



Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto Mecânico

Aperfeiçoamento de uma Máquina de Ensaio por Impacto

Professor Orientador: Deniol K. Tanaka

Professor Coordenador: Edson Gomes

*Aprovado
admitido
B. J. G.*

Alunos: Anderson de Oliveira Fernandes N° USP 2918280
Ricardo A. dos Santos Fernandes N° USP 2821132

Índice

<u>INTRODUÇÃO.....</u>	4
<u>ESTUDO DA VIABILIDADE.....</u>	5
ESTABELECIMENTO DA NECESSIDADE	5
ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS.....	6
ASPECTOS CONSTRUTIVOS	6
ASPECTOS OPERACIONAIS	7
ASPECTOS FUNCIONAIS	8
SÍNTSEDE SOLUÇÕES.....	9
ENTRADA E SAÍDA.....	9
ENTRADAS DESEJADAS	10
SAÍDAS DESEJADAS.....	10
ENTRADAS INDESEJADAS	11
SAÍDAS INDESEJADAS.....	11
MATRIZ.....	12
TABELA 1: MATRIZ DE OPÇÕES.....	12
ACIONAMENTO	12
TRANSMISSÃO.....	12
MECANISMO DE ELEVAÇÃO	13
SISTEMA DE FIXAÇÃO DO CORPO DE PROVA	14
MATRIZ DE SOLUÇÕES	15
EXEQUIBILIDADE FÍSICA	15
ESTRUTURA DA MÁQUINA.....	16
ACIONAMENTO	16
SISTEMA DE TRANSMISSÃO	16
MECANISMO DE ELEVAÇÃO: CAMO-SEGUIDOR.....	16
SISTEMA DE FIXAÇÃO DO CORPO DE PROVA.....	17
<u>DISCUSSÃO E CONCLUSÃO</u>	18

<u>PROJETO BÁSICO</u>	19
A ESCOLHA DA MELHOR OPÇÃO	19
ESTUDO E PROJETO DO MECANISMO CAMO-SEGUIDOR.....	20
TIPOS DE MOVIMENTO DO SEGUIDOR	20
COMPARAÇÃO ENTRE OS TIPOS DE MOVIMENTOS.....	25
FABRICAÇÃO DE CAMOS	28
PROJETO DE UM CAMO – SEGUIDOR DE ROLETE	29
GERAÇÃO DAS COORDENADAS DO CAMO E PROGRAMAÇÃO DA FRESCADORA (CNC)	30
BALANCEAMENTO DO CAMO.....	32
<u>CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES</u>	33
BIBLIOGRAFIA.....	34
<u>ANEXOS</u>	35

INTRODUÇÃO

Este trabalho de formatura está sendo desenvolvido com o tema projeto de um mecanismo camo seguidor, sob a orientação do professor Deniol K. Tanaka e co-orientação dos professores Tarcísio H. Coelho e Sérgio Rabelo, afim de atender as disciplinas Projeto Mecânico I e II (PMC-580 e PMC-581, respectivamente).

O objetivo geral do trabalho é o estudo de novas soluções ou o aprimoramento do mecanismo de elevação de uma carga utilizada no ensaio de fadiga de impacto. Esta máquina foi projetada e construída por uma equipe técnica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas – SP. Na primeira etapa será feito um estudo de viabilidade do projeto, analisando-se assim, a necessidade de realização do trabalho, elaborando-se os requisitos necessários. Parte-se, então, para a busca de soluções viáveis técnica, econômica e financeiramente.

Na segunda etapa será apresentado o projeto básico da melhor solução escolhida. Busca-se a otimização do dispositivo, através de uma formulação matemática para o traçado do mecanismo.

ESTUDO DA VIABILIDADE

A fase inicial de qualquer projeto é um estudo preliminar que visa determinar sua viabilidade. A partir de uma análise de necessidades, chega-se a possíveis soluções, determinando-se quais as realmente viáveis. Os itens a seguir representam esta fase.

Estabelecimento da Necessidade

O desenvolvimento deste dispositivo possibilita o estudo da influência do teor de carbono no aço sobre a ação de uma carga de impacto. Este estudo pode ser desenvolvido através da elaboração de curvas de resistência à fadiga de impacto.

Esta máquina deve ser desenvolvida com base em um artigo publicado na revista WEAR , vol. 138, junho de 1990 intitulado "*A study of high chromium cast iron on abrasion resistance and impact fatigue resistance*", por X. H. FAN, L. HE e Q. D. ZHOU. Este artigo trata de uma série de ensaios com diferentes corpos de prova, contendo diferentes teores de carbono. A máquina projetada visa produzir de forma mais fiel possível os ensaios em questão. A seguir será descrito o ensaio bem como as especificações da máquina:

Uma massa deve ser elevada a uma certa altura definida pelo ensaio e cair sobre um punção que baterá em um marcador na superfície superior do corpo de prova. Este processo será repetido até que se inicie uma trinca na superfície do mesmo. Como é bastante difícil a detecção da primeira trinca do corpo de prova com a máquina em funcionamento, o ensaio é interrompido periodicamente para análise deste corpo. Sabe-se então a faixa de ciclos onde ocorreu a trinca.

Existe também um outro trabalho em desenvolvimento que possibilitará a detecção do início da trinca, através de uma instrumentação adequada (ultra-som, por exemplo), que não fará parte deste estudo.

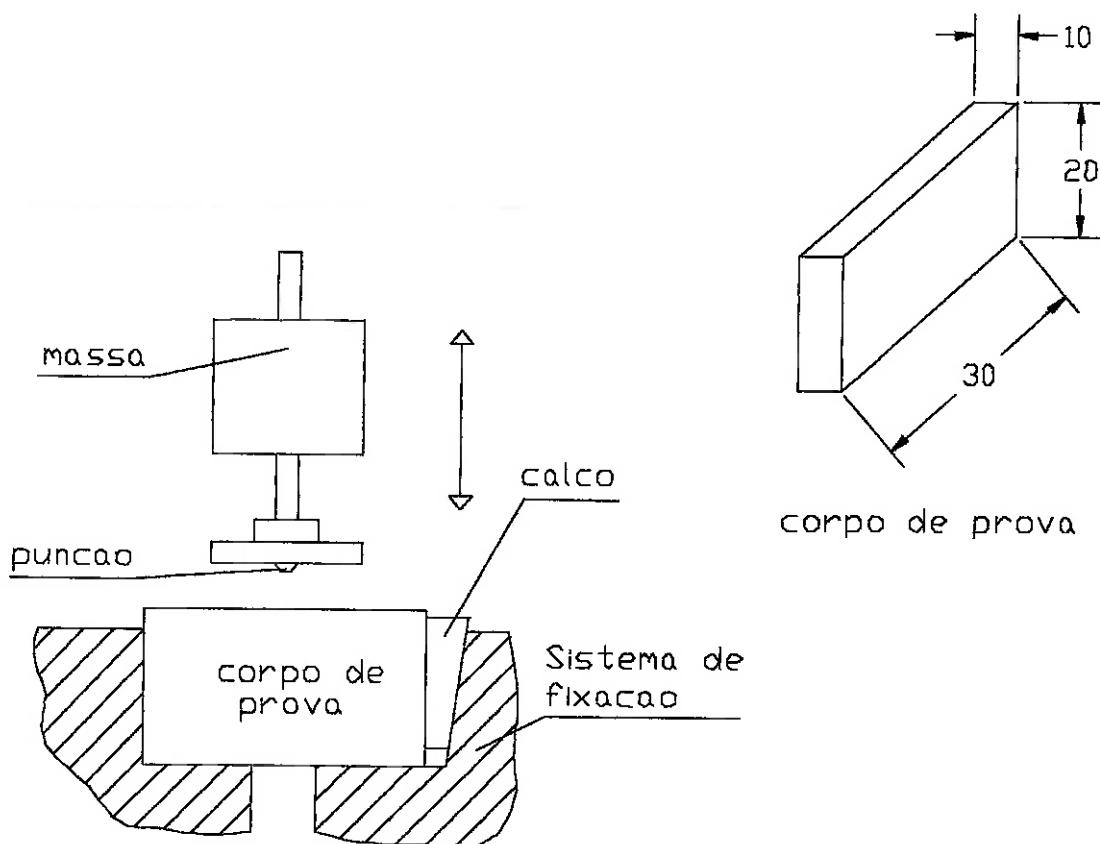


Figura 1: Esquema do ensaio

Especificações Técnicas

Para satisfazer as necessidades anteriormente expostas, o dispositivo de ensaio deverá atender determinados aspectos construtivos, operacionais e funcionais.

Aspectos Construtivos

A máquina deve ser desenvolvida de forma a atender os seguintes requisitos:

- Peso máximo: 200 kgf

Este peso facilita o seu transporte dentro de um laboratório.

- **Dimensões máximas da máquina:**

largura:	1000 mm
comprimento:	1500 mm
altura:	1000 mm

Estas dimensões evitam problemas com espaço disponível e mobilidade.

- **Padronização dos ensaios**

dimensões do corpo de prova: 10mm X 20mm X 30mm.

peso da massa cadente: 145N

deslocamento da massa cadente: 64mm;

marcador esférico: 10mm de diâmetro;

material do marcador: aço com uma dureza de 63HRC.

Aspectos Operacionais

Devem ser previstos os seguintes itens, do ponto de vista operacional:

- **Facilidade de Transporte**

A máquina não deve impor dificuldades de transporte no laboratório.

- **Instalação**

O mecanismo deve ser fixo ao piso por meio de chumbadores para evitar movimentos indesejados que venham a trazer erros no resultado dos ensaios ou perigo para seu operador.

O corpo de prova é fixo na mesa da máquina por um sistema de cunha para evitar o movimento do ponto de impacto. Isto garante que toda a energia será transferida a um único ponto do corpo ensaiado (ponto de impacto), fazendo com que o resultado do ensaio seja relativo apenas ao material do corpo de prova, evitando assim possíveis erros nos resultados por dissipação da energia em outros pontos do corpo.

- Durabilidade

A durabilidade da máquina deverá ser estabelecida de acordo com o interesse na realização desses estudos, levando em conta uma utilização constante da máquina na realização dos ensaios.

- Confiabilidade

Os componentes devem apresentar as características de durabilidade citadas anteriormente e um funcionamento correto (atender as especificações do ensaio) dentro do tempo estimado de vida.

- Manutenção Preventiva

As operações de manutenção devem ser simples, exigindo baixo tempo de parada, baixo custo e feitas em períodos longos, estabelecendo-se uma freqüência máxima de manutenção a cada ano, sendo esta de seis meses.

Aspectos Funcionais

São aqueles onde verificam-se as características funcionais do equipamento de modo a atender os requisitos desejados.

- Desempenho

A máquina deve oferecer as condições necessárias aos padrões do ensaio, que serão discutidas na elaboração do projeto. As mais importantes são:

freqüência de impacto: 95 Hz

energia resultante do impacto: 9,07J

imobilidade do corpo de prova: garantida pelo sistema de cunhas

faixa para verificação do corpo: o ensaio será interrompido à cada 1000 choques e o corpo de prova é analisado.

contagem do número de impactos: o movimento é executado repetidas vezes

até que o corpo apresente uma trinca, isto traz a necessidade de um contador.

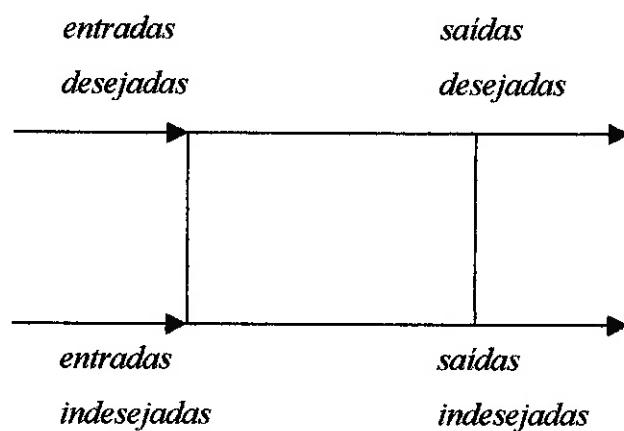
- **Segurança**

A segurança tanto na operação quanto na manutenção devem ser dimensionadas ao máximo, para tanto é recomendado que o operador esteja numa posição distante da região de impacto (punção) e das partes rotativas da máquina, durante sua operação. Além disso, o painel de controle deve ter fácil acesso. Para manutenção é necessário desenvolver um sistema que impossibilite um funcionamento acidental.

Síntese de Soluções

Entrada e Saída

Pode-se considerar o projeto como uma pequena caixa preta, com entradas desejadas e indesejadas, bem como, saídas desejadas e indesejadas, que devem ser previstas.



Estas são representadas por:

Entradas Desejadas

- Todos os padrões do ensaio acima citados devem ser respeitados, entre eles a dimensão do corpo de prova, o peso da massa cadente, a freqüência de impacto, etc.;
- Imobilidade do corpo de prova durante todo o ensaio;
- A área de contato entre o marcador esférico e o corpo de prova dever estar isenta de materiais estranhos (graxa, óleo, materiais particulados);
- Estabilidade de todo o dispositivo durante o ensaio;
- Interrupção do ensaio a cada 1000 ciclos para verificação do corpo de prova;
- Peças móveis com suficiente lubrificação, permitindo livre movimentação.

Saídas Desejadas

- Corpo de prova com trinca nucleada a partir de impacto “pontual”;
- Obtenção da faixa de ciclos onde iniciou-se a trinca para o corpo de prova ensaiado;
- Segurança e conforto para o seu operador;
- Elevada durabilidade.

Entradas Indesejadas

- Padrões relacionados ao ensaio desrespeitados (corpo de prova fora da dimensão adequada, freqüência de impacto, etc.);
- Corpo de prova deslocando-se durante o ensaio;
- Presença de materiais estranhos (graxa, óleo, materiais particulados) na área de contato entre o marcador esférico e o corpo de prova;
- Instabilidade do dispositivo durante o ensaio;
- Falha na interrupção do ensaio na faixa prevista para verificação do corpo de prova;
- Atrito devido a insuficiente lubrificação das peças móveis.

Saídas Indesejadas

- Corpo de prova com mais de um ponto de nucleação de trincas ou fora do ponto de impacto;
- Faixa de ciclo de nucleação da trinca incorreta;
- Ruídos excessivos.

Matriz

<u>Função</u>	<i>Alternativa A</i>	<i>Alternativa B</i>	<i>Alternativa C</i>	<i>Alternativa D</i>
<i>Acionamento</i>	Motor Elétrico CA	Motor Elétrico CC	Compressor	Motor Hidráulico
<i>Transmissão</i>	Redutor de Engrenagens	Polias com Correias	Roda Dentada com Corrente	
<i>Mecanismo de Elevação</i>	Pistão Pneumático	Pistão Hidráulico	Mecanismo Camo-Seguidor	
<i>Sistema de Fixação do Corpo de Prova</i>	Garra em Forma de Cunha	Eletromagnético	Fixador Tipo Morsa	

Tabela 1: Matriz de opções

Acionamento

O acionamento poderá ser feito por um motor elétrico de corrente alternada ou contínua, ou ainda por motor hidráulico ou um compressor. O motor de corrente alternada tem vantagem de poder utilizar a energia elétrica diretamente da rede sem nenhum refinamento, o que não é o caso do motor de corrente contínua que necessita de uma corrente retificada para sua operação. A utilização de motores elétricos é uma solução que possui um custo relativamente baixo. O compressor de ar responsável pelo acionamento pneumático tem um custo relativamente alto, apesar da possibilidade de utilização em outras aplicações. O motor hidráulico é uma máquina hidrostática que transforma pressão hidráulica em momento de torção.

Transmissão

A transmissão do torque do motor para o eixo motriz poderá ser feita por polias com correia, roda dentada com correia ou redutor de engrenagens.

A transmissão por engrenagens distingue-se pela transmissão de força sem deslizamento, ou seja, relação de transmissão constante independente do carregamento. Apresenta grande resistência às sobrecargas, pequena manutenção e dimensões reduzidas. Em contra partida seu custo é alto e gera maiores níveis de ruído durante o funcionamento.

A transmissão por corrente é empregada em eixos paralelos com maior distância e para relações de multiplicidade seis, com rendimento entre 97 e 98% e não apresenta escorregamento. O nível de ruído também é relativamente alto.

A transmissão por correia caracteriza-se por uma construção extremamente simples, funcionamento silencioso e uma capacidade considerável de absorver choques elasticamente. Seu rendimento é elevado (95 a 98%) e o preço é reduzido (cerca de 60% do preço da transmissão por engrenagem cilíndrica). Em compensação a vida da correia é menor e esse tipo de transmissão apresenta um escorregamento de 1 a 3% na transmissão de força.

Mecanismo de elevação

O mecanismo camo-seguidor transforma a rotação da transmissão em movimento vertical ascendente da carga de impacto. A principal característica desse mecanismo é a possibilidade do livre retorno (queda) da carga de impacto.

Alguns cuidados a serem tomados com este mecanismo são:

O camo possui uma forma assimétrica, que possibilita vibrações indesejadas, provocando alterações nos resultados;

O perfil do camo deve possuir características geométricas tais como raio de curvatura do camo deve ser maior que o raio do rolete possibilitando um movimento correto do seguidor (sem interferência entre eles);

O ângulo de pressão do camo deve ser pequeno o suficiente para que as forças nos mancais do seguidor sejam reduzidas, evitando a flexão do seguidor.

Máquina de Ensaio por Impacto

O acionamento por pistão pneumático não necessita de sistema de transmissão de torque, bastando uma linha de ar comprimido. Isto faz com que as dimensões da máquina sejam bem reduzidas. Por outro lado, além de apresentar um custo elevado de seus componentes, o controle de posição do atuador torna-se dificultado pelas características de compressibilidade do ar.

O acionamento hidráulico traz a possibilidade de um bom controle de posicionamento do atuador mas por sua vez tem um custo de aquisição e manutenção bem elevados.

Sistema de fixação do corpo de prova

O sistema de garras em forma de cunha garante um perfeito alinhamento entre o corpo de prova e o punção e também a imobilidade do corpo de prova durante o ensaio, porém a substituição do corpo de prova é trabalhosa para o operador. Sua montagem é relativamente simples.

O sistema tipo morsa tem uma montagem mais complicada necessitando de um fuso para seu ajuste. Garante a imobilidade e uma maior eficiência na substituição do corpo de prova.

O sistema eletromagnético oferece uma grande eficiência na substituição dos corpos de prova e boa fixação do mesmos. Possui elevado custo e garante apenas a fixação de materiais metálicos.

Matriz de Soluções

<i>Solução</i>	<i>Acionamento</i>	<i>Transmissão</i>	<i>Mecanismo de Elevação</i>	<i>Sistema de Fixação do CP</i>
1	Motor Elétrico CA	Roda Dentada com corrente	Mecanismo Camo-Seguidor	Morsa
2	Motor Elétrico CA	Polias com Correias	Mecanismo Camo-Seguidor	Fixação por Cunha
3	Motor Hidráulico		Pistão Hidráulico	Eletromagnético
4	Compressor		Pistão Pneumático	Morsa
5	Motor Elétrico CA	Redutor	Mecanismo Camo-Seguidor	Fixação por Cunha

Tabela 2: Matriz de Soluções

Exequibilidade Física

Neste item será feita a análise da exequibilidade física do sistema em função de garantir as especificações definidas pelo ensaio. Esta análise porém será feita em primeiro plano levando em conta as características mais importantes para o funcionamento da máquina. A análise será completada durante a confecção do projeto básico.

Será então concebido aqui o conjunto de características da máquina a partir do qual pode-se tirar uma expectativa da concepção básica da mesma.

Estrutura da Máquina

Deverá garantir a estabilidade estrutural do conjunto, evitando as vibrações causadas pelo motor, pelos desbalanceamentos das peças rotativas (polias, eixos, camo) e pelo ensaio (massa cadente) e ainda não se deformar com o impacto, evitando um desalinhamento desta base e com isso causando imprecisões nos resultados do ensaio.

Acionamento

O acionamento da transmissão e do mecanismo de elevação será feito através de um motor elétrico trifásico assíncrono, com potência e rotação baseadas nas especificações do ensaio.

Sistema de Transmissão

Considerando que o torque transmitido do motor ao sistema de transmissão é relativamente pequeno, pode-se optar por um sistema formado por polias e correias garantindo assim um baixo custo e mantendo a freqüência de ensaio. A possibilidade de se utilizar um redutor fica descartada devido ao seu custo mais elevado e o torque requerido pela máquina ser baixo. Além disso, o sistema de polias tem maior capacidade de absorver choques elasticamente, fato este que contribui na escolha de um sistema de acionamento por camo-seguidor.

Mecanismo de Elevação: Camo-seguidor

Este mecanismo transforma a rotação da transmissão em movimento vertical ascendente da carga de impacto. A principal característica desse mecanismo é a possibilidade do livre retorno (queda) da carga de impacto, atendendo assim as características do ensaio.

Alguns cuidados a serem tomados com este mecanismo são:

O camo possui uma forma assimétrica, que possibilita vibrações indesejadas, provocando alterações nos resultados;

O perfil do camo deve possuir características geométricas tais como raio de curvatura do camo deve ser maior que o raio do rolete possibilitando um movimento correto do seguidor (sem interferência entre eles); o ângulo de pressão do camo deve ser pequeno o suficiente para que as forças nos mancais do seguidor sejam reduzidas, evitando a flexão do seguidor.

Sistema de Fixação do Corpo de Prova

Devido as características geométricas do corpo de prova e as especificações do ensaio (impacto pontual), opta-se por um sistema de garras em forma de cunha, garantindo um perfeito alinhamento entre o corpo de prova e o punção e também a imobilidade do corpo de prova durante o ensaio.

Discussão e Conclusão

Apesar da falta de alguns dados para tornar perfeito o estudo de viabilidade deste projeto pode-se concluir, nesta primeira parte que os ensaios comprovarão os resultados obtidos no artigo publicado na revista WEAR.

Foram apresentadas as possíveis formas em relação à concepção da máquina desejada, tendo em vista que estes estudos não são totalmente conclusivos, estando sujeitos a alterações nas etapas subsequentes do projeto.

Projeto Básico

No projeto básico será estabelecida a concepção global do projeto, que serve como base para o projeto executivo.

A Escolha da Melhor Opção

A máquina de ensaio por impacto, como dito anteriormente, já foi desenvolvida por uma equipe técnica do Instituto de Pesquisas Tecnológicas – SP, e possui os sistemas selecionados neste presente estudo, provando ser uma boa opção de construção. Neste contexto, o mecanismo camo-seguidor, eleito como melhor opção de mecanismo de elevação, está mal dimensionado, acarretando vibrações e choques inaceitáveis para execução do ensaio.

Baseado nestes fatores, o estudo de projeto básico será a otimização da máquina existente e projeto de um novo mecanismo camo-seguidor, que será estudado a fundo, utilizando métodos gráficos e analíticos para a construção do camo, permitindo assim um perfeito movimento do seguidor, respeitando assim as características do ensaio.

O projeto do camo será auxiliado por recursos de CAD/CAM, gerando as coordenadas da geometria do mesmo. Sua construção será feita por uma fresadora de comando numérico, utilizando tais coordenadas. A utilização desta fresadora (disponível no laboratório de fabricação da faculdade) tornará possível a maior fidelidade entre os resultados teóricos e a geometria final do camo.

Estudo e Projeto do Mecanismo Camo-seguidor

Os camos desempenham um papel muito importante na maquinaria moderna e são extensivamente usados em motores de combustão interna, máquinas operatrizes computadores mecânicos, instrumentos e muitas outras aplicações. Um camo pode ser projetado de duas maneiras:

- partindo-se do movimento desejado para o seguidor, projetando o camo para este movimento;
- partindo-se da forma do camo, determinado as características do movimento, velocidade e acelerações obtidas.

O primeiro método (que será o utilizado neste estudo) é uma aplicação de síntese que sempre poderá ser resolvida. Entretanto, depois de projetado o camo pode ser difícil a sua fabricação (diferentemente do segundo método). Os camos com movimento específico podem ser projetados graficamente e em certos casos, analiticamente.

Tipos de Movimento do Seguidor

Antes de se determinar o contorno de um camo é necessário selecionar o movimento segundo o qual se deslocará o seguidor, de acordo com as exigências do sistema. Se a velocidade de operação deve ser baixa, o movimento pode ser qualquer um dos movimentos comuns, por exemplo, movimento uniforme, parabólico, harmônico simples ou cicloidal. Caso a velocidade de operação seja elevado, deverão ser discutidos critérios na opção do tipo de movimento. Segue a descrição de cada um dos movimentos:

- Movimento uniforme

Este movimento possui uma equação simples:

$$y = C \cdot \theta$$

onde y é o deslocamento do seguidor, C é uma constante, e θ é o ângulo do camo. Designando a elevação total por d , correspondente a um ângulo de camo de β rad.

Com isso obtemos a equação:

$$y = d \cdot \theta / \beta \quad (1)$$

que é a equação do movimento uniforme.

A velocidade e a aceleração do seguidor são a 1^o e 2^o derivadas de equação 1. Assim

$$\dot{y} = \frac{d}{\beta} \cdot \frac{d\theta}{dt} = \frac{d}{\beta} \cdot \omega \quad (2)$$

$$\ddot{y} = \frac{d}{\beta} \cdot \frac{d\omega}{dt} = 0 \quad (3)$$

onde ω é a velocidade angular do camo e, neste movimento, admitida constante.

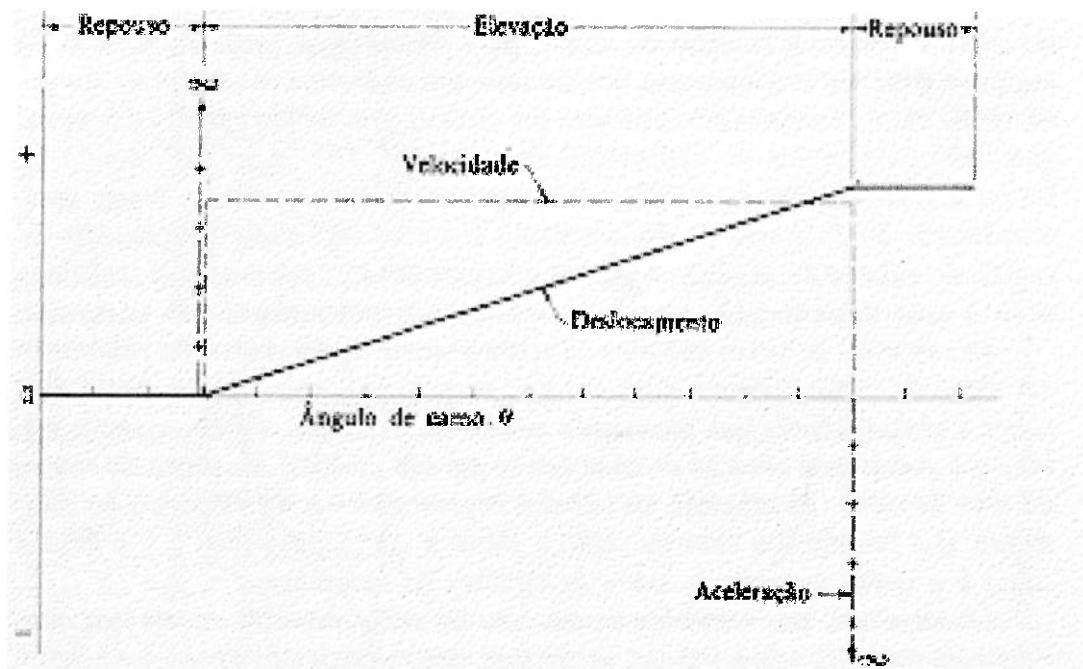


Figura 2: Relações do movimento uniforme

A figura 2 mostra o deslocamento, a velocidade e a aceleração do seguidor de camo de movimento uniforme. Admite-se um repouso no início e final da elevação. Nota-se que a velocidade é constante, e a aceleração é zero, exceto no início e fim da elevação, onde vai instantaneamente para infinito.

- Movimento parabólico

Este movimento possui a mais baixa aceleração teórica para valores determinados de elevação do seguidor e rotação do camo, dentre os movimentos citados e por esta razão tem sido empregado em muitos contornos de camos. Entretanto, em trabalhos a baixas velocidades isto tem pouco significado. O movimento parabólico pode ou não ter intervalos iguais de aceleração e desaceleração, dependendo das exigências do problema.

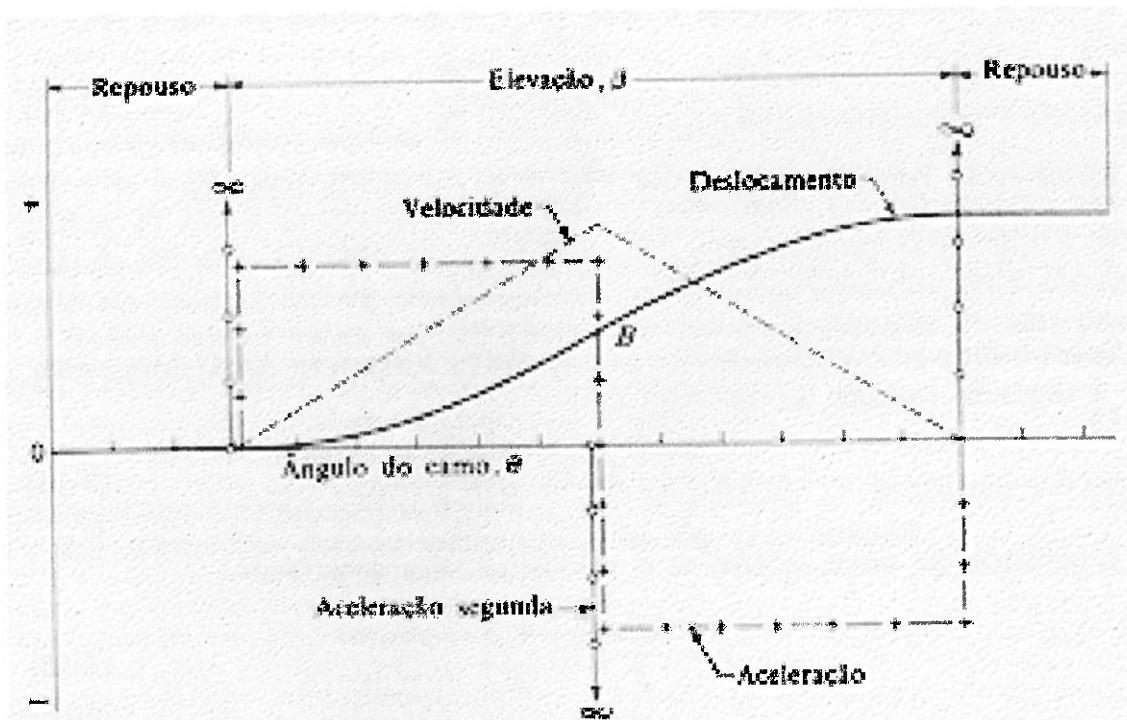


Figura 3: Relações do movimento parabólico

- Movimento harmônico simples

Este movimento apresenta uma vantagem de proporcionar um ângulo de pressão máximo menor do que no movimento parabólico com intervalos de tempos iguais ou no movimento cicloidal. Isto permitirá que o seguidor tenha apoios menos rígidos e maior trecho em balanço, também menos potência será necessária para operar o camo.

A equação do deslocamento para o movimento harmônico simples é:

$$y = \frac{d}{2} \cdot \left(1 - \cos\left(\pi \frac{\theta}{\beta}\right) \right)$$

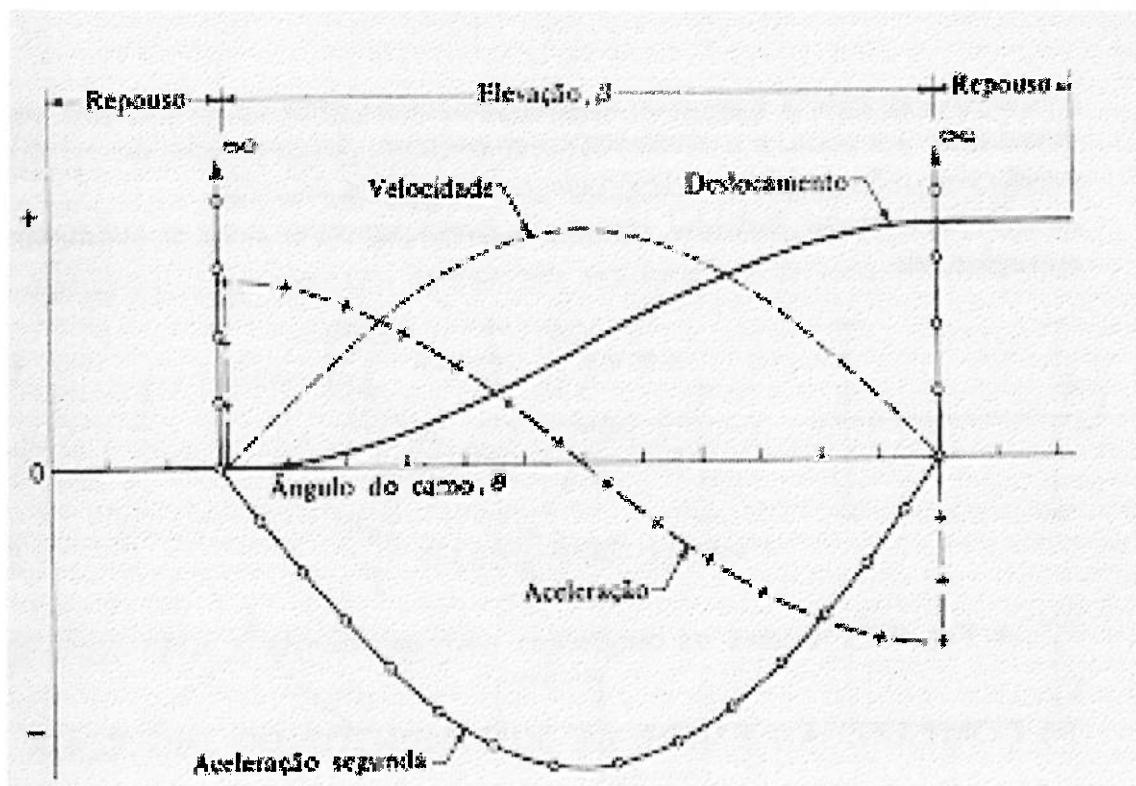


Figura 4: Relações do movimento harmônico simples

- Movimento cicloidal

A curva do movimento cicloidal é obtida a partir de uma ciclóide cujo círculo gerador tem raio $d/2\pi$ e rola sobre o eixo y . A equação do deslocamento para o movimento cicloidal é:

$$y = d \cdot \left(\frac{\theta}{\beta} - \frac{1}{2\pi} \cdot \operatorname{sen} \left(2\pi \cdot \frac{\theta}{\beta} \right) \right)$$

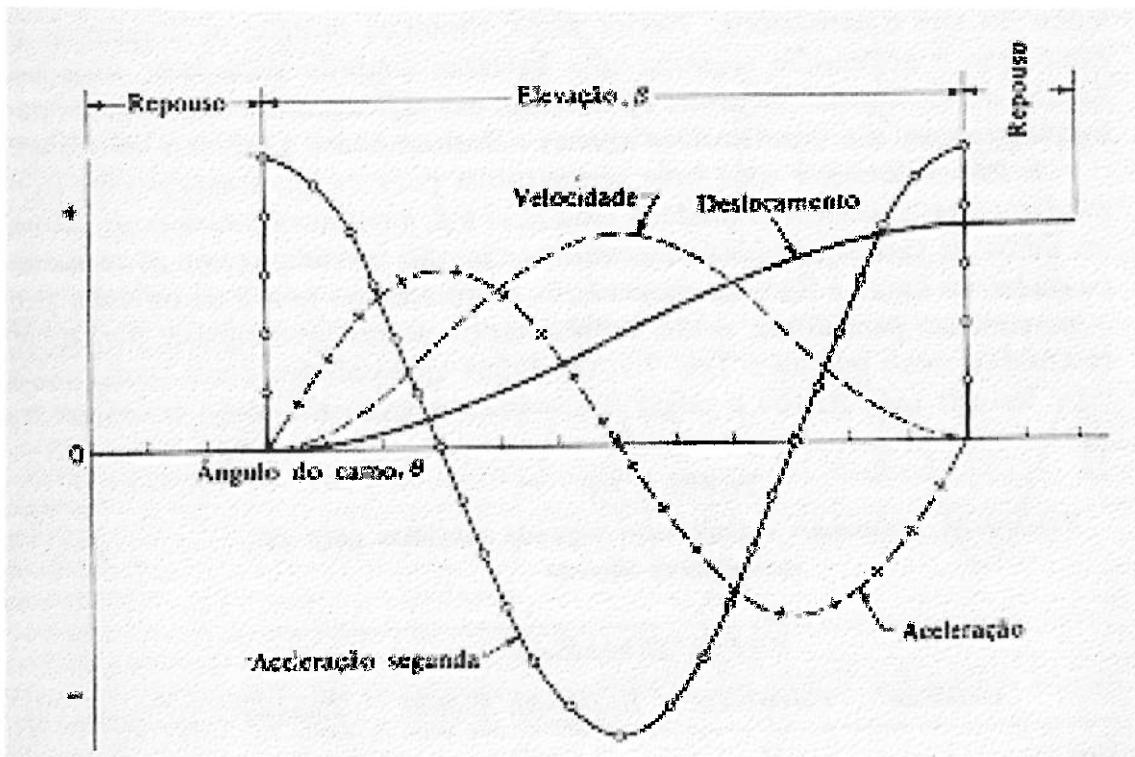


Figura 5: Relações do movimento cicloidal.

Comparação entre os tipos de movimentos

O mecanismo de camo mal projetado, usado em máquinas de alta velocidade, pode ser barulhento, freqüentemente falha por fadiga, necessita de uma manutenção considerável, e geralmente tem desempenho mais baixo que o satisfatório. Nestes casos devemos estudar os diagramas de aceleração e aceleração segunda com bastante cuidado para fazer uma boa seleção do movimento do camo.

A fim de fornecer uma base comparativa para os movimentos estudados, usaremos um valor unitário para d , ω e β , e então calcularemos os valores de cada grandeza cinemática. Se não considerarmos as descontinuidades no inicio e final do movimento, então os resultados obtidos podem ser resumidos como na tabela 3.

Tipos de movimento

Uniforme Parabólico Harmônico Simples Cicloidal

	Uniforme	Parabólico	Harmônico Simples	Cicloidal
velocidade	1	2	$\pi/2$	2
aceleração	0	4	$\pi^2/2$	$2.\pi$
aceleração segunda	0	0	$\pi^3/2$	$4.\pi^2$

Tabela 3: velocidade, aceleração e aceleração segunda máximas dos movimentos básicos

Os dados apresentados na tabela 3 poderiam induzir uma pessoa a julgar o movimento uniforme como o melhor e o cicloidal como o pior. Como isto é exatamente o oposto à realidade, devemos examinar o problema de maneira diferente.

A figura 6 mostra um traçado em escala da velocidade, aceleração e aceleração segunda para os quatro movimentos em consideração.

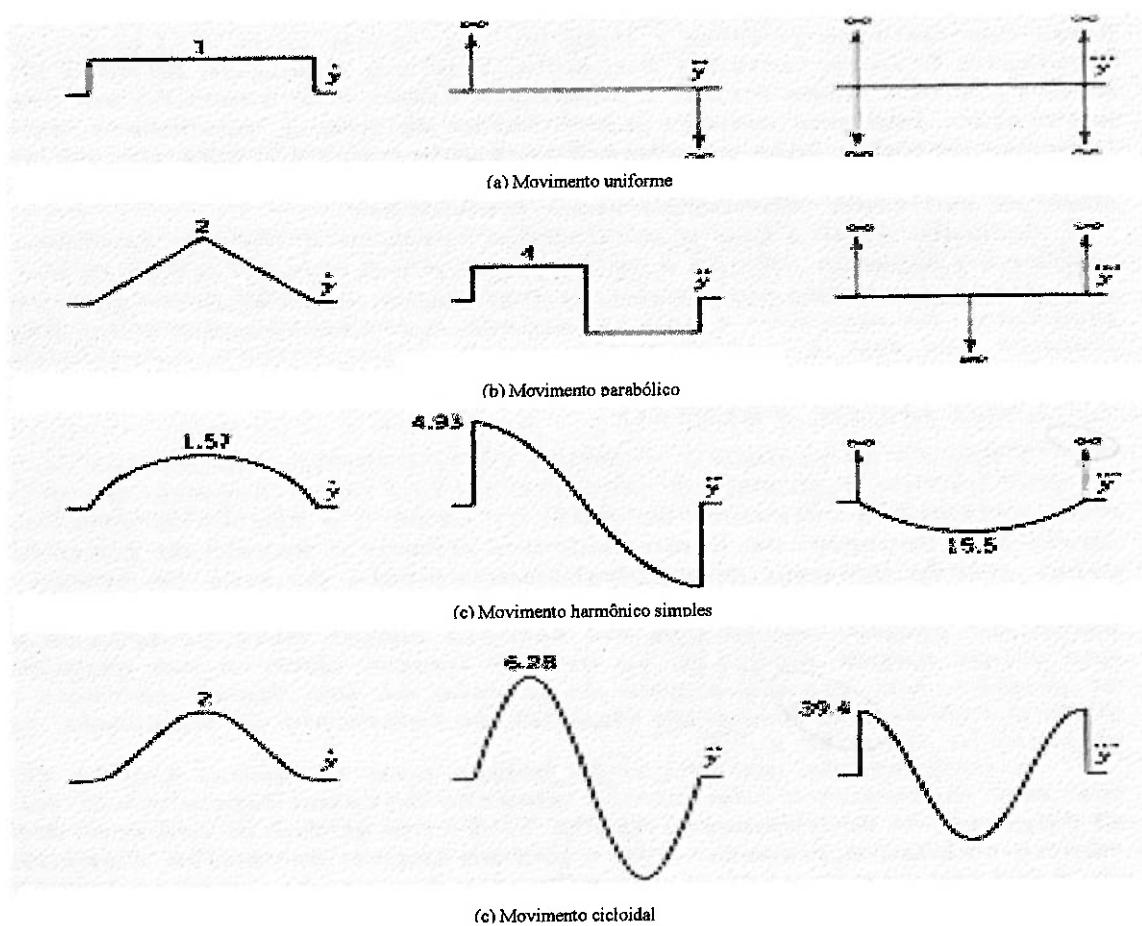


Figura 6: Comparação das características dos quatro movimentos

O movimento uniforme é apresentado apenas por seu interesse teórico. A aceleração e aceleração segunda infinita provocará sérias dificuldades nos mecanismos de camo, ainda que sejam operados com velocidades baixas.

Observamos na figura 6 que a aceleração é positiva quando a velocidade está aumentando, e negativa quando ocorre o oposto. A velocidade é nula no início e final da elevação. Como a velocidade é a integral da aceleração a área total sob a curva de aceleração deve ser igual a zero. Em outras palavras, as áreas das metades positiva e negativa são iguais entre si. Usando essa argumentação, ficamos tentados a concluir que um retângulo da uma área com a menor altura e, desta forma, é a utilização mais econômica de um diagrama de aceleração. Isto nos conduz à conclusão de que o movimento parabólico é o melhor de todos. Mas, a aceleração segunda infinita, que ocorre em três lugares para o movimento parabólico, transforma-o realmente numa das piores seleções, se estiverem envolvidas altas velocidades.

A figura 6 mostra que o movimento harmônico simples também tem uma aceleração segunda infinita e então, concluímos que ele não é muito bom.

Ainda que a alta aceleração no movimento cicloidal possa provocar alguns problemas na operação a alta velocidade, a aceleração Segunda é finita e concluímos que este é o melhor dos movimentos básicos apresentados.

Fabricação de Camos

O método gráfico de projeto de camos é limitado a aplicações onde a velocidade é baixa. A fabricação deste tipo de camo depende da precisão do desenho do contorno e do método empregado para seguir este contorno como um gabarito. Por um lado, pode-se riscar o contorno do camo em uma chapa de aço e cortá-la com uma serra de fita, obtendo o camo. Por outro lado, pode-se usar uma fresadora copiadora em que o movimento da ferramenta é guiado por um seguidor que se desloca ao longo do perfil do camo representado em um desenho. Este desenho pode ser uma ampliação do tamanho real do camo a fim de aumentar a precisão do copiamento. Em qualquer um dos casos apresentados o contorno do camo deve ser acabado manualmente.

O projeto gráfico e o consequente método de fabricação por copiamento não são suficientemente precisos para camos de alta rotação. Por esta razão, voltou-se a atenção para o projeto analítico de camos e para o método que projeto oferece para a geração de camos. Se for possível calcular os deslocamentos do seguidor para pequenos deslocamentos na rotação do camo, o seu perfil pode ser obtido em uma fresadora ou em uma furadeira de coordenadas, com a ferramenta fazendo o papel do seguidor.

Naturalmente, quanto menores forem os incrementos do ângulo de rotação, melhor será o acabamento da superfície do camo. Desenvolveram-se fresadoras automáticas de controle numérico que possibilitam incrementos inferiores a 1° na rotação do camo e avanços da ferramenta com precisão de μm . Embora a máquina opere em passos discretos, estes são tão pequenos que dão a aparência de uma operação contínua.

Espera-se que o acabamento superficial produzido por uma máquina deste tipo seja de alta qualidade e também produza um camo mais depressa do que a fresadora de coordenadas.

Projeto de um camo – seguidor de rolete

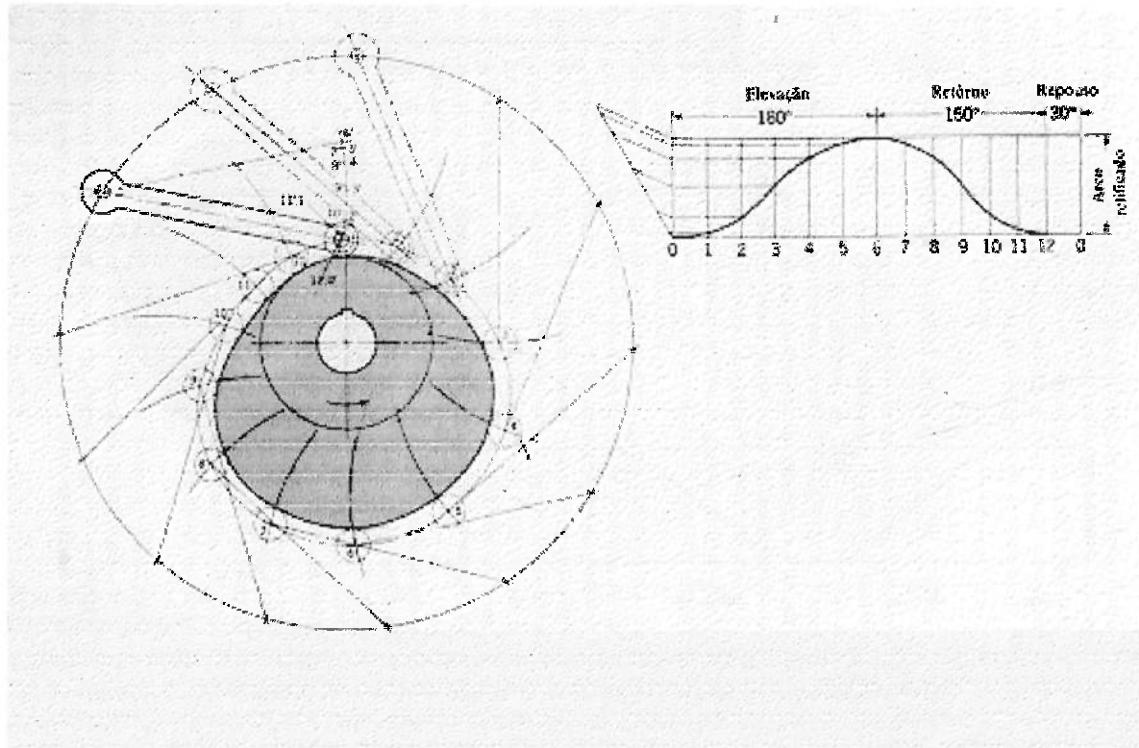


Figura 7: Desenvolvimento de uma curva de camo para seguidor rolete oscilante

A figura 7 mostra o desenvolvimento do perfil de um camo com um seguidor oscilante de rolamento. Neste exemplo, o movimento do seguidor, indicado pelo diagrama de deslocamento, é parabólico. A seqüência de procedimentos descrita a seguir é valida também para o mecanismo de elevação aqui utilizado, sendo a única diferença o diagrama de deslocamento (cicloidal).

Para o traçado do perfil do camo, deve-se girar o ponto de articulação ou centro de rotação do seguidor, no sentido oposto à rotação do camo. O seguidor deve ser corretamente posicionado em cada estação ao longo da periferia do camo. Desenha-se primeiro um círculo com centro no eixo do camo, passando pelo ponto de articulação do seguidor. Divide-se esse círculo de forma a corresponder as divisões do diagrama de

deslocamento. Neste caso, a ordenada do diagrama de deslocamento é o arco retificado da trajetória do centro do rolamento. Assim, os pontos correspondentes podem ser transferidos para o arco descrito pelo centro de rolamento utilizando-se um compasso.

Em seguida, constrói-se todos os arcos descritos pelo centro do rolamento em torno do camo, usando como centros os pontos anteriormente localizados sobre a circunferência que passa pelo centro de oscilação. Então, a curva primitiva é obtida pela rotação de cada ponto em sua posição, em torno do centro do eixo do camo. Finalmente, os círculos representativos do diâmetro do rolamento são desenhados com os centros sobre a curva primitiva, e o perfil do camo é a curva tangente a todos os círculos do rolamento.

Geração das Coordenadas do Camo e Programação da Fresadora (CNC)

Escolhido o movimento cicloidal como sendo o mais apropriado para o seguidor, foi calculada a elevação angular máxima do seguidor, para que a massa cadente atinja a elevação requerida pelo ensaio (64 mm). O valor obtido para a elevação angular foi de $28,07^\circ$.

Utilizando-se as equações de deslocamento para o movimento cicloidal, obteve-se os valores da tabela 4.

Nesta tabela, percebe-se três etapas do movimento:

- Movimento de avanço: ocorre de 0° a 150° da rotação do camo, onde é elevada a massa, seguindo a equação do movimento cicloidal;
- Repouso: ocorre de 150° a 180° da rotação do camo, calculado dessa forma para que o seguidor permaneça nesta posição angular ($28,07^\circ$), mantendo assim a massa cadente parada, garantindo a elevação que o ensaio exige;
- Retorno: ocorre de 180° a 360° da rotação do camo, onde existe a queda livre da massa cadente sobre o corpo de prova, não havendo então um diagrama de deslocamento.

Ângulo de Rotação do Camo (°)	Deslocamento Angular do Seguidor (°)
0	0,000
5	0,007
10	0,054
15	0,181
20	0,423
25	0,809
30	1,365
35	2,107
40	3,042
45	4,172
50	5,488
55	6,972
60	8,602
65	10,347
70	12,170
75	14,035
80	15,899
85	17,723
90	19,468
95	21,098
100	22,582
105	23,898
110	25,028
115	25,963
120	26,705
125	27,261
130	27,647
135	27,889
140	28,016
145	28,063
150	28,070
155	28,070
160	28,070
165	28,070
170	28,070
175	28,070
180	28,070

Tabela 4: deslocamento angular do seguidor

Com estes dados e a teoria descrita no item “Projeto de Camo-Seguidor de Rolete”, obtém-se um traçado do perfil do camo. Para o projeto deste camo, conta-se com o auxílio de um sistema de CAD, o “AutoCad”. Com este software é possível fazer o desenho de fabricação do camo e, além disso, discretizar alguns pontos do perfil do camo para serem utilizados na elaboração de um programa a ser utilizado na usinagem por uma fresadora CNC vertical UF11 – TNC 145C.

O desenho de fabricação, os pontos discretizados e a listagem do programa seguem em anexo.

Balanceamento do Camo

Tendo em vista que o camo é uma peça de forma assimétrica e com isso pode gerar vibrações indesejadas ao eixo de acionamento, foi feito uma planilha onde calcula-se dois planos de balanceamento do conjunto camo-eixo de acionamento.

Tomando como dados de entrada propriedades de massa do camo (momentos de inércia e massa) e a possível usinagem de um furo no camo para a diminuição de sua massa e aproximação do seu centro de massa do centro de rotação do eixo. Com isto é minimizado o efeito das forças de inércia durante a operação do mecanismo.

A planilha de balanceamento segue em anexo.

Conclusões e Recomendações

O trabalho aqui apresentado dá margens a um futuro detalhamento do dispositivo de ensaio.

Na análise de sensibilidade procura-se avaliar o grau com que o funcionamento da máquina é afetado pela variação dos parâmetros de entrada.

No estudo de viabilidade foram estabelecidas as entradas e saídas desejáveis, as quais influenciam decisivamente no êxito da máquina de impacto. A análise de estabilidade presta-se a uma previsão dos efeitos da alteração das variáveis de entrada, concluindo então qual o melhor tipo de acionamento e o movimento realizado por esse mecanismo.

Devido a complexidade do perfil do camo, requerido no aperfeiçoamento deste dispositivo, foi utilizada uma fresadora automática de controle numérico para sua usinagem.

Os cálculos feitos neste trabalho serão utilizados no projeto executivo, sendo este o aperfeiçoamento da máquina de impacto existente.

Estão anexados os desenhos de conjunto e fabricação da máquina de impacto (feitos pela equipe técnica do IPT) e outros novos desenhos aperfeiçoados. Está em anexo também a planilha de balanceamento e a listagem do programa para a fresadora CNC.

Bibliografia

1. Mabie, H. H. e Ocvirk, F. W. –Mecanismos– Livros Técnicos e Científicos Editora Ltda. – 1980;
2. Shigley, J. E. –Cinemática dos Mecanismos– Editora Edgard Blücher Ltda. – 1970;
3. Fan, X. H. , He, L. e Zhou, Q. D. –A Study of High Chromium Cast Iron on Abrasion Resistance and Impact Fatigue Resistance , WEAR, vol. 138 (1990) 47-60;
4. Madureira, O. M. e Langendonck, C. T. L. –Introdução aos Mecanismos de Camos– Departamento de Livros e Publicações do Grêmio Politécnico – 1972;
5. Nigro, Francisco B. –PMC 346 Vibrações e Sistemas Mecânicos, Notas de Aula,

Anexos

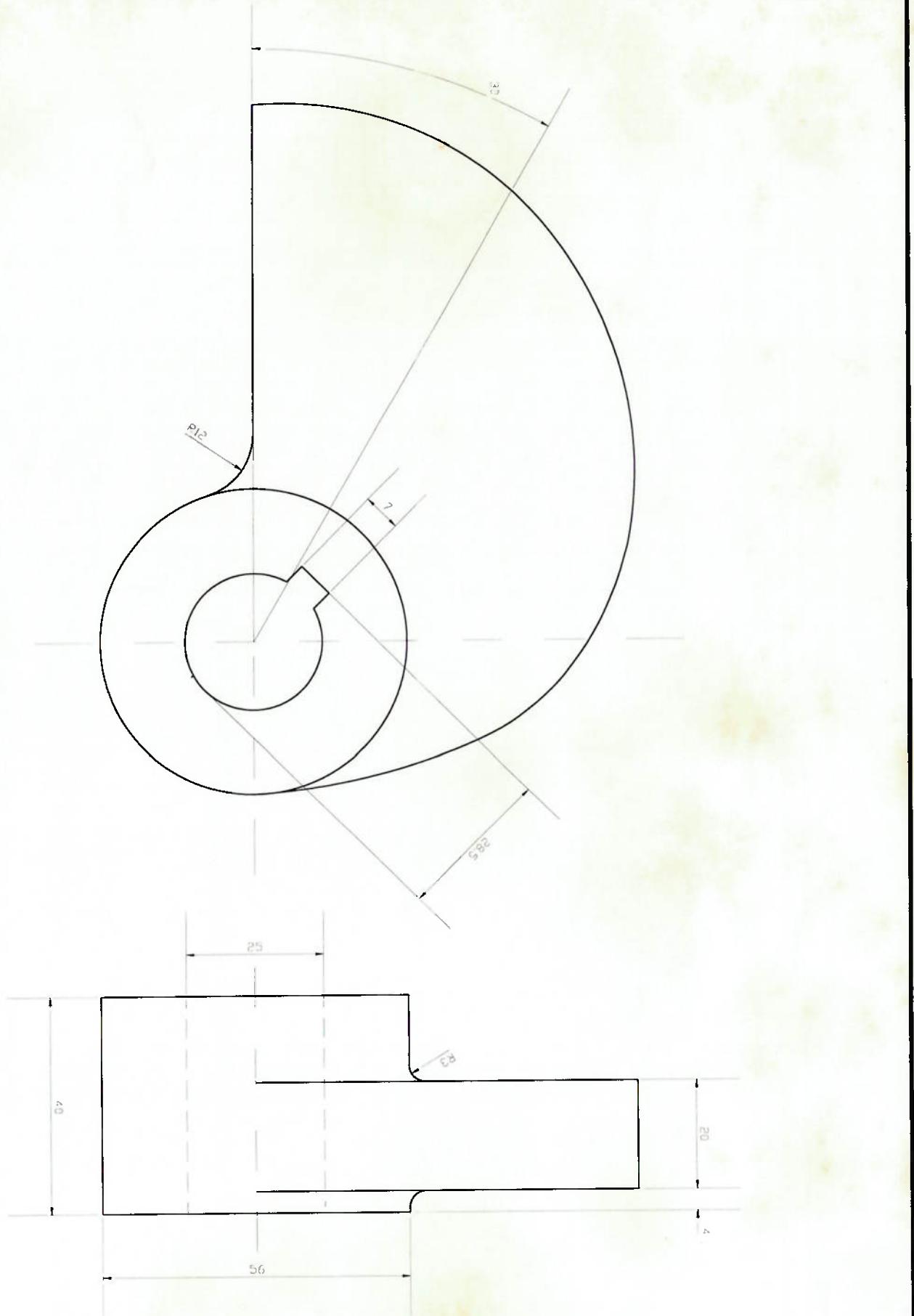
Anexo A – Desenhos da Máquina de Impacto

Anexo B – Planilha de Cálculo do Balanceamento

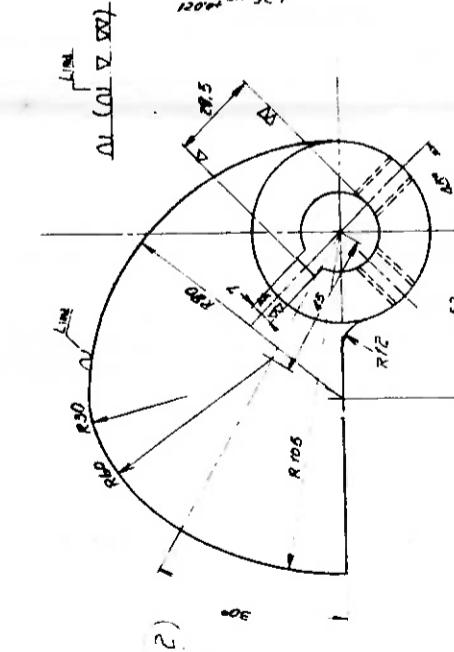
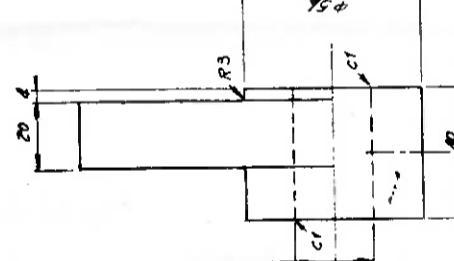
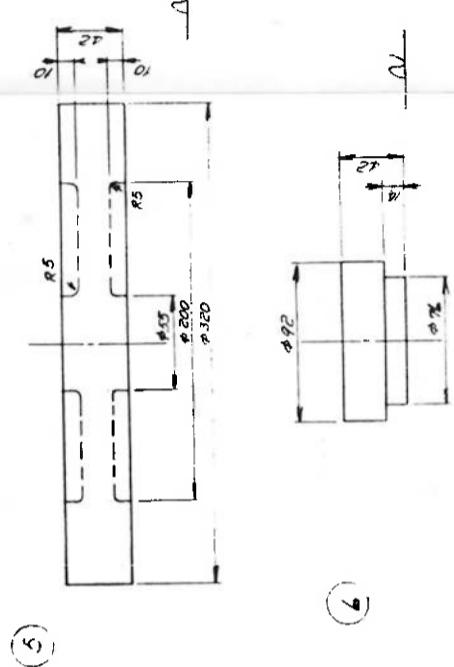
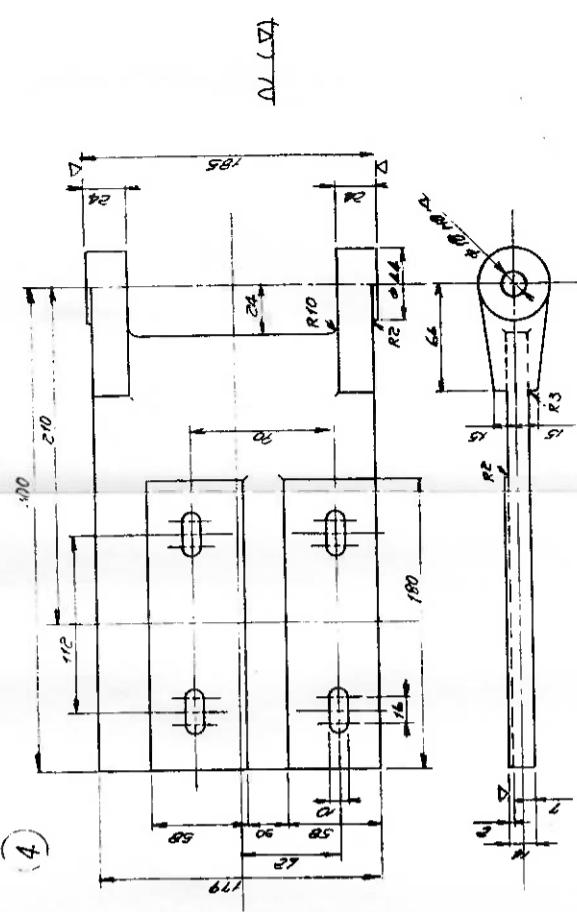
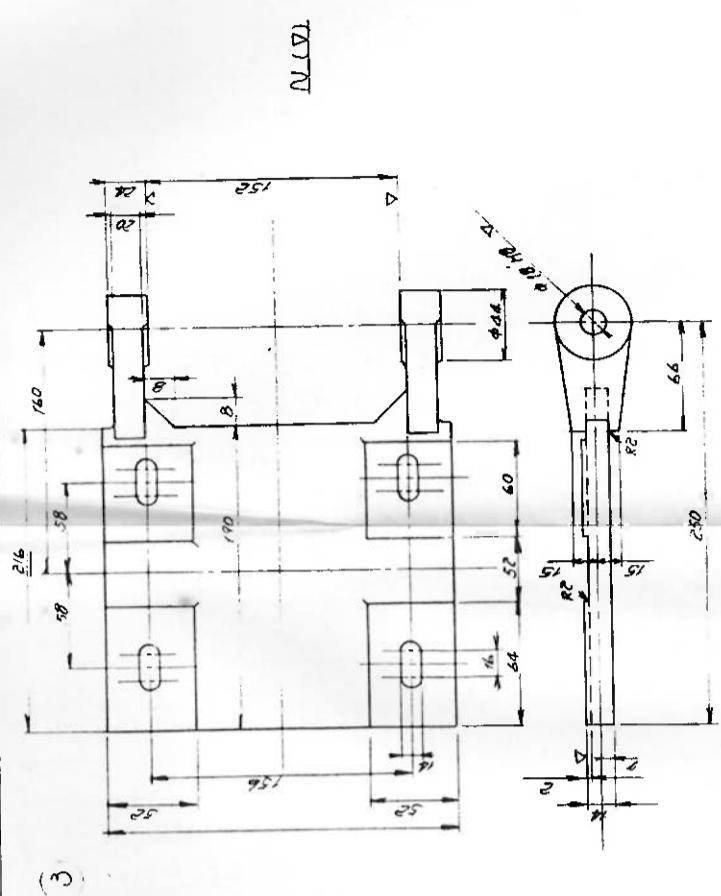
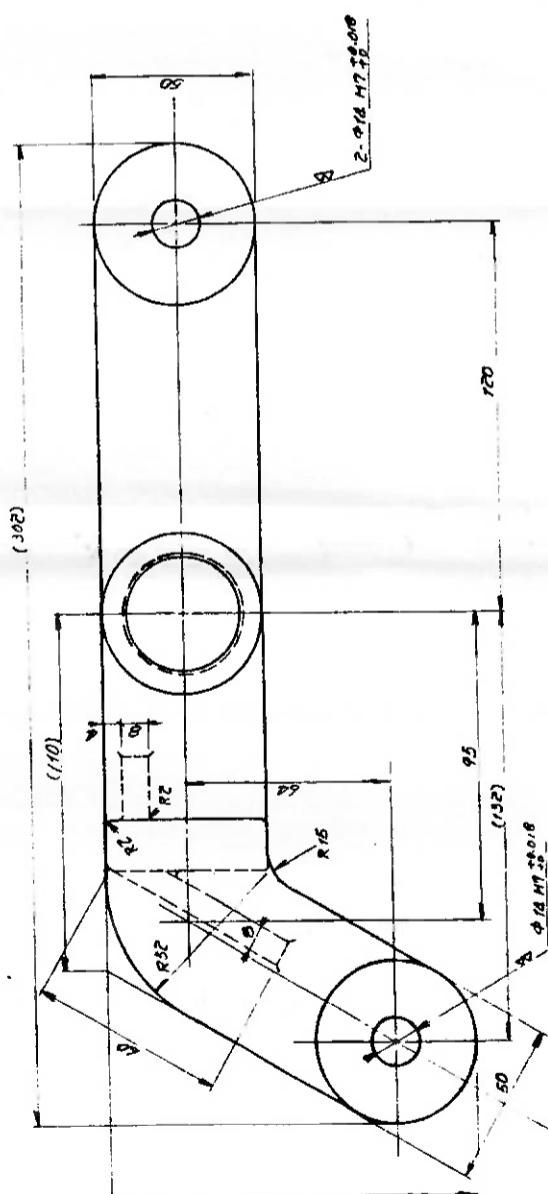
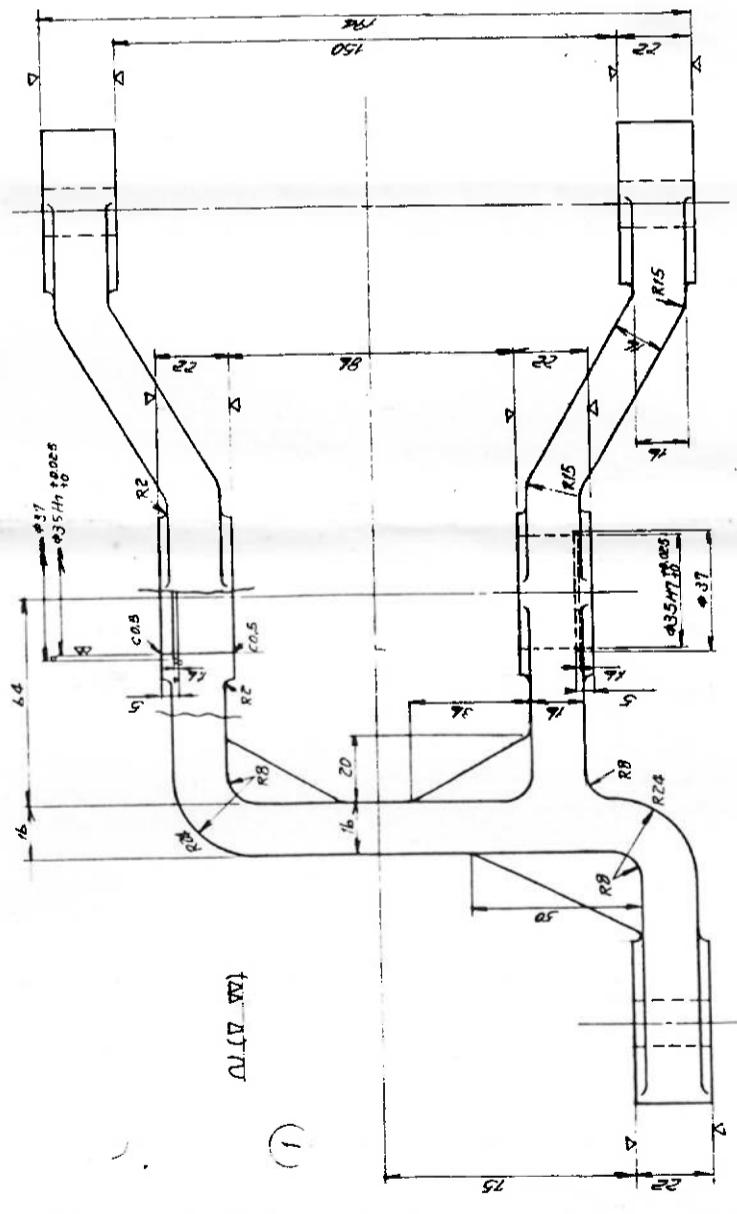
Anexo C – Listagem do Programa (CNC)

Anexo A:

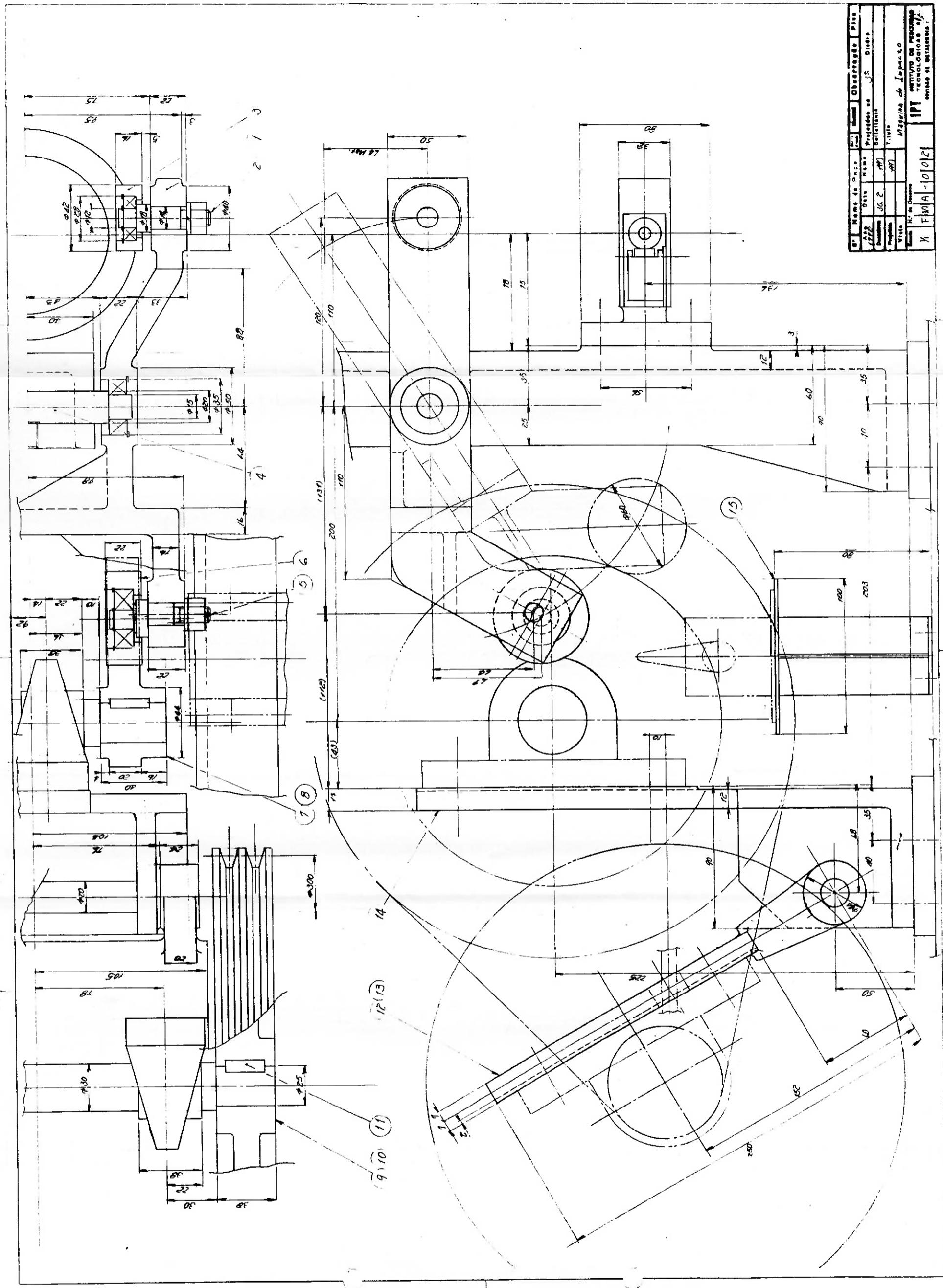
Desenhos da Máquina de Impacto e Desenho dos Pontos Discretizados (Perfil do Camo)

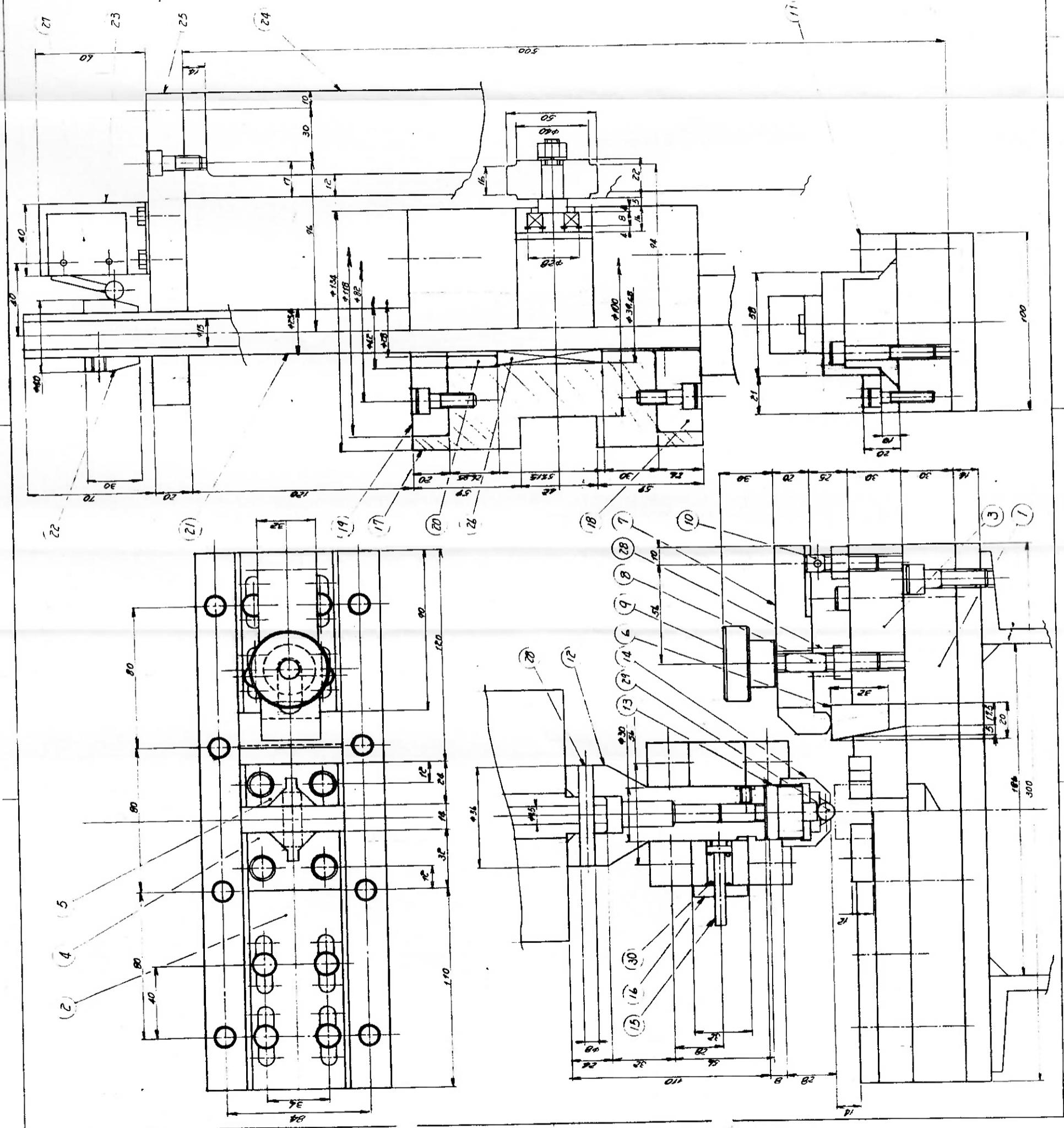


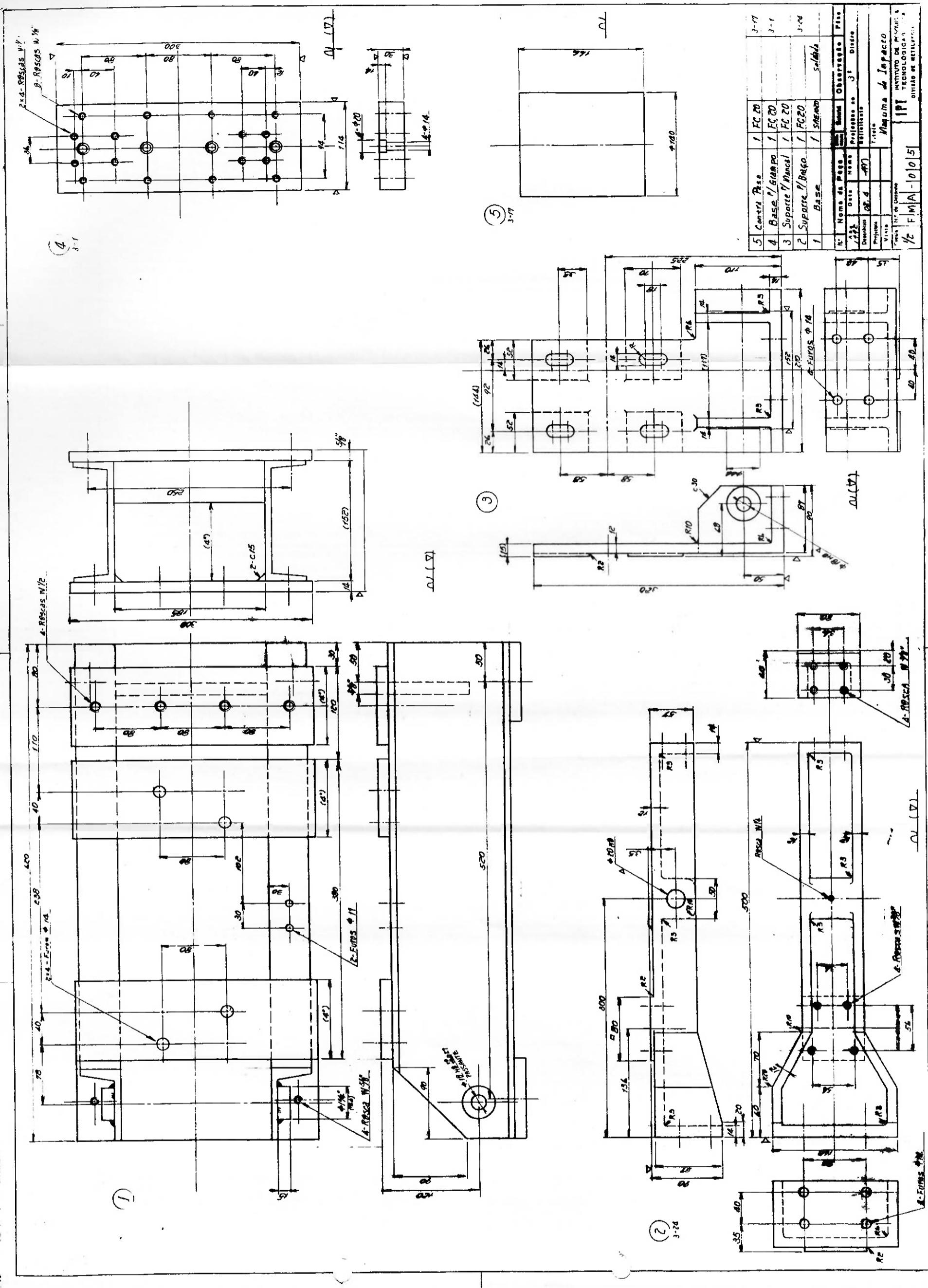
	Anderson / Ricardo		Tanaka
Projeto de formatura			EPUSP
1:1	Camo		05/12/97

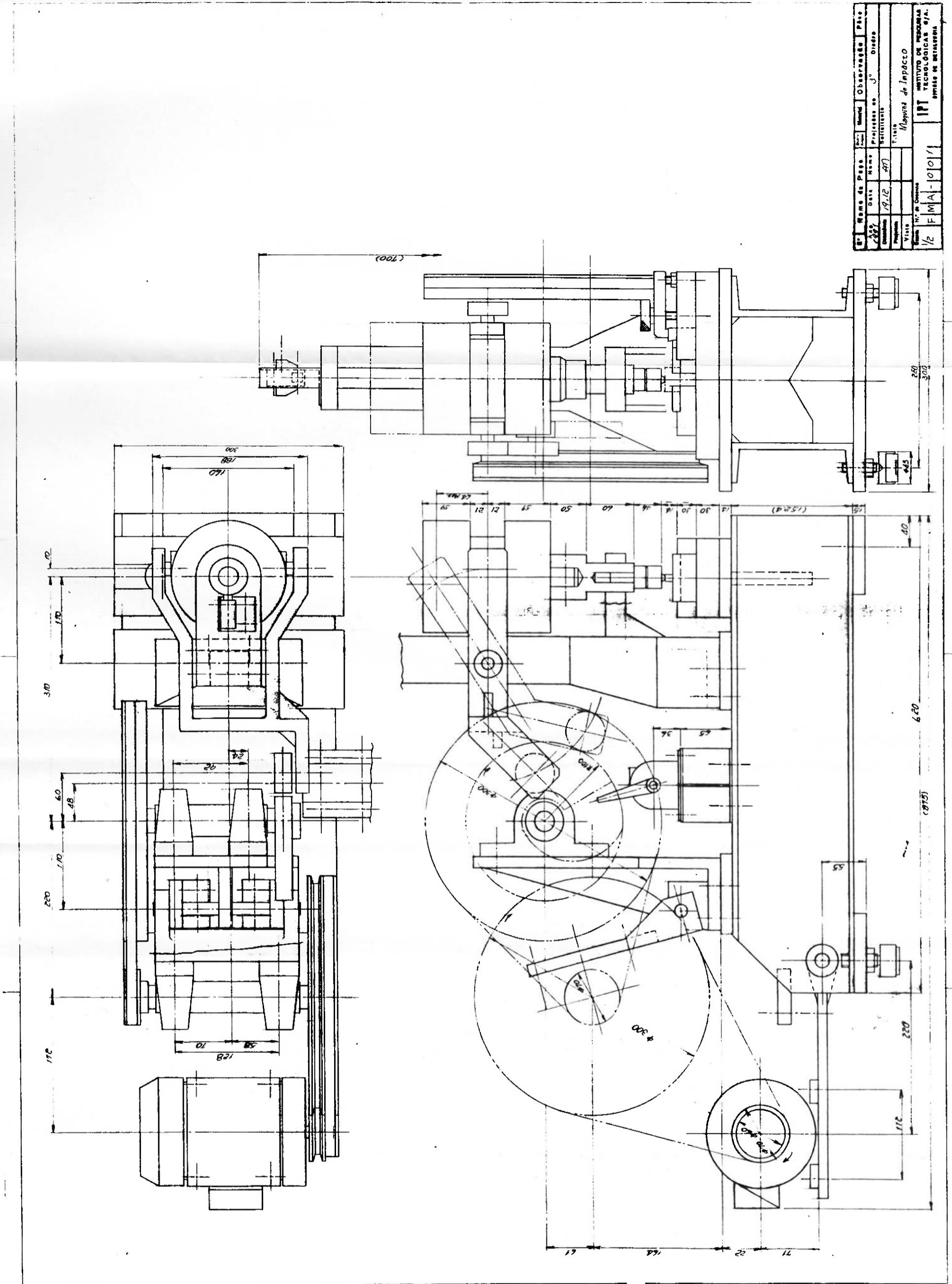


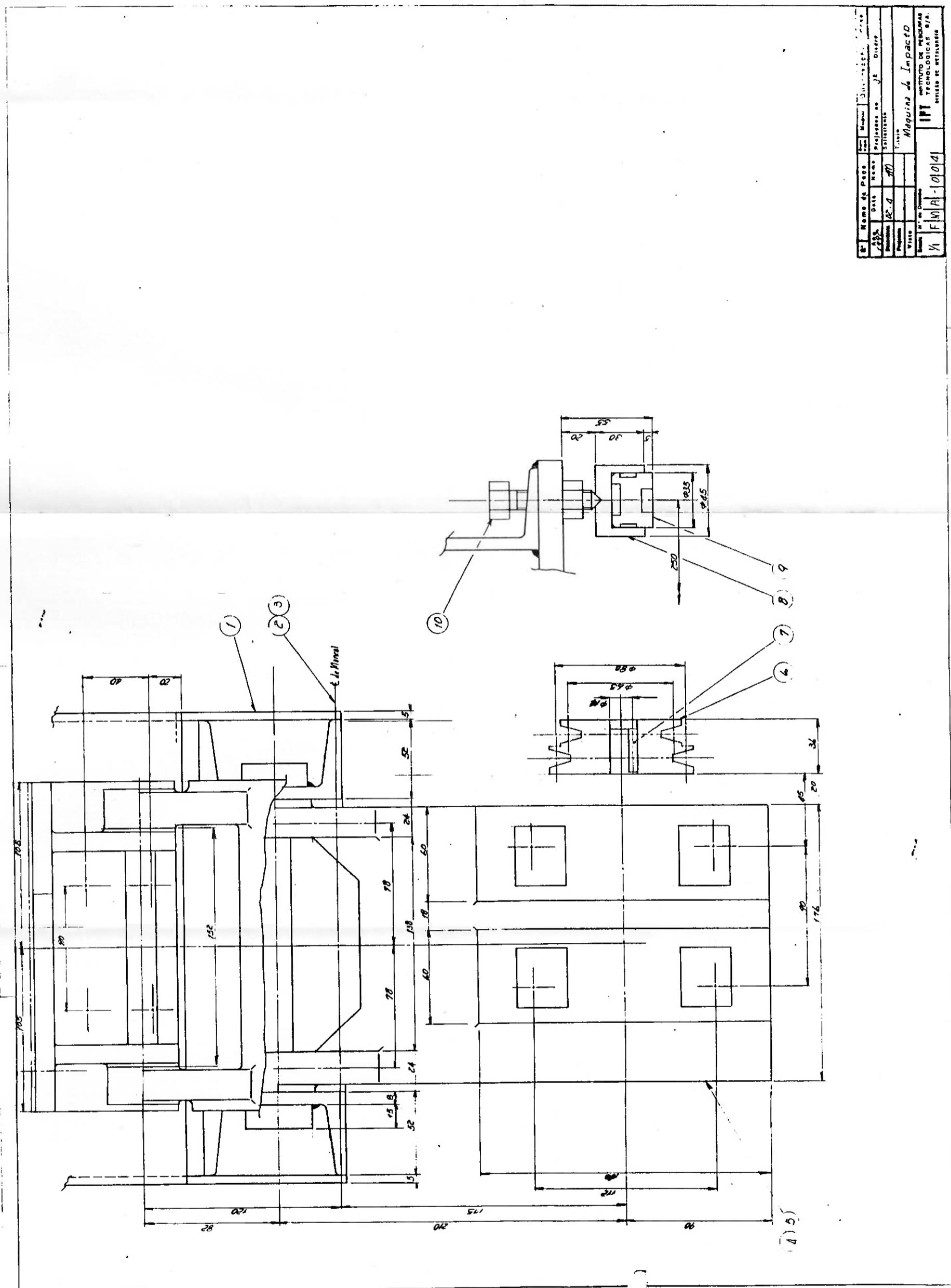
Nº	Nome do Pessoal	Sexo	Morada	Observações	Peso
6	Polid. P/ Motor	2	FC 20		
5	Polid.	2	FC 20		
4	Base P/ Motor	1	FC 20		
3	Base P/ Mancais	1	FC 20		
2	Carro	1	FC 20		
1	Braco	1	FC 20		



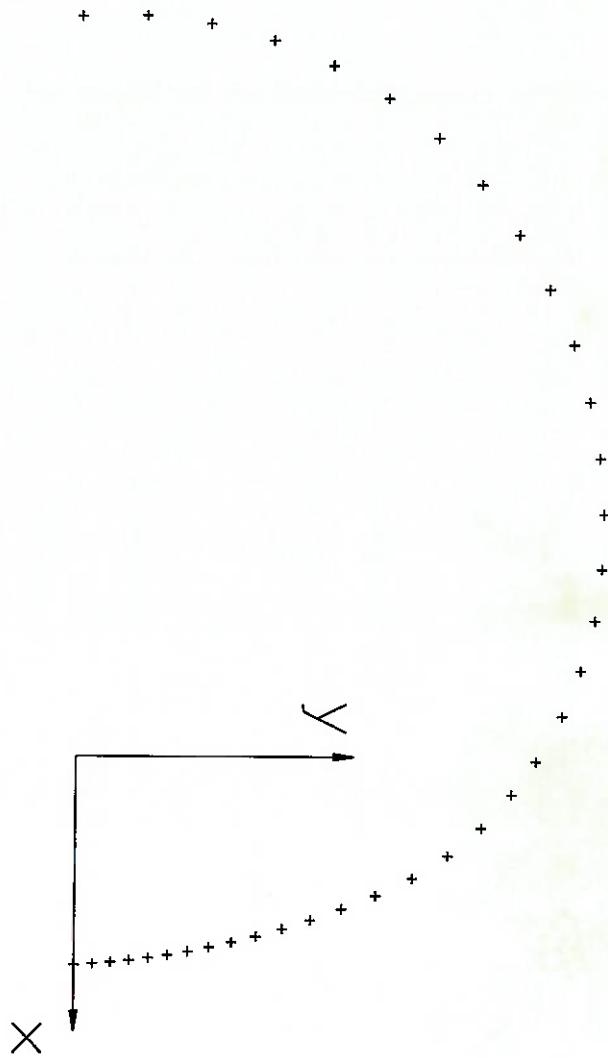








Listagem dos Pontos Discretizados



	Anderson / Ricardo		Tanaka
Projeto de formatura			EPUSP
1:1	Pontos discretizados		05/12/97

at point, X= 26.6567 Y= 12.4302 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space

at point, X= 27.0469 Y= 9.8443 Z= 0.0000

Press RETURN for more --

POINT Layer: 0
Space: Model space

at point, X= 27.3696 Y= 7.3337 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space

at point, X= 27.6329 Y= 4.8724 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space

at point, X= 27.8419 Y= 2.4359 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space

at point, X= 28.0000 Y= 0.0000 Z= 0.0000

mand:

Space: Model space

Press RETURN for more --
at point, X= 24.1380 Y= 24.1380 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 24.9515 Y= 20.9368 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 25.6262 Y= 17.9437 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 26.1880 Y= 15.1197 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 26.6567 Y= 12.4302 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 27.0469 Y= 9.8443 Z= 0.0000

Press RETURN for more --

Press RETURN for more --

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 16.3144 Y= 44.8235 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 18.6387 Y= 39.9709 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 20.4691 Y= 35.4534 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 21.9483 Y= 31.3454 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 23.1518 Y= 27.5913 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space

Press RETURN for more --

Space: Model space

Press RETURN for more --
at point, X= -11.7834 Y= 66.8271 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -5.6366 Y= 64.4266 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 0.5573 Y= 61.0838 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 5.0631 Y= 57.8719 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 9.5065 Y= 53.9138 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= 13.2637 Y= 49.5007 Z= 0.0000

Press RETURN for more --

- Press RETURN for more --

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -47.4962 Y= 67.8317 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -39.9625 Y= 69.2171 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -32.5349 Y= 69.7713 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -25.3164 Y= 69.5562 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -18.3936 Y= 68.6460 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space

Press RETURN for more --

Space: Model space

Press RETURN for more --
at point, X= -87.6024 Y= 40.8497 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -82.3586 Y= 47.5497 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -76.2100 Y= 53.3628 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -69.5127 Y= 58.3281 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -62.4030 Y= 62.4030 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
Space: Model space
at point, X= -55.0191 Y= 65.5692 Z= 0.0000

Press RETURN for more --

POINT Layer: 0
 Space: Model space
at point, X= -98.3486 Y= 0.0000 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
 Space: Model space
at point, X= -98.4728 Y= 8.6153 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
 Space: Model space
at point, X= -97.4254 Y= 17.1787 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
 Space: Model space
at point, X= -95.2266 Y= 25.5159 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
 Space: Model space
at point, X= -91.9262 Y= 33.4584 Z= 0.0000

POINT Layer: 0
 Space: Model space

Press RETURN for more --

Anexo B:

Planilha de Cálculo do Balanceamento

CÁLCULO DO BALANCEAMENTO

PLANILHA

Dados do furo	
Raio :	20
X:	-52
Y:	40
Z:	38
Massa :	196,8

Centro de massa CAMO + FURO		
XG*	YG*	ZG*
-24,167	19,4081	-38

Dados do camo	
Jyz:	-990621
Jxz:	1233497
Massa:	1343,2

Plano da peça de balanceamento	
B:	50
A:	-140

Plano da polia	
D:	152
C:	150

	ALFA	BETA
RAD	-0,6766	-0,6766
GRAUS	-38,768	-38,768

Massa no plano da polia		
		96,9526

Massa no plano da peça de balanceamento		
		541,794

OBS: MEDIDAS DE COMP. EM MILÍMETROS (mm)
MEDIDAS DE MASSA EM GRAMAS (g)

DADOS DO FURO : Neste campo colocamos os dados sobre o furo que possa ser usinado à fim de diminuir a massa do camo e aproximar o seu centro de massa ao centro do eixo de acionamento, com isso diminuir as forças de inércia provocada pela assimetria do camo. Os campos representam:

- Raio : é o valor do raio do furo a ser usinado no camo;
- X Y Z : são as coordenadas do centro do furo em relação ao sistema de coordenadas;
- Massa : Este campo retorna o valor da massa retirada com a usinagem do furo.

CAMO + FURO : Este campo calcula o novo centro de massa do camo com o furo usinado.

DADOS DO CAMO : Este campo calcula os novos valores de momentos de inércia J_{xz} e J_{yz} e o novo valor da massa do camo, subtraindo a massa do furo.

PLANO DA PEÇA DE BALANCEAMENTO : Este é o plano onde será adicionada a massa de balanceamento, a dimensão **B** é o raio em relação ao centro do eixo de acionamento onde será adicionada a massa; a dimensão **A** é a distância deste plano em relação a origem (centro do mancal 1).

PLANO DA POLIA : Este é o outro plano de balanceamento, onde será adicionada a massa de balanceamento, a dimensão **C** é o raio a partir do centro da polia; a dimensão **D** é uma distância fixa em relação a origem, pois a polia está fixa ao eixo de acionamento.

ÂNGULOS : Calcula a posição angular onde devem ser colocadas as massas de balanceamento nos respectivos planos.

MASSA NO PLANO DA POLIA : Calcula a massa a ser colocada no plano da polia, em gramas.

MASSA NO PLANO DA PEÇA DE BALANCEAMENTO : Calcula a massa a ser colocada neste plano, em gramas.

Anexo C:

Listagem do Programa (CNC)

LISTAGEM DO PROGRAMA PARA FRESADORA CNC TNC 145C

L	X	Y	R0	F50	M08
	-98,548	0,000	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-98,472	8,615	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-97,425	17,178	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-95,226	25,565	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-91,926	33,458	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-87,602	40,849	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-82,358	47,549	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-76,210	53,362	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-69,512	58,328	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-62,403	62,403	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-55,019	65,569	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-47,496	67,831	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-39,962	69,217	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-32,534	69,771	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-25,316	69,556	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-18,393	68,646	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-11,783	66,827	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	-5,636	64,426	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	0,557	61,083	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	5,063	57,871	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	9,506	53,913	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	13,263	49,500	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	16,314	44,823	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	18,638	39,970	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	20,469	35,453	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	21,948	31,345	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	23,151	27,591	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	24,138	24,138	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	24,951	20,936	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	25,626	17,943	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	26,188	15,119	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	26,656	12,430	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	27,046	9,844	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	27,369	7,333	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	27,632	4,872	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	27,841	2,435	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>
	28,000	0,000	<i>R0</i>	<i>F50</i>	<i>M08</i>

Com os valores dos pontos discretizados no AutoCad consegue-se montar um programa para a usinagem do camo na fresadora. A seguir consta a explicação de cada coluna do programa acima:

- L : Esta coluna representa o comando que designa o modo de deslocamento de um ponto para outro que a ferramenta deve executar, neste caso foi escolhido um deslocamento com **interpolação linear (L)**.
- X e Y : Representa as coordenadas dos pontos do perfil do camo, relativas ao centro do furo do eixo de acionamento.
- R : Representa se a compensação do raio da ferramenta (fresa) esta ligada.
- F : Indica a velocidade de avanço em mm/min.
- M: Representa se existe algum acionamento auxiliar acionado na fresadora, por exemplo , a primeira linha do programa possui um código M03, isto significa um posicionamento rápido da ferramenta para iniciar a usinagem.

Um exemplo para a leitura de uma instrução de movimentação :

L X -98.548 Y 0.00 R0 F 50.0 M08

Esta sentença significa: “desloque-se interpolando linearmente (L) até a posição final determinada pelas coordenadas X -98.548 e Y 0.00, sem compensar o raio da ferramenta (R0), com velocidade de avanço de 50 mm/min (F50) e com lubrificação acionada (M08).