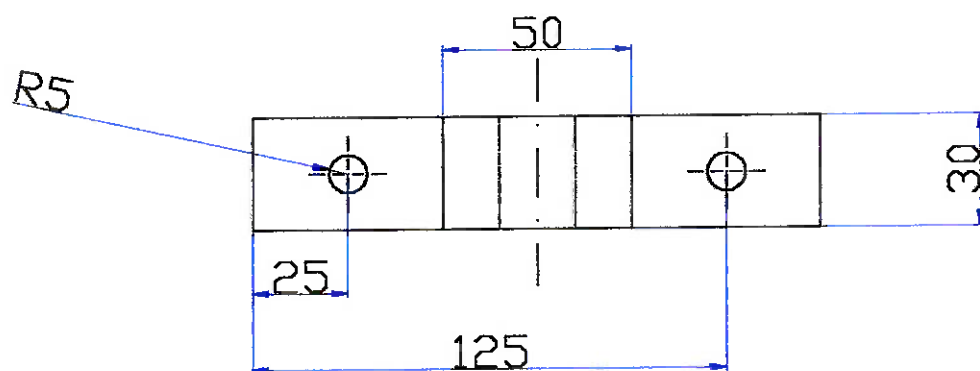
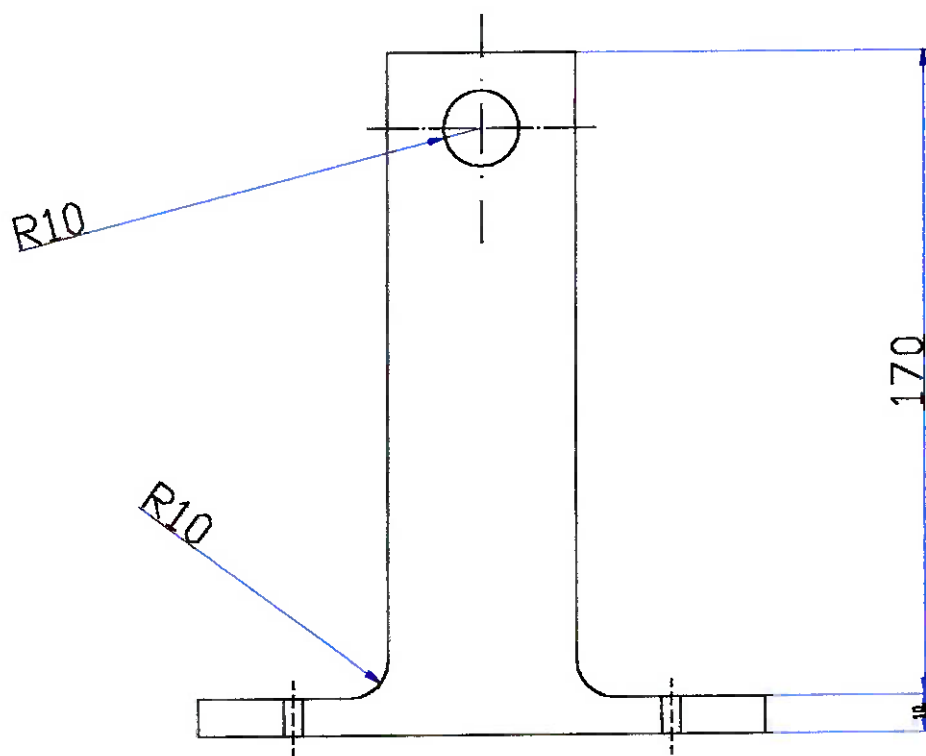
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 2
medidas em MM	pos. 12	GUIA 30 cm	Des. fabr. Nº 12
1 : 1,5	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



material: fofo

tolerância geral: 1 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 1
medidas em	pos.	POLIA	Des. fabr. Nº13
1 : 2	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves

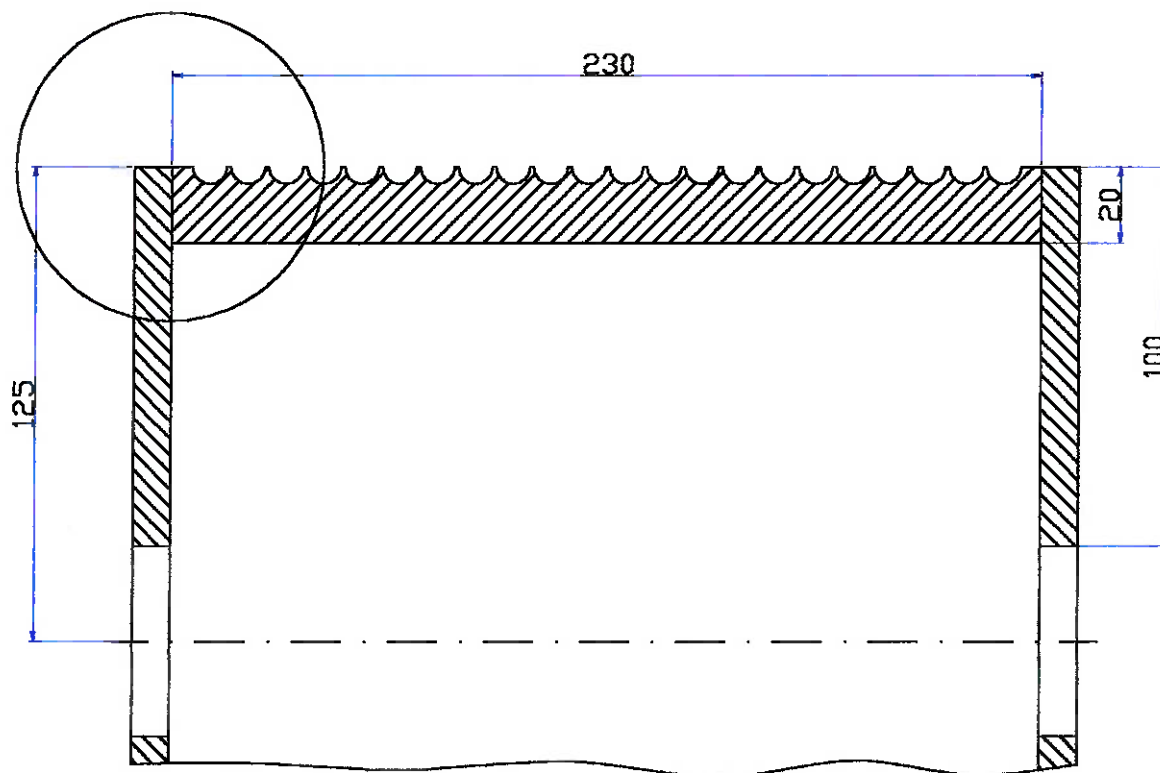


material: aço 1050

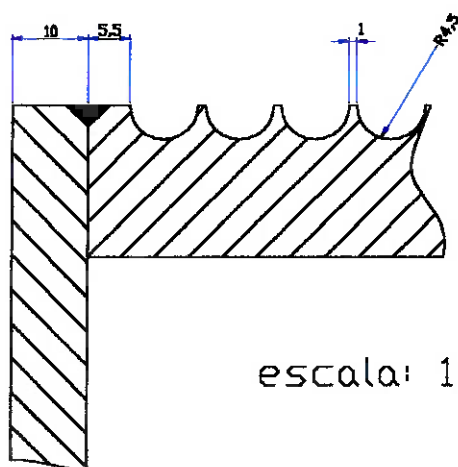
tolerância geral: 1,0 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 2
medidas em	pos. --	SUPORTE DA POLIA	Des. fabr. Nº14
1 : 2	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves

Detalhe 1



Detalhe 1

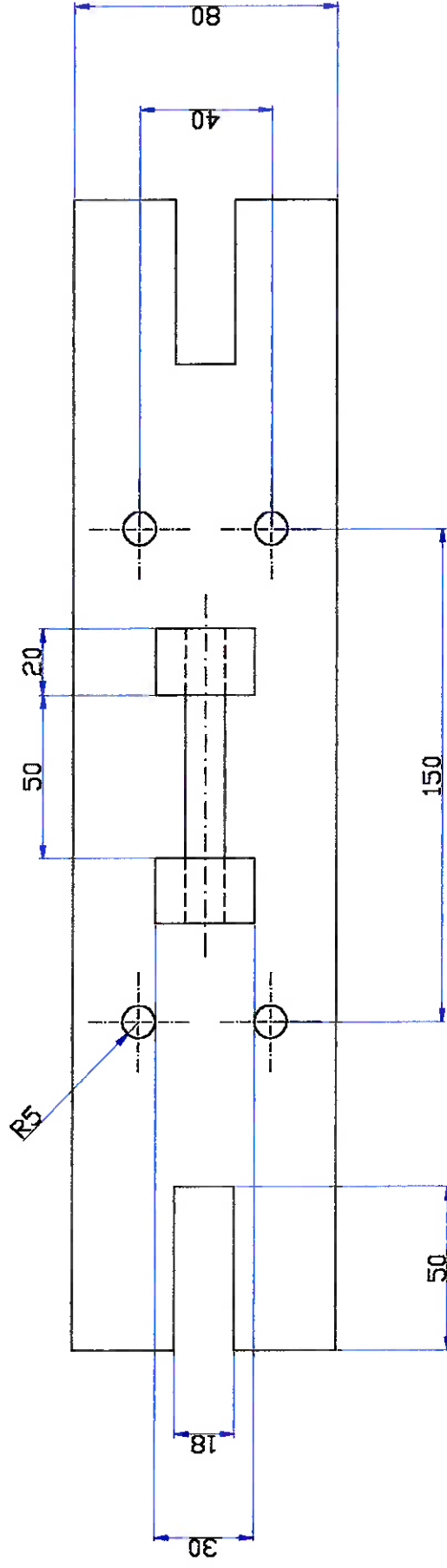
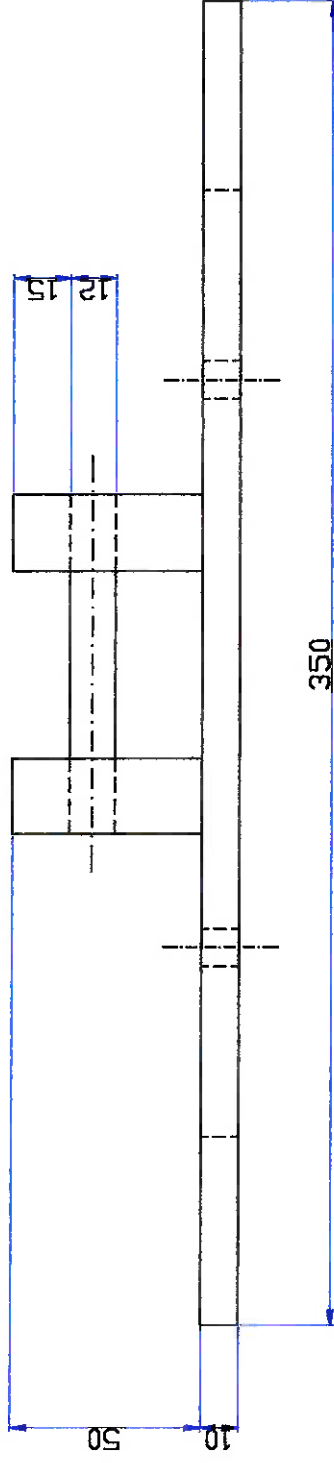


escala: 1:1

material: fofo

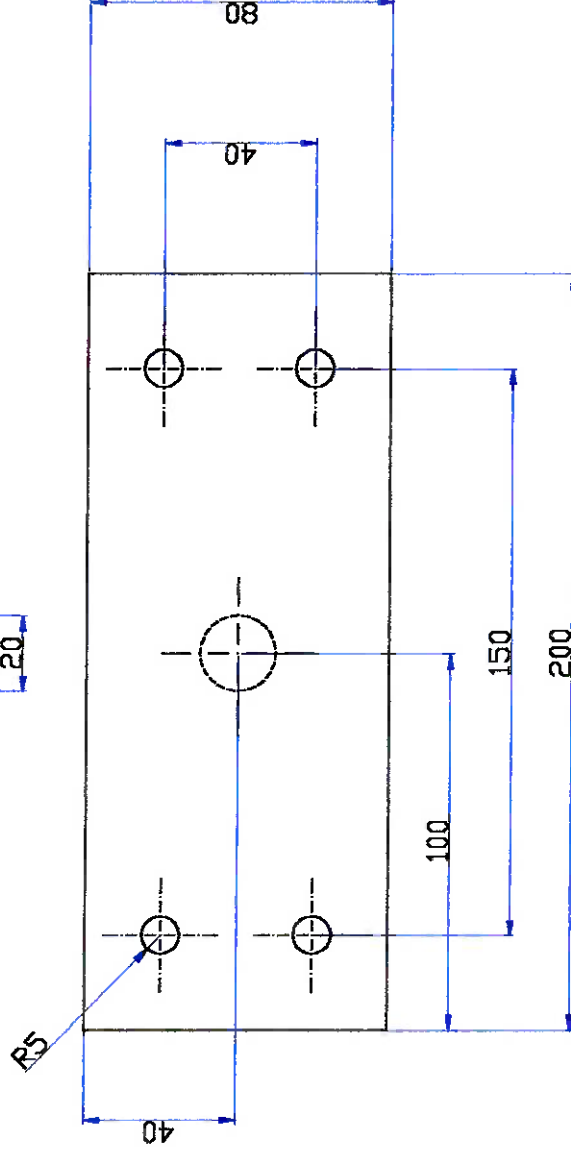
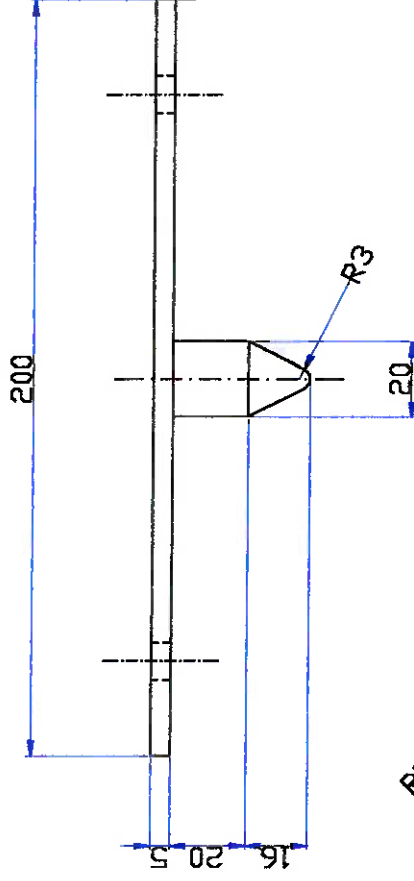
tolerância geral: 1 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 1
medidas em	pos.	TAMBOR	Des. fabr. Nº15
1 : 2	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves



material: aço 1050
tolerância geral: 0,5 mm

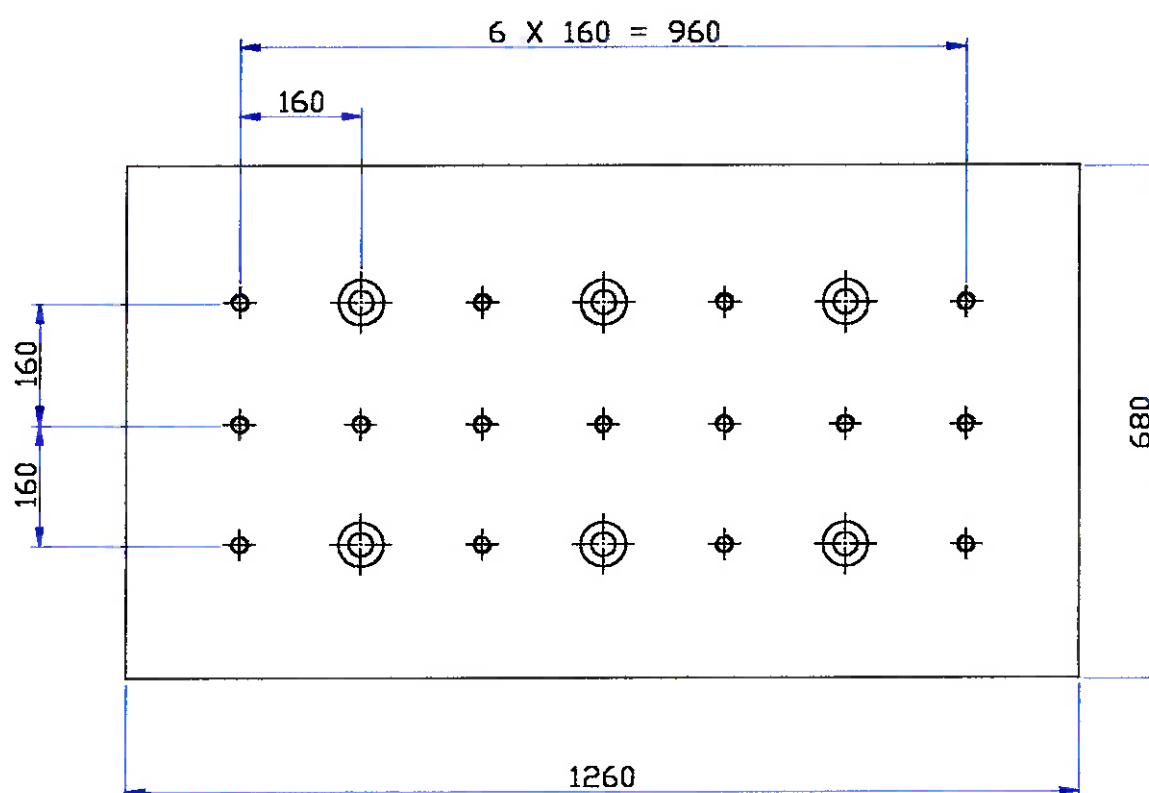
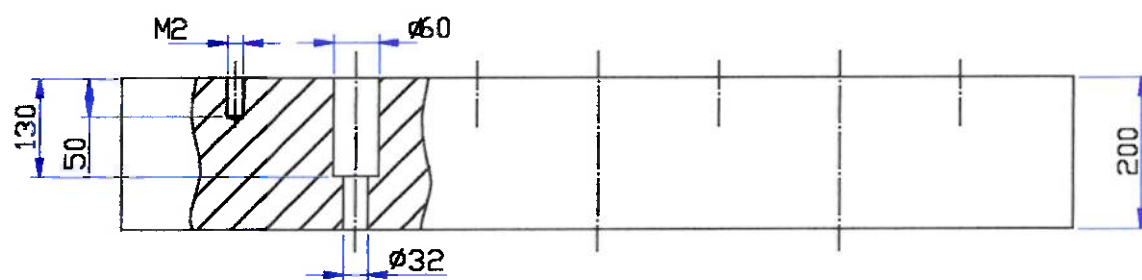
EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica		Lab. de Impacto	
PMC - 581	Martelo de queda livre		quantidade: 1	
medidas em MM	pos.	SUORTE SUPERIOR DA MASSA	Des. fabr. Nº16	
1 : 2	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa		Prof. Marcílio Alves	



material: aço 1050

tolerância geral: 0,5 mm

EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	quantidade: 1
medidas em MM	pos. IDENTADOR	Des. fabr. Nº18
1 : 2	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marçílio Alves



EPUSP	Depto. de Engenharia Mecânica	Lab. de Impacto
PMC - 581	Martelo de queda livre	quantidade: 1
medidas em MM	pos. --- PLACA SUPERIOR	Des. fabr. Nº 19
1 : 100	Carlos Eduardo M. do Nascimento Maurício T. Morikawa	Prof. Marcílio Alves

ANEXO 2 - DESENHO DE CONJUNTO DO GANCHO