

**EDUARDO CHIAVASSA DE MELLO PAULA LIMA
OTÁVIO CAVALCANTE KUHN DOS SANTOS**

Fresadora CNC de 3 eixos para usinagens de modelos de embarcações

São Paulo
(2013)

EDUARDO CHIAVASSA DE MELLO PAULA LIMA
OTÁVIO CAVALCANTE KUHN DOS SANTOS

Fresadora CNC de 3 eixos para usinagens de modelos de embarcações

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Engenheiro

Orientador: Prof. Dr. Julio Cezar
Adamowski

São Paulo

(2013)

EDUARDO CHIAVASSA DE MELLO PAULA LIMA

OTÁVIO CAVALCANTE KUHN DOS SANTOS

Fresadora CNC de 3 eixos para usinagens de modelos de embarcações

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Engenheiro

Área de Concentração:

Orientador: Prof. Dr. Julio Cezar
Adamowski

São Paulo

(2013)

FICHA CATALOGRÁFICA

Santos, Otávio Cavalcante Kuhn dos

Fresadora CNC de 3 eixos para usinagens de modelos de embarcações / O.C.K. dos Santos, E.C.M.P. Lima. -- São Paulo, 2013.

103 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Fresadora 2.Modelos de embarcações 3.Usinagem I.Lima, Eduardo Chiavassa de Mello Paula II.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II. t.

Dedicamos este trabalho a todos aqueles que participaram direto e indiretamente de nossa formação.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos a todos aqueles que tiveram participação em nossa formação.

Aos nossos pais, que nos apoiaram tanto nos momentos felizes como nos mais tristes de nossas vidas.

Às namoradas, que nos inspiraram nos instantes mais difíceis e nos deram forças para seguir em frente.

Aos amigos, sem os quais, tudo seria impossível.

Ao Professor Julio, por sua paciência ao rever os conceitos simples, pela inteligência ao explicar os complicados e pela boa vontade em sempre ajudar quando o trabalho se torna complexo, o que de fato ocorreu diversas vezes.

Aos técnicos da oficina, que sempre nos recebem bem e tiram dúvidas quanto à usinagem e obtenção de materiais para o trabalho.

Por fim, à Escola Politécnica, que, mesmo dificultando nossa vida por diversas vezes, nos fez entender como percorrer caminhos tortuosos de maneira correta, prática e eficiente.

Simplifique o máximo que puder, mas não vá além disso.

Albert Einstein

RESUMO

O trabalho consiste no projeto e construção de uma fresadora CNC, para o Departamento de Engenharia Naval da Escola Politécnica da USP, cuja função será a usinagem de blocos de espuma de poliuretano (PUR) para a construção de moldes de modelos de embarcações. Os modelos serão utilizados para estudos dos formatos dos cascos e sua influência em características como aerodinâmica e estabilização.

A máquina em questão possui 3 graus de liberdade (eixos X, Y e Z) na ferramenta, ou seja, a peça a ser usinada ficará parada. O sistema de movimentação é através de fusos de esferas recirculantes acionados via servo motores brushless. O sistema de controle destes se dá através do software Linux CNC.

A complexidade na compra das peças faz com que o sistema de controle via software e trem de pulsos seja experimentado em uma máquina em escala reduzida, sendo posteriormente apenas necessária a montagem dos sistemas de movimentação à estrutura mecânica já fabricada da máquina em escala real.

O projeto se baseia na busca de uma solução que atenda os requisitos dos moldes e da máquina, no dimensionamento de diversos componentes, na realização de cálculos estruturais e modelos em software de CAD/CAM, na implementação da eletrônica necessária e na construção da máquina. Por fim serão realizados testes e será feita a usinagem de um molde.

Palavras-chave: Fresadora CNC. Usinagem espuma de Poliuretano (PUR). Modelos de Embarcações.

ABSTRACT

The purpose of this work is to project and construct a CNC milling machine. The machine will be used by the Department of Marine Engineering of the Escola Politécnica da Universidade de São Paulo and will be used for working on polyurethane pieces used to compose boat models. The models will be used in test to determine characteristics such as hydrodynamics and stability.

The three moving axes of the machine will be located on the milling spindle motor, and the working piece will be milled on a fixed position. The moving parts shall be moved with the use of rolled ball screw systems, which will be turned by servo brushless motors. The open-source LinuxCNC software will control the whole system.

The complexity in buying the materials provides the need to experiment the control system of the software (pulse-train), which is made on a smaller size machine with the same architecture. Later, with the moving system ready to be assembled, the machine will be ready to work since the software will be ready and functioning.

The work is structured in the following sections: Search for a configuration and solution which fit for the usage of the project, dimensioning of the different parts of the machine, designing of the machine and calculating the vibration on the machine with CAD/CAM softwares, implementing the electronics necessary, and the construction and assembly of the machine. At last, tests will be made with the machine and a model will be milled.

Keywords: CNC Mill. Polyurethane machining. Boat models.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES E TABELAS

Figura 1	– Relações que envolvem a qualidade de uma máquina ferramenta (Weck, 1992 - Retirado de Stoeterau, 2009)	21
Figura 2	– Relações que envolvem a qualidade de uma peça (Retirado de Stoeterau, 2009)	21
Figura 3	– Classificação dos Processos de Usinagem (Retirado de Stoeterau, 2009)	22
Figura 4	– Tipos básicos de fresamento	23
Figura 5	– Bloco de Espuma de PU	32
Figura 6	– Esboço da Solução 1	34
Figura 7	– Esboço da Solução 2	35
Figura 8	– Esboço da Solução 3	36
Figura 9	– Desenho detalhado da solução escolhida	37
Figura 10	– Topologia da máquina (a) vista de lado (b) vista de frente	39
Figura 11	– Detalhes do projeto final (junção X-Y)	40
Figura 12	– Detalhe do projeto final (junção Y-Z)	40
Figura 13	– Sistema de acionamento	45
Figura 14	– Primeira proposta para suporte do Spindle	48
Figura 15	– Segunda proposta para suporte do Spindle	49
Figura 16	– Primeira opção do suporte entre braços Y e Z	50
Figura 17	– Vista do suporte final entre os braços Y e Z	51
Figura 18	– Vista isométrica final do suporte entre os braços Y e Z	51
Figura 19	– Vista inferior da máquina, detalhe da mesa	52
Figura 20	– Resultado preliminar para o primeiro modo de vibrar da máquina	53
Figura 21	– Modelo simplificado para flexão	54
Figura 22	– Modelo simplificado para torção	55
Figura 23	– Primeiro e Segundo Modos de Vibrar	57
Figura 24	– Vista 3D do protótipo final	58
Figura 25	– Desenho de conjunto final	59
Figura 26	– Detalhe dos dois graus sobressalentes	66
Figura 27	– Vista da máquina final.	67

Figura 28	–	Máquina final	67
Figura 29	–	Caixa de acionamentos dos motores de passo.	69
Figura 30	–	Detalhe do encaixe para os motores	69
Figura 31	–	Configuração da máquina no linuxCNC	72
Figura 32	–	Configuração dos pinos da porta paralela	72
Figura 33	–	Teste de latência para o protótipo de testes	73
Figura 34	–	Estrutura da máquina projetada	74
Tabela 1	–	Tipos de motores e suas características	27
Tabela 2	–	Tabela do coeficiente de uso da máquina (Fw).	42
Tabela 3	–	Tabela do coeficiente de montagem (f)	43
Tabela 4	–	Tabela dos modos de vibrar	53
Tabela 5	–	Tabela final dos modos de vibrar	57

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

3D	Tridimensional
CAD	Design Assistido por Computador (Computer Aided Design)
CAM	Manufatura Assistida por Computado (Computer Aided Manufacturing)
CNC	Computer Numeric Control ou Controle Numérico Computadorizado
PU ou PUR	Poliuretano

LISTA DE SIMBOLOS MATEMÁTICOS

a_{max}	Máxima aceleração
Ca	Carga Dinâmica
D	Diâmetro nominal do fuso
Dr	Diâmetro Interno do fuso
e	Espessura da seção transversal
f	Coeficiente do tipo de montagem
Fw	Coeficiente de Uso da Máquina
J_f	Momento de inércia do fuso
J_r	Momento de inércia do rotor
L	Comprimento
Lh	Vida útil
l	Lado da seção transversal
m	Massa
m_{sp}	Massa do spindle
m_{sm}	Massa do sistema movimentado
N	Rotação
N_{crit}	Rotação crítica
p	Passo do fuso
P_m	Potência do motor
$P_{m\acute{a}x}$	Potência necessária no motor
S	Área da seção transversal

T	Torque do motor
$T_{m\acute{a}x}$	Torque necessário no motor
v_a	Velocidade de avanço
\forall	Volume
\forall_t	Volume de trabalho
A	Máxima aceleração angular
H	Rendimento do sistema
μ	Coeficiente de Atrito
P	Densidade
Ω	Velocidade angular

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	6
RESUMO.....	8
ABSTRACT	9
LISTA DE ILUSTRAÇÕES E TABELAS.....	10
LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS.....	12
LISTA DE SIMBOLOS MATEMÁTICOS	12
SUMÁRIO.....	14
1 - INTRODUÇÃO	15
1.1 - A Fresadora.....	15
1.2 - Modelos de Embarcações	16
1.3 - A Espuma de Poliuretano	17
1.4 - Objetivos.....	17
2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: INTRODUÇÃO AO PROJETO DE MÁQUINAS- FERRAMENTAS MODERNAS.....	19
2.1 - Introdução.....	19
2.2 - A Estruturas das Máquinas Ferramentas	22
2.3 - Árvores de Máquinas Ferramentas:	24
2.4 - Elementos de Máquinas	25
2.5 - Acionamentos.....	27
2.6 - Sistemas de Controle e Sensores	28
3 - DESENVOLVIMENTO	31
3.1 - Requisitos do Sistema	31
3.2 - Solução Proposta	34
3.3 - Dimensionamento.....	41
3.4 - Cálculo Estrutural	54
3.5 - Desenho de Conjunto e Fabricação	59
3.6 - O Computador	62
3.7 - Estrutura do Projeto Final	63
3.8 - Protótipo de Testes.....	64
4 - CUSTOS E PROCESSO DE COMPRAS.....	67
5.1 - Protótipo de Testes.....	69
5.2 - Máquina Projetada	75
6 - CONCLUSÃO	77
REFERÊNCIAS.....	78
APÊNDICE A – CUSTOS.....	80
APÊNDICE B – DESENHOS DE CONJUNTO E FABRICAÇÃO	82

1 - INTRODUÇÃO

1.1 - A Fresadora

Não há um consenso entre os historiadores sobre a invenção da fresadora. Um dos poucos pontos que eles concordam é que ela foi inventada no início do século 17 em alguma pequena oficina artesanal. Uma das versões mais difundidas diz que a fresadora foi inventada por volta de 1818 pelo americano Eli Whitney, consagrado engenheiro mecânico e também famoso pela criação da máquina de descascar algodão que, anos antes, foi fundamental para recuperar a economia do sul dos Estados Unidos que passava por uma crise devido ao declínio da escravidão no país.

Envolvido em diversas guerras de disputas territoriais, o governo americano estabeleceu um contrato com Whitney, que previa o fornecimento de dez mil rifles (algumas teorias defendem um pouco menos, em torno de oito mil) em dois anos, quantia absurda para a época. Para auxiliá-lo, o engenheiro desenvolveu os conceitos básicos da primeira linha de produção, onde possuía diversos funcionários especializados em tarefas de fácil execução que em conjunto montavam as armas de modo fácil e rápido. Além disso, ele precisou projetar uma máquina que usinasse mais rapidamente diversas peças do rifle que eram intercambiáveis e podiam ser trocadas sem prejuízo, algo inédito para a produção artesanal da época.

Essa máquina foi a primeira fresadora criada, e funcionava através de alavancas e parafusos com rosca-sem-fim. Alguns anos depois, o americano Robert Johnson teve a ideia de conectar o eixo arvore de sua fresadora, através de polias e engrenagens, à uma roda d'água, criando assim a primeira fresadora a funcionar sem força humana.

Cerca de 30 anos depois a “Robbins e Lawrence” criou uma fresadora mais precisa com a utilização de guias, barramentos, fusos e até um cabeçote vertical, permitindo trabalhos mais variados. Outra mudança drástica foi a utilização de motores a vapor ou moinhos de vento, adicionando novas hipóteses para o acionamento da máquina. Em 1860, o engenheiro Joseph R. Brown, fundador da “Brown e Sharpe” desenvolveu a primeira fresadora universal, e no fim do século XIX, sua empresa já vendia diversos acessórios para suas máquinas, de modo que as atuais ainda se assemelham em muito com as feitas naquela época [16].

As fresadoras não sofreram grandes mudanças por diversas décadas até que, nos anos 70, com a proliferação dos computadores e dos pequenos motores elétricos, começaram a surgir as máquinas CNC que adicionaram velocidade, eficiência e precisão revolucionando o mercado e sendo capazes de usinar quase todos os tipos de peças e materiais necessários. Por fim, pode-se citar o constante desenvolvimento de softwares de CAD/CAM que permitem a simulação das peças a serem usinadas como a última grande transformação que as fresadoras passaram ao longo desses quase dois séculos, permanecendo até hoje como um dos métodos mais utilizados de usinagem de peças no mundo.

1.2 - Modelos de Embarcações

Os modelos de embarcações têm sido amplamente utilizados na indústria Naval para a previsão e estudo de diversos parâmetros relacionados a estrutura e geometria destes. Alguns desses parâmetros são: força de arrasto, velocidade e aceleração, que podem ter seus valores alterados por uma simples mudança no formato do casco, por exemplo.

Devido à alta complexidade em se obter formas analíticas para o estudo desses parâmetros já que existe uma grande quantidade de variáveis no sistema, o método experimental é amplamente utilizado para a obtenção dos mesmos e devido às correlações obtidas através da análise dimensional, a utilização de modelos em escala pode ser feita obtendo-se resultados próximos dos reais.

Como as embarcações possuem formatos cada vez mais complexos, os modelos precisam reproduzi-los com precisão elevada, e suas confecções têm sido dificultadas sem a utilização de máquinas controladas por computador, dada a limitação que os produtos artesanais possuem. Deste modo fresadoras CNC se mostram uma excelente alternativa tendo em vista que os requisitos dos moldes são facilmente obtidos por uma máquina deste tipo.

Devido ao alto preço que os modelos podem chegar, é fundamental para um centro de pesquisa nesta área conseguir confeccionar seus próprios modelos de acordo com suas exigências e poder modificá-los sem que haja uma grande perda dos investimentos realizados.

1.3 - A Espuma de Poliuretano

Os poliuretanos (PU) foram desenvolvidos por Otto Bayer em 1937 e são produzidos através da reação de poliadição de um isocianato com poliol e em presença de agentes de cura e expansão além de catalisadores, surfactantes e cargas. As ligações cruzadas dos poliuretanos se formam pela reação dos grupos isocianatos residuais com grupamentos uréia ou uretano (Orsioli, 2005).

A espuma de poliuretano pode ser encontrada na forma rígida, semi-rígida ou flexível. A forma e suas propriedades são dependentes da composição, das características dos polióis, isocianatos, e aditivos e também do processo de fabricação. Isto faz com que diversos tipos de poliuretanos e espumas possam ser fabricados.

Atualmente este tipo de material tem sido comumente utilizado para produção de colchões e outros estofados, isolantes térmicos em eletrodomésticos, fabricação de diversos painéis a serem utilizados na construção civil e até na produção de calçados. Importantes características do PU são: Isolamento térmico, baixa densidade, flutuabilidade em água, e baixa deformação quando submetidos a variações de temperatura e pressão.

1.4 - Objetivos

Este trabalho tem como objetivo o desenvolvimento de uma máquina fresadora que seja capaz de usinar moldes de PU para modelos de embarcações de acordo com os requisitos necessários, tanto da máquina quanto da peça, para o correto funcionamento de ambos de acordo com sua finalidade. Os requisitos de ambos serão vistos no próximo capítulo.

A fresadora a ser projetada se difere das existentes no mercado principalmente no que diz respeito ao volume de trabalho e ao material a ser usinado. Em sua maioria as máquinas de porte médio/grande não são feitas para usinar espumas de poliuretano e, em geral, as fresadoras para usinar materiais menos rígidos como este, possuem um volume de trabalho menor, principalmente em relação à altura. Já as outras fresadoras CNC com um volume maior, em geral são máquinas mais robustas e caras cuja finalidade é usinar blocos de metais, tais

como alumínio e aço, e possuindo diversos graus de liberdade, sendo portanto inviáveis e desnecessárias para a utilização aqui desejada.

A máquina ficará à disposição do Departamento de Engenharia Naval para que diversos moldes de embarcações possam ser construídos de modo que os modelos resultantes possam ser utilizados para o estudo e previsão de resultados a serem testados e comparados com os resultados obtidos em embarcações de tamanhos reais.

Outro projeto de conclusão de curso do departamento citado está sendo realizado em parceria com este. Este consiste no desenvolvimento de um software que, através da fotogrametria de uma superfície, irá realizar a construção desta superfície em um programa de CAD. Esta mesma superfície será utilizada para gerar um código que implementará as instruções a serem executadas na fresadora, de modo que esta possa reproduzir com maior exatidão a superfície no molde em questão, em escala reduzida.

2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: INTRODUÇÃO AO PROJETO DE MÁQUINAS-FERRAMENTAS MODERNAS.

2.1 - Introdução

O projeto de máquinas ferramentas consiste em um trabalho complexo, onde diversos subconjuntos precisam ser projetados separadamente de modo a produzir um único produto que funcione atendendo os requisitos de cada um e também da máquina como um todo. A seguir serão explicados todos os conjuntos que compõem a máquina a ser construída e qual a função e os seus respectivos requisitos de projeto.

Todos os textos que se seguem nesta seção foram baseados na obra do professor Stoeterau, 2009.

2.1.1 - Requisitos Básicos

Inicialmente, todo projeto de máquina ferramenta deve satisfazer essencialmente dois requisitos:

- As peças produzidas devem obedecer a tolerâncias de forma e dimensional, juntamente com os requisitos de qualidade superficial, independentemente do operador da máquina.
- Deve demonstrar alto desempenho técnico com eficiência econômica de modo a ser competitiva na operação.

Para satisfazer estes requisitos, o projeto deve ser pensado em três subconjuntos: A estrutura, os acionamentos para a ferramenta e seus dispositivos de movimentação, e por último, a operação junto com os dispositivos de controle.

2.1.2 - Especificações Iniciais

A estrutura da máquina deve ser escolhida de modo a atender os seguintes pontos:

- Condições Operacionais: Estas são definidas pelo processo de usinagem e a cinemática dos movimentos necessários, tanto para a peça quanto para a ferramenta.
- Capacidade de Forma: Corresponde ao volume do espaço coberto pela máquina a ser projetada
- Requisitos de Desempenho: Sejam eles quantitativos (parâmetros mensuráveis) ou qualitativos (exatidão e precisão da máquina).
- Eficiência Técnica e Econômica: Deve-se levar em conta custos de manutenção, controle e instalação da máquina, além de assegurar condições plenas de trabalho de modo a evitar fadiga do operador e facilidade de manutenção das peças intercambiáveis e de maior desgaste.

Existem diversos fatores que definem a qualidade de um projeto e da respectiva máquina. A figura 1 representa alguns destes fatores e relações.

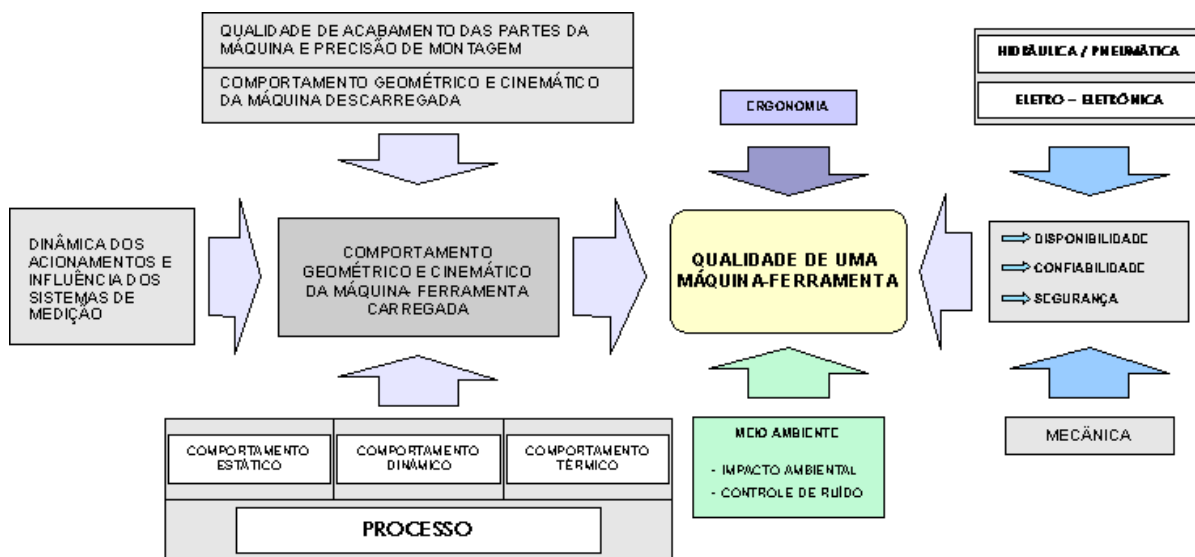


Figura 1 - Relações que envolvem a qualidade de uma máquina-ferramenta (Weck, 1992 - Retirado de Stoeterau, 2009)

Uma das principais funções deste tipo de máquina é a usinagem de peças com qualidade de modo a garantir a repetição de seus parâmetros dimensionais, de forma e de acabamento, entre outros. A figura 2 apresenta os fatores que podem influenciar esta precisão:

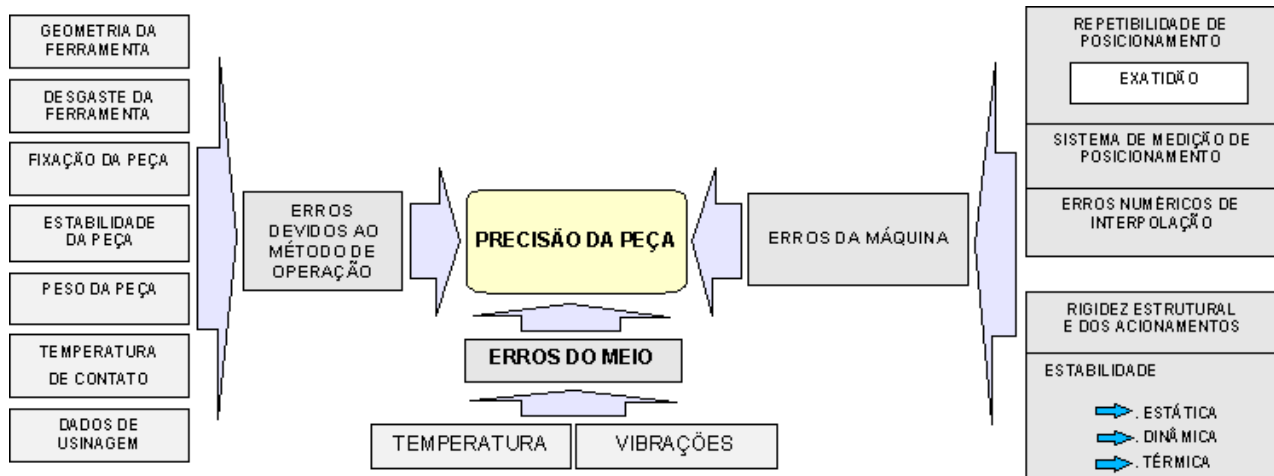


Figura 2 - Relações que envolvem a qualidade de uma peça (Retirado de Stoeterau, 2009)

2.1.3 - Processos de Usinagem:

De acordo com a norma DIN 8580, os processo de usinagem são aqueles em que ocorre a remoção de material sob a forma de cavaco. A classificação destes processos pode ser verificado de acordo com a figura 3:

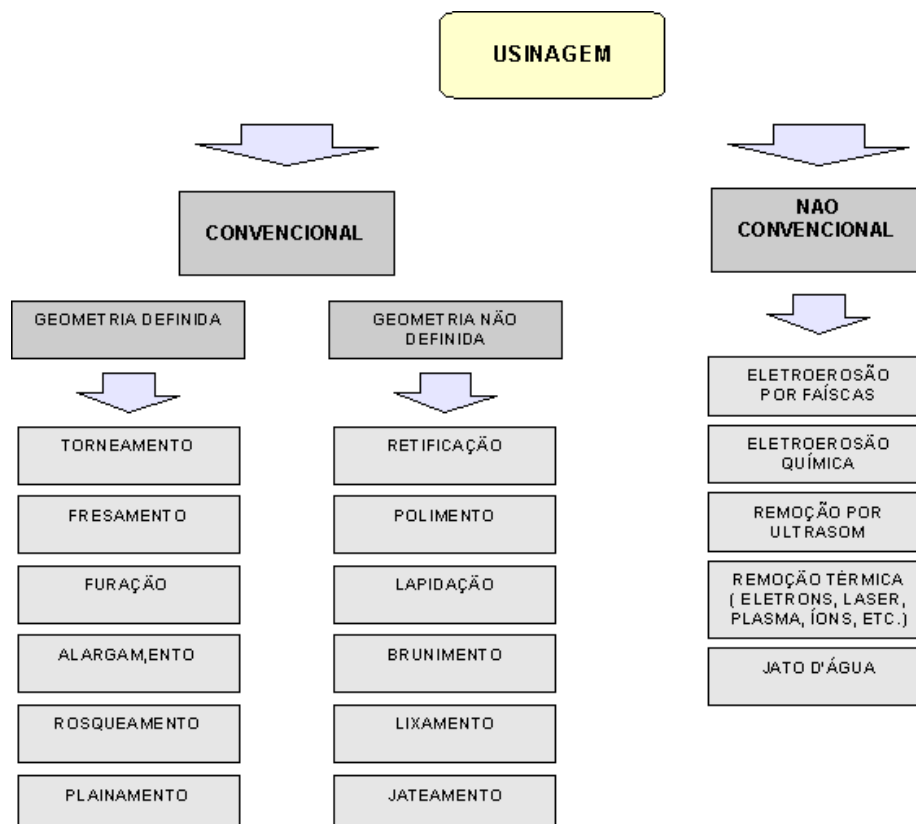


Figura 3 - Classificação dos processos de usinagem (Retirado de Stoeterau, 2009).

2.1.3.1 - O Processo de Fresamento

O fresamento se caracteriza pelo movimento de rotação da ferramenta enquanto há um movimento de translação entre esta e a peça. Pode-se separar em três tipos básicos: o de topo, o 3D e o frontal. Estes três tipos podem ser visualizados na figura 4. É importante ressaltar que a usinagem pode ser feita em um movimento concordante ou discordante, de acordo com o sentido de rotação da ferramenta e de translação.

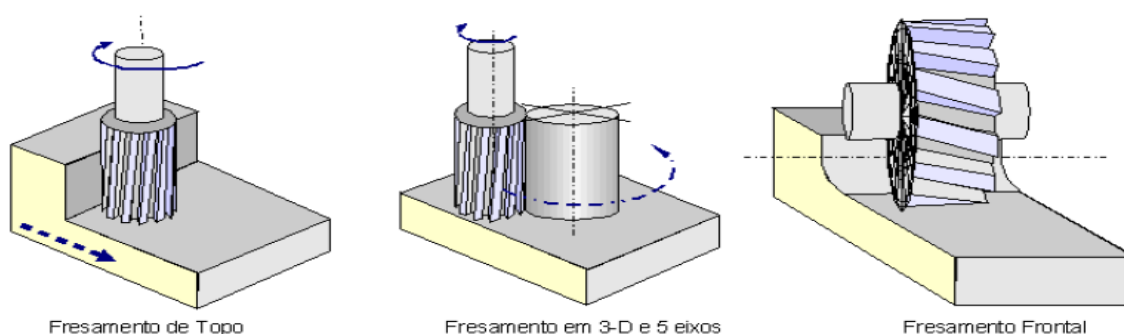


Figura 4 - Tipos básicos de fresamento

Outro ponto importante do fresamento é que os esforços gerados através do corte, possui uma característica alternante, cuja direção muda de acordo com a ação dos dentes.

2.2 - A Estruturas das Máquinas Ferramentas

As principais funções da estrutura deste tipo de máquina são:

- Rigidez estática e dinâmica
- Estabilidade térmica e química
- Facilidade de manipulação e acesso aos componentes
- Custo.

É importante dizer que, para projetos cuja manipulação seja complicada, é aconselhável a divisão da estrutura principal em subsistemas de menores dimensões de modo a facilitar a manipulação. Entretanto, para realizar isso, é necessária maior atenção as indicações de montagem destes subsistemas.

2.2.1 - Considerações Estáticas

A análise estática é caracterizada pelas deformações da estrutura quando submetidas aos esforços atuantes na máquina, principalmente os de natureza flexivas e torcionais, que resultam nas principais origens de imprecisão das máquinas. Os principais esforços que precisam ser considerados são: Peso das partes móveis, peso das peças a serem usinadas, forças de usinagem e gradientes térmicos. Vale citar que outros esforços podem ser originados em montagens erradas da estrutura.

Em geral os problemas relacionados a este tipo de deformação pode ser solucionado aplicando-se conhecimentos de mecânica dos sólidos e resistência dos materiais e escolhendo geometrias para a estrutura e perfis utilizados que aumentem a rigidez da máquina.

2.2.2 - Considerações Dinâmicas

A análise dinâmica é necessária para minimizar os deslocamentos causados pelas vibrações das máquinas, que ocorrem devido ao componentes da máquina que provocam ruídos e devido as vibrações do processo de usinagem. Pode ocorrer de um tipo de vibração aumentar o efeito do outro tipo, desencadeando um efeito em cadeia e que leva ao colapso da peça, da ferramenta, ou até da máquina.

Estas vibrações podem ser minimizadas através de diversas medidas que atuem na máquina (presença de dispositivos dissipadores), no processo (verificação dos parâmetros ótimos de usinagem), ou nos componentes desta (correta lubrificação e dimensionamentos dos elementos).

Deve-se sempre levar em consideração atuar em cima dos primeiros modos de vibração e verificar as hipóteses e simplificações consideradas na análise, pois estas podem influenciar diretamente no resultado da análise.

2.2.3 - Materiais utilizados.

Tradicionalmente, as estruturas das máquinas ferramentas eram feitas de aço e ferro fundido. Mais recentemente, com avanços na ciência dos materiais, cerâmicas e aços especiais têm sido cada vez mais utilizados para minimizar os efeitos térmicos, químicos, estáticos e dinâmicos que influenciam e prejudicam a precisão e funcionamento correto das máquinas ferramentas.

A escolha do material é influenciada pelos requisitos da máquina e tipos de usinagem a ser executados e altera diversos parâmetros de usinagem e manutenção da máquina, além de seu processo de fabricação, que varia para cada material escolhido.

2.3 - Árvores de Máquinas Ferramentas:

A árvore da máquina é o conjunto de peças responsáveis por realizar o movimento de rotação da ferramenta ou da peça. Como os esforços gerados no processo de usinagem recaem sobre seus mancais, é de fundamental importância que o projeto da árvore seja realizado com um dimensionamento correto dos parâmetros relevantes.

2.3.1 - Especificações:

Como todo subconjunto possui especificações, os da árvore são, dentre outros:

- Potência
- Capacidades de carga
- Máxima velocidade de rotação
- Dimensionamento dos sistemas de fixação
- Rigidez estática e dinâmica

Deve-se ressaltar que em alguns casos, a escolha das especificações tragam parâmetros que se contradizem, de modo que a escolha deve ser feita através de soluções de compromisso de acordo com cada máquina e sua relevância. Pode-se ainda ocorrer limitações espaciais, de montagem ou de design, além do custo. Todos estes pontos devem ser levantados e levados em considerações durante o projeto.

2.3.2 - Componentes

Todo projeto de árvores de máquinas ferramentas devem possuir os seguintes componentes:

- Acionamento
- Mancais
- Eixo e sistemas de fixação (peça ou ferramenta)
- Geometria e montagem da árvore.

Cada um destes componentes deve ser escolhido de acordo com o processo de usinagem definido e podem ser encontrados em literaturas especializadas.

2.4 - Elementos de Máquinas

Para cada tipo de grau de liberdade deve ser utilizado um elemento de máquina que permita a realização de movimentos. Para movimentos rotativos são utilizados mancais de rolamento e para movimentos lineares, são utilizados guias.

2.4.1 – Mancais

São classificados de acordo com dois critérios, carregamento ou formas de sustentação. Os mancais devem ser escolhidos de acordo com os requisitos da máquina. Os principais requisitos para a escolha destes são:

- Restrições nos movimentos
- Velocidade de rotação
- Tipo do carregamento e suas intensidades
- Precisão na movimentação
- Tempo útil de vida
- Custo
- Rigidez
- Condições de operação (temperatura, umidade)
- Espaço

2.4.2 – Guias

São definidas como componentes que podem deslizar em outro através de um padrão. No caso das guias lineares, este padrão é retilíneo. Existem diversos tipos de classificação de guias, e as principais formas são: tipo do movimento, tipo de seção transversal, graus de liberdade e restrição à rotação.

Tal como os mancais, há diversos critérios de seleção e os principais são:

- Carga suportada
- Rigidez
- Precisão
- Vida útil
- Fabricação
- Custo
- Repetitividade

2.4.3 - Elementos conversores e transmissores de movimento

Estes elementos de máquinas são utilizados para transmitir ou converter os movimentos realizados pelos acionamentos, de modo que os atuadores possuam o movimento projetado.

Tabela 1 - Tipos de motores e principais características.

2.5.2 - Atuadores Lineares

Os atuadores lineares são responsáveis por movimentos de translação. Em geral, este tipo de acionamento é pouco utilizado para o projeto de máquinas ferramentas. Os principais tipos são os motores lineares, os atuadores piezelétricos, responsáveis por pequenos cursos e os atuadores hidráulicos e pneumáticos característicos pela transmissão de elevadas forças de atuação.

2.6 - Sistemas de Controle e Sensores

2.6.1 - Sistemas de Controle

São responsáveis pelo gerenciamento das informações relevantes da máquina que são classificadas em primárias e secundárias. As primárias são referentes às movimentações dos eixos e das arvores. Já as secundárias são utilizadas para aplicações indiretas, tais como refrigeração, lubrificação, aspiração, e informações da máquina, tais como temperatura e deformação entre outras. O sistema de controle é responsável também pela interface entre o operador e a máquina

Este pode ser dividido entre malha aberta, onde não há realimentação dos parâmetros controlados, ou através de um sistema de malha fechada, onde existe a realimentação e permite um controle mais apurado.

2.6.2 - Sensores:

Com o avanço e barateamento da eletrônica, diversos sensores têm sido utilizados nos projetos de máquinas ferramentas de modo a melhor detectar possíveis variações no desempenho e controla-lo através de um sistema de malha fechada. Os principais tipos de sinais coletados são:

- Força
- Deformações
- Distâncias
- Temperaturas
- Vibrações

Os sensores podem ser classificados em passivos, que não realimentam o processo e conseqüentemente não podem ser compensados em tempo real, tais como sensores de fim de curso e em sensores ativos, responsáveis por realimentar a malha de controle, tais como os de posição e os de velocidade.

3 - DESENVOLVIMENTO

3.1 - Requisitos do Sistema

Em uma reunião com o departamento de Engenharia Naval foi informado o tamanho dos modelos e as características do material a ser usinado. Com isso determinou-se ou calculou-se os seguintes requisitos para a fresadora:

3.1.1 - Volume de Trabalho

Inicialmente se estimava uma máquina que teria o volume de trabalho de acordo com as dimensões dos modelos a serem usinados. Foi discutido na reunião e as dimensões dos modelos foram estimadas em 2400x700x500mm. No entanto, estas medidas implicariam em um sistema de inércia muito alta no sentido longitudinal, o que fez com que a discussão tomasse o rumo de quais as soluções seriam capazes de resolver tal problema. A primeira solução proposta foi a de utilizar, no sistema de movimentação, ao invés de fusos de esferas recirculantes, o sistema pinhão cremalheira. Uma outra solução foi a divisão do modelo em mais peças, que, depois de usinadas, seriam encaixadas formando o modelo completo.

A primeira solução implicaria em um investimento financeiro muito superior ao da segunda, e o resultado não seria tão vantajoso, pois após a usinagem ainda haverá um pós-processamento das peças. Sendo assim, se optou por fazer uma máquina que opere com um volume de trabalho de cerca de 1/3 dos modelos, ou seja, os modelos serão divididos em três peças no sentido longitudinal. As medidas finais do volume de trabalho ficaram, então, definidas em:

$$V_t = 900 \times 700 \times 500 = 0,315 \text{ m}^3 \quad (1)$$

3.1.2 - Velocidade de Avanço

A velocidade de avanço foi também discutida em reunião, já que importa tanto para os projetistas da máquina como para os operadores. Por fim, uma velocidade de avanço de 500 mm/s foi bem aceita por ambas as partes, já que tal velocidade

possibilita uma usinagem veloz, o que reduz os gastos por parte dos operadores. Ao dimensionar os motores, percebeu-se que estes necessitariam de muita potência, então optou-se por reduzir esta velocidade pela metade, ou seja 250 mm/s, o que possibilita uma usinagem ainda veloz sem demandar muita potência dos motores.

3.1.3 - Rotação do Motor

O conhecimento da velocidade de avanço, juntamente com o conhecimento do passo dos fusos utilizados para o sistema de movimentação da máquina, leva à possibilidade de se determinar a rotação que os motores utilizados deverão possuir. Tal cálculo provém da seguinte relação:

$$N = 60 \times \frac{v_a}{p} \quad (2)$$

Na prática, o cálculo efetuado foi o oposto, pois foi obtida a velocidade de avanço a partir dos valores convencionais de rotação do motor de 3000RPM [5] e de passo do fuso de 5mm [6]. A velocidade de avanço foi então levada à reunião e aprovada. Por fim, foi certificado que os motores utilizados possuiriam rotação nominal de 3000 rotações por minuto.

3.1.4 - Densidade do Material PUR

Como a espuma rígida de Poliuretano possui uma variação da densidade que depende diretamente do modo como o material foi processado quimicamente, utilizou-se uma amostra de peça fornecida pela Intermarine (um bloco sobressalente de um ensaio feito anteriormente na Escola). Tal amostra teve as dimensões medidas por uma escala cuja precisão é de meio milímetro e foi pesada com um dinamômetro digital comercial. A Figura 5 representa a amostra de Poliuretano utilizada para obter a densidade do material.



Figura 5 - Bloco de Espuma de PU

Para determinar as propriedades de usinagem do poliuretano a ser utilizado, calculou-se a densidade da amostra obtida. Como se pode observar, a peça contém alguns defeitos, que fazem, juntamente com os métodos de medição, com que as medidas obtidas contenham um erro. No entanto, o valor condiz com a densidade esperada (60-200 kg/m³ é a gama de valores que se encontra na literatura, 60-80g/m³ é o valor que foi informado por um representante da Intermarine como padrão das espumas utilizadas para moldes de modelos de barcos) [2]. Os valores medidos e calculados estão explícitos a seguir:

$$m = 0,99 \text{ g (medido por um dinamômetro)}$$

$$V_t = 146 \text{ mm} \times 249 \text{ mm} \times 395 \text{ mm (medido por régua)}$$

$$V = 14,4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\rho = 68,9 \text{ Kg/m}^3$$

A densidade obtida encontra-se na gama esperada e foi informada à equipe do departamento da Engenharia Naval. Será utilizada, para fins de cálculos e análises, a densidade aproximada de 70kg/m².

3.1.5 - Máxima Aceleração

A máxima aceleração dos sistemas de movimentação foi estipulada em 5m/s^2 para que não exigissem um torque muito alto fornecido pelos motores, e, para a dimensão da máquina, tal aceleração não implica em maiores problemas em sua operação. Além disso, uma aceleração desta permite que se atinja a velocidade máxima desejada de maneira rápida, sendo assim fundamental para uma usinagem mais veloz.

3.2 - Solução Proposta

3.2.1 - Discussão sobre a Arquitetura

3.2.1.1 - Soluções Propostas

Houve a análise de diversas topologias para a máquina a ser projetada. A topologia é a disposição dos elementos que compõe a máquina na montagem da mesma. Levou-se em conta, na análise da máquina que será fabricada, os seguintes aspectos:

- Quantidade de massa móvel: este fator implica diretamente no torque que os motores devem fornecer aos sistemas de movimentação, o que pode aumentar consideravelmente o custo da máquina;
- Limitação dos eixos de movimentação: este fator influencia diretamente no volume de trabalho da máquina, e pode tornar alguns espaços inutilizados;
- Acessibilidade à ferramenta: pode oferecer segurança e praticidade ao operador dependendo da forma como for feita;
- Acessibilidade à peça: facilita a operação da máquina;
- Vibração da máquina: é extremamente importante o conhecimento dos modos de vibrar da máquina, para que não se construa uma máquina que vibre muito e perca, assim, precisão na usinagem;
- Volume da máquina: um espaço limitado para a instalação da máquina leva à necessidade de uma máquina que não tenha um volume tão alto;
- Facilidade de construção e operação da máquina: o primeiro é importante por parte dos projetistas, que podem encontrar custos elevados e dificuldades de construção em uma máquina mais complexa.

Foram pesquisados diferentes layouts para a máquina a ser projetada. Algumas delas teriam dificuldade construtivas maiores que outras. Outras possuem a desvantagem de serem máquinas caras, com elementos de custo elevado (como o sistema pinhão-cremalheira descrito anteriormente). Os diferentes layouts foram levados ao conhecimento em reunião com os integrantes do departamento de Engenharia Naval. As figuras a seguir retratam, de maneira simples, as topologias que eram mais cotadas para serem fabricadas. Tais topologias foram obtidas da bibliografia utilizada neste projeto (Slocum, A., “Precision Machine Design”).

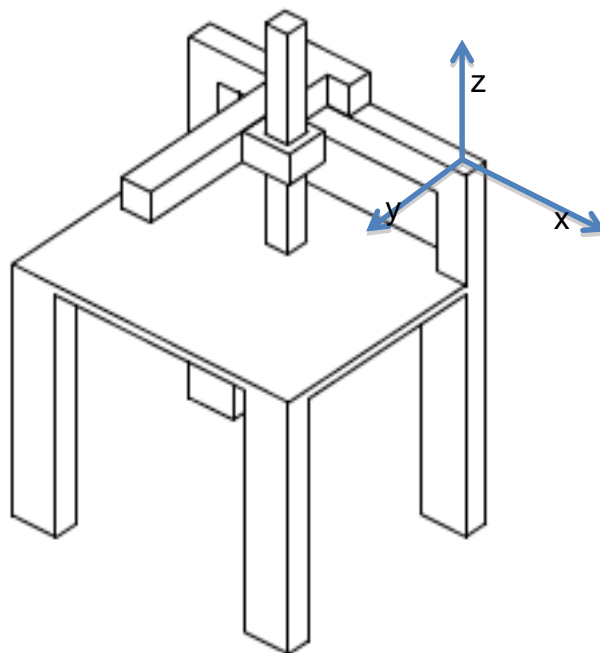


Figura 6 - Esboço da Solução 1

A primeira opção analisada é aquela em que os três graus de liberdade estão localizados na ferramenta conforme figura 6. Uma viga fixa é responsável por conter a guia do eixo X. Ao longo deste eixo é deslocada a viga *cantilever* onde está localizado o eixo Y. Já ao longo do eixo Y se desloca a viga que contém a ferramenta e equivale ao deslocamento em Z. Este primeiro layout contém algumas características que foram analisadas para a definição do projeto (Schneider, J., 2010). São elas:

Vantagens:

- Pouca massa móvel;
- Fácil acesso à ferramenta;

- Boa acessibilidade à peça;
- Baixo volume da máquina.

Desvantagens:

- Movimentos limitados nos eixos Y e Z;
- Pode apresentar erros de Abbe;
- Baixa frequência natural.

A segunda opção está representada na Figura 7.

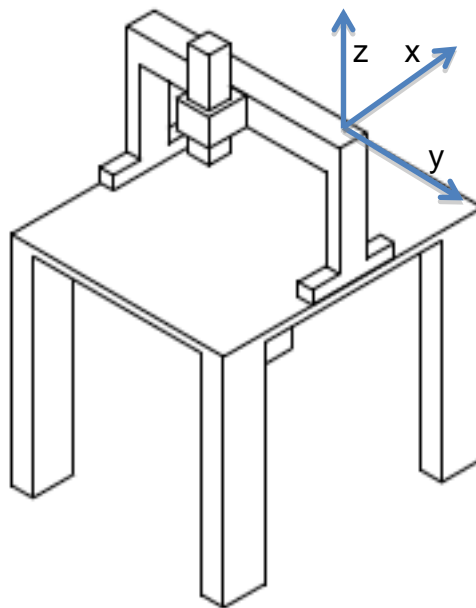


Figura 7 - Esboço da Solução 2

Esta opção também possui 3 graus de liberdade localizados na ferramenta, no entanto o eixo X está localizado de forma a deslocar o pórtico inteiro nesta direção. Este layout possui as seguintes características:

Vantagens:

- Grande alcance do eixo Y;
- Boa acessibilidade do operador;
- Baixo volume da máquina.

Desvantagens:

- Largura da peça não pode exceder o espaço limitado pelo pórtico;
- Velocidade mais baixa;

- Média massa móvel;
- Necessidade de dois acionamentos no pórtico.

A terceira e última opção está representada na Figura 8.

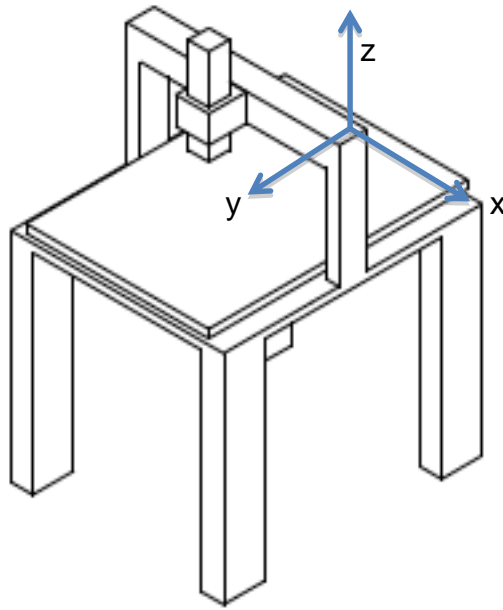


Figura 8 - Esboço da Solução 3

Esta opção possui como maior diferença o fato de um dos graus de liberdade estar localizado na mesa (eixo Y) enquanto os outros dois graus estão localizados na ferramenta, no pórtico. As suas características são as seguintes:

Vantagens:

- Pouca massa móvel em X e Z;
- Grande alcance do eixo Y;

Desvantagens:

- Vibração maior da mesa;
- Maior volume da máquina;
- Muita massa móvel em Y (peça e mesa);
- Largura da peça não pode exceder o espaço limitado pelo pórtico;
- Acessibilidade limitada à peça.

3.2.1.2 - Solução Escolhida

A análise das características destas topologias juntamente com as especificações determinadas para a máquina na reunião fez com que a opção escolhida fosse a primeira. Além disto, a solução 1 apresentou maior facilidade de fabricação e montagem, sendo assim ideal para o projeto.

Com a topologia escolhida, partiu-se para um detalhamento mais profundo da mesma, escolhendo-se o comprimento dos fusos (utilizado posteriormente para o dimensionamento do diâmetro dos mesmos e a potência exigida pelos motores) e dos perfis a serem usados na estrutura da máquina. Uma estrutura mais detalhada foi feita para ser apresentada ao orientador e dar seguimento aos cálculos estruturais que determinaram a frequência natural da máquina. O modelo em três dimensões da estrutura mais detalhada está representado na Figura 9, já com as medidas estipuladas e os fusos e mancais nas medidas que serão utilizados. A figura representa o modelo final projetado para a fabricação. As peças a serem usinadas para a fabricação podem ser verificadas nos desenhos de fabricação anexos. A vistas isométrica da máquina foi obtidas do modelo 3D criado no software Catia V5, por meio do *Assembly* das diversas peças feitas.

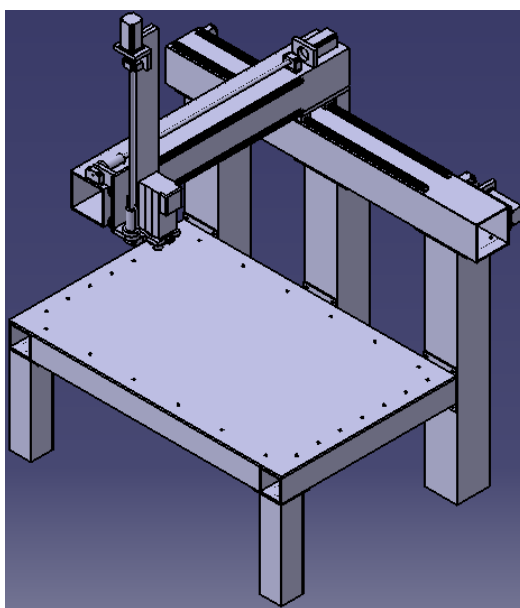


Figura 9 - Desenho detalhado da Solução Escolhida

3.2.2 – Discussão dos Elementos de Máquina

3.2.2.1 - Sistema de Movimentação

Como citado anteriormente, a máquina terá movimentação realizada por fusos de esferas recirculantes (capazes de deslocar as castanhas com boa precisão) e guias lineares de apoio (capazes de suportar grandes cargas). Os fusos serão apoiados em dois mancais cada, um de acionamento, no lado onde o motor será acoplado, e um de apoio. Os fusos serão laminados e serão comprados já usinados para o encaixe com os mancais que serão comprados. Mais detalhes serão explicitados no tópico dos dimensionamentos.

Os motores utilizados serão servo-motores brushless, e acionarão diretamente os fusos, sem necessidade de redução acoplada. A justificativa para utilizar tais motores se dá pois a máquina fresadora aqui detalhada necessita de alta velocidade de operação, sem que haja perda de precisão (o controle feito em malha fechada pelos servo-drives garantem que não haja perda significativa da precisão mesmo que movendo grandes cargas). Além disso, os motores servo possuem alta potência, e são, assim, perfeitos para a necessidade do projeto, que pode exigir alto torque de operação. Mais detalhes sobre os motores serão relatados no tópico dos dimensionamentos.

3.2.2.2 – Estrutura

Os sistemas fuso/mancal serão fixados a perfis tubulares quadrados. Estes perfis terão diferentes dimensões e materiais. Nas partes da estrutura onde o perfil é fixo o material utilizado será o aço, pois possui maior rigidez, contribuindo assim diretamente para que a vibração da máquina seja menor, além de possuir custo reduzido. Já nas partes móveis, o material utilizado será o alumínio, já que necessita-se de um material leve, para que os motores não sejam sobre-solicitados no acionamento. A mesa, inicialmente, seria de madeira, já que alguma má operação da máquina poderia levar ao contato da ferramenta com a mesma, e, caso

fosse de um material mais rígido, poderia vir a danificar o Spindle, o que levaria a um custo elevado de manutenção. No entanto, verificou-se que sendo uma máquina de operação simples esta preocupação não traria tantos benefícios, e, portanto, decidiu-se por usar uma chapa de aço para compor a mesa.

A figura 10 representa a estrutura da máquina, feita de maneira mais detalhada, e sendo essa o modelo mais próximo, do que se pretende fabricar no projeto, alcançado. Como se pode verificar, as dimensões também estão explícitas na imagem, o que possibilita verificar-se o volume total da máquina

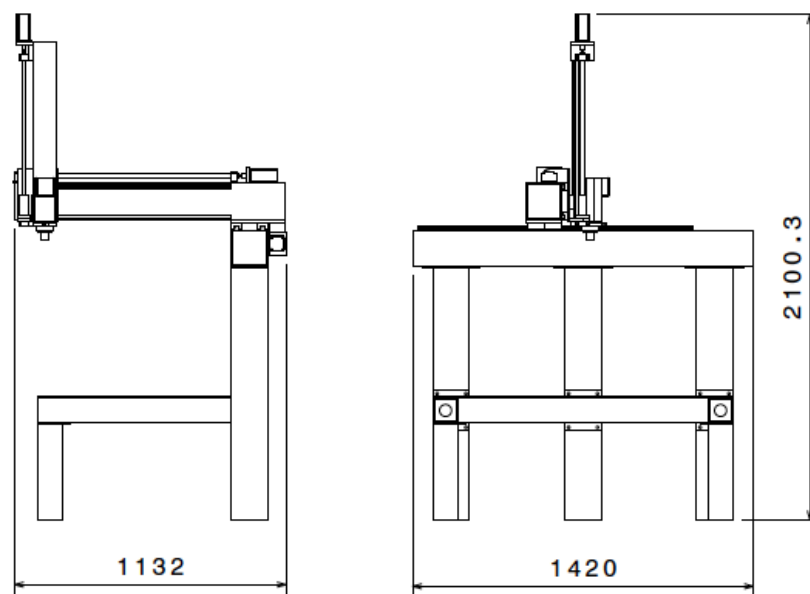


Figura 10 - Topologia da Máquina de Estado - (a)Vista de lado (b)Vista de frente

Com o modelo destacado acima foram feitas análises estruturais, cujos resultados serão demonstrados adiante.

Houve a necessidade de uma discussão para se definir a maneira como seria feita a interface entre os eixos, e após esta fase chegou-se nas soluções das figuras 11 e 12.

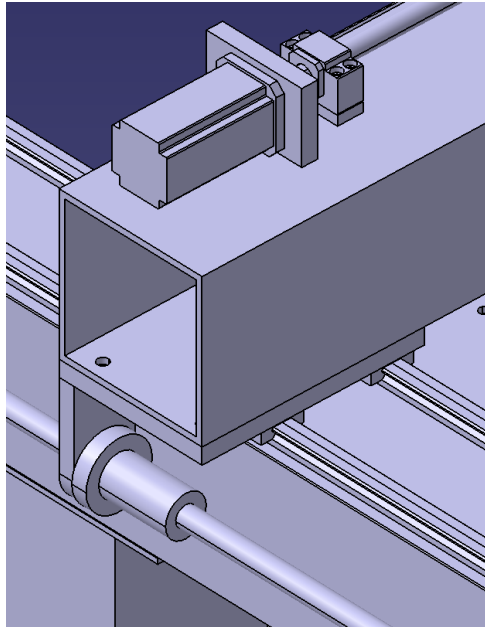


Figura 11 - Detalhes do projeto final (junção X-Y)

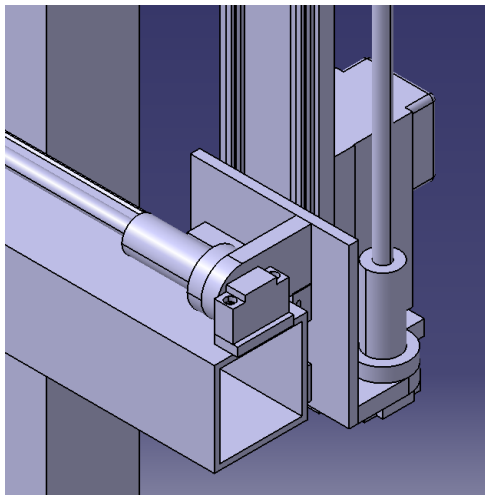


Figura 12 - Detalhe do projeto final (junção Y-Z)

3.3 - Dimensionamento

Como todo projeto de máquina, há diversos itens a serem dimensionados para que não haja sobrecarga em alguns e para que a vida útil da máquina seja longa. O dimensionamento das peças faz com que se obtenham medidas ideais para os elementos, e, assim sendo, os altos esforços não levam a estrutura mecânica à fadiga. Nesta sessão serão explicados os elementos que foram dimensionados para o projeto da máquina, alguns de forma matemática, outros

foram determinados por padrões pré-estabelecidos, mas todos necessitaram de uma análise para que fossem escolhidas as melhores soluções para o projeto.

3.3.1 – Fusos

Todo o dimensionamento dos fusos foi feito com base no catálogo de fusos de esferas recirculantes da “OBR Equipamentos Industriais” e está demonstrado abaixo. As tabelas foram retiradas da mesma fonte.

Força de arrasto:

$$Fa = m \cdot g \cdot \mu \quad (3)$$

Onde μ é o coef de atrito é estimado como 0,1 para todos os fusos.

Para o fuso no eixo z, a massa é a massa do Spindle, estimada em 6,8 kg, então:

$$Fa_z = 6,8 \times 10 \times 0,1 = 6,8 \text{ N} = 0,68 \text{ kgf} \quad (4)$$

Para o fuso y temos a massa do Spindle mais a massa do braço z:

$$m = \forall \cdot \rho_{al} + m_{sp} \quad (5)$$

$$\forall = S \cdot L \quad (6)$$

$$S = l^2 - (l - e)^2 \quad (7)$$

Como a seção é uma coroa quadrada constante para todos os braços com $l = 100\text{mm}$ e $e = 5\text{mm}$.

Logo:

$$Fa = (l^2 - (l - e)^2 \cdot L \cdot \rho_{al} + m_{sp}) \cdot g \cdot \mu \quad (8)$$

Resolvendo as contas temos $Fa_y = 0,85\text{kgf}$

Análogo para eixo x que leva em consideração também a massa do braço y:

$$Fa_x = 1,07 \text{ Kgf} \quad (9)$$

Passo do fuso:

Passo = velocidade máxima do sistema (mm/min) / rotação do sistema (rpm)

Passo = 15000 mm/min / 3000 rpm

Passo = 5 mm

Carga dinâmica (43F):

$$Ca = (60 \times N \times Lh)^{1/3} \times Fa \times Fw \times 10^{-2} \quad (10)$$

Onde:

Lh foi determinado como 10000 horas por ser uma máquina de baixo uso

$Fw = 1,3$ de acordo com a Tabela 2.

Vibração e Impacto	Velocidade	Fw
Leve	$V < 15$ (m/min)	1,0 ~ 1,2
Média	$15 < V < 60$ (m/min)	1,2 ~ 1,5
Alta	$V > 60$ (m/min)	1,5 ~ 3,0

Tabela 2 – Tabela do Coeficiente de Uso da Máquina (Fw)

Então:

$$Ca = (60 \times 3000 \times 10000)^{1/3} \times Fa \times 1,3 \times 10^{-2} \quad (11)$$

$$Ca = Fa \times (cte) = Fa \cdot 15,81 \quad (12)$$

Fuso x: como $Fa_x = 1,07 \text{ Kgf}$, então $Ca_x = 16,99 \text{ kgf}$

Fuso y: como $Fa_y = 0,85 \text{ kgf}$, então $Ca_y = 13,45 \text{ kgf}$

Fuso z: como $Fa_z = 0,68 \text{ kgf}$, então $Ca_z = 10,75 \text{ kgf}$

No catálogo:

Fuso x: Para $D = 20 \text{ mm}$, $Ca_x = 830 \text{ kgf}$, então $FS = 75$

Fuso y: Para $D = 16 \text{ mm}$, $Ca_y = 570 \text{ kgf}$, então $FS = 76$

Fuso z: Para $D = 16 \text{ mm}$, $Ca_z = 570 \text{ kgf}$, então $FS = 120$

Todos os valores de carga dinâmica calculada estão abaixo dos valores do catálogo, e os fatores de segurança calculados demonstram que este critério de dimensionamento não apresentará problemas.

Verificação do diâmetro do fuso:

$$D = ((N \times L^2) / f) \times 10^{-7} \quad (13)$$

Onde: f é o coeficiente do tipo de montagem tal como demonstrado na Tabela 3.

Apoiado – apoiado f = 9,7
Fixo – apoiado f = 15,1
Fixo – fixo f = 21,9
Fixo – livre f = 3,4

Tabela 3 – Tabela do coeficiente de montagem (f)

Como ambas as pontas dos fusos estarão fixas, f = 21,9

Então:

Fuso x: $D = 15,97$ mm, FS = 1,25

Fuso y: $D = 9,89$ mm, FS = 1,62

Fuso z: $D = 6,14$ mm, FS = 2,76

Todos estão abaixo das medidas do fuso com fatores de segurança dentro dos valores aceitáveis, ou seja, este critério apresenta um dimensionamento adequado.

Rotação crítica:

$$N_{crit} = f \times (dr / L^2 \times 10^7) \times 0,8 \quad (14)$$

Fuso x: para 44F = 20 mm, dr = 16,4 mm , então $N_{crit} = 2606,15$ rpm

Fuso y: para 44F = 16 mm, dr = 13 mm , então $N_{crit} = 2941,14$ rpm

Fuso z: para 44F = 16 mm, dr = 13 mm, então $N_{crit} = 5070,74$ rpm

Apesar de as rotações críticas dos eixos x e y estarem abaixo dos 3000 rpm, estes fusos não irão operar nestas velocidades na prática, visto que este valor de rotação é o nominal dos motores, ou seja, são as rotações dos motores em vazio, isto é, sem carga e dificilmente serão alcançados pela máquina. Além disso, nos

cálculos é levado em conta um fator de 80% de criticidade, ou seja, estes valores são 80% da rotação que de fato é crítica.

Vida útil (Lh):

$$Lh = \left(\frac{Ca}{Fa \times Fw} \right)^2 \times 10^6 \times \frac{1}{(60 \times N)} \quad (15)$$

Por ser uma função que não depende da estrutura, todos os fusos assumem o mesmo valor. Resolvendo a equação temos que $Lh = 9 \times 10^9$ horas >> 10.000 horas (FS = 900000) . Logo, este critério também está super dimensionado.

3.3.2 - Mancais de Rolamentos

Após o dimensionamento dos fusos, não necessitou-se do dimensionamento dos rolamentos, já que os fabricantes consultados possuem mancais de apoio e acionamento próprios para cada fuso que será utilizado e que suportam as cargas que atuarão na máquina (cálculos do dimensionamento dos fusos). Quando solicitado o orçamento, foi informado o uso final da máquina, para que os fornecedores pudessem verificar os mancais que melhor se adequariam. Por fim, foram indicadas linhas de mancais que suportam uma carga maior do que a necessitada na máquina. A rotação de operação é considerada na definição do mancal utilizado, e os mancais indicados são mancais padronizados que seguem a norma de precisão japonesa JIS (Japanese Industrial Standards) e se enquadram na classe 5 (mancais para operação em altas rotações, maiores ou iguais a 2000RPM) [20].

O mancal de apoio é aquele em que o fuso é apoiado para que possa sofrer a rotação de maneira facilitada e sem esforços que impeçam o mesmo movimento. Já o mancal de acionamento é mais robusto, sendo necessário que o fuso, usinado na medida do furo passante, tenha um trecho usinado mais comprido para que no outro lado do mancal haja um acoplamento que será responsável pelo acionamento do mesmo.

Para os fusos de 16mm de diâmetro o padrão é um mancal com rolamentos de 10mm. O mancal de apoio não possui furo passante, sendo assim só

é necessária a usinagem de 15mm do fuso, já que o mancal possui 20mm de espessura. Já o mancal de acionamento necessita de uma usinagem maior, já que possui 34mm de espessura e o fuso precisa necessariamente atravessar esta medida. Estima-se, então, uma usinagem por volta de 50-60mm para que sobre uma quantidade de metal para o acionamento do outro lado.

Para o fuso de 20mm, o diâmetro deverá ser reduzido a 14mm, já que esta é a padronização para esta medida. Sendo assim, seguem as mesmas configurações do eixo de 16mm, no entanto as medidas variam, tendo que se usar no lado apoiado um comprimento de 18mm e para o lado acionado algo em torno de 65-75mm (mancais de apoio e acionamento com, respectivamente, 23mm e 51mm de espessura) [7].

3.3.3 - Motores

Os cálculos envolvidos no dimensionamento dos motores, que acionarão os fusos de esferas recirculantes, visam a durabilidade dos mesmos, de forma a escolher motores que forneçam potência e torque maiores que aqueles exigidos pelas cargas da máquina. A seguinte figura mostra um modelo simplificado do sistema de movimentação por fusos com guias. Os esforços nos dois motores que movem os sistemas do plano horizontal podem ser dimensionados levando-se em conta o esquema da Figura 13.

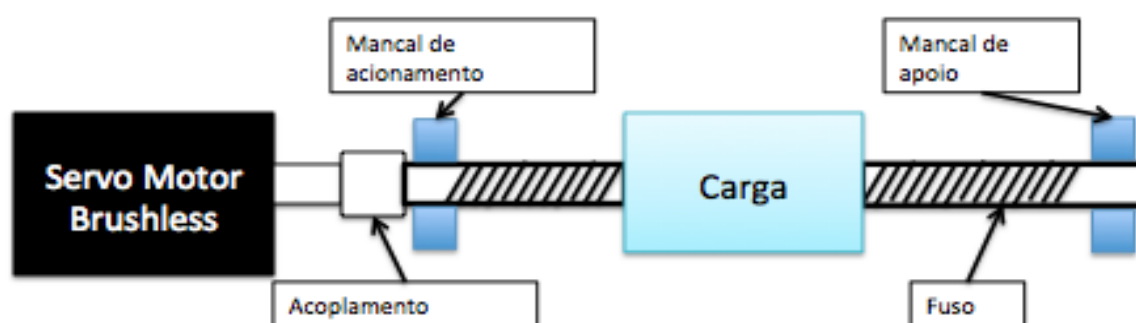


Figura 13 - Sistema de acionamento

Os fatores que influenciam no dimensionamento dos motores são todas as cargas que ele será responsável por mover, isto é, o fuso, a carga acoplada à castanha e o rotor do motor (inércia do acoplamento pode ser desconsiderada). Definindo-se as inércias que influenciam na potência exigida pelo motor, pode-se então efetuar os cálculos utilizados. A seguinte fórmula foi utilizada para determinar o torque que será exigido dos motores nos eixos X e Y.

$$T_{max} = \frac{\left[J_f + J_r + M_{sm} \left(\frac{p}{2\pi} \right)^2 \right] \alpha}{\eta} \quad (16)$$

Nesta equação, os valores são definidos por:

Jf: Momento de inércia do fuso acionado;

Jr: Inércia do rotor do motor;

Msm: Massa do carro e das partes movidas (carga, estimada pelo programa Catia em 20kg, no entanto verificou-se a conta para valores de até 40kg e não se percebeu uma mudança que possa influenciar negativamente o torque exigido);

- p: Passo do fuso (5 mm);

- α : Aceleração angular máxima do eixo do motor (3141,6 rad/s²);

- η : Rendimento do sistema (95%).

3.3.3.1 - Eixo X

Para o eixo X dimensionado anteriormente (20mm de diâmetro), o momento de inércia pode ser obtido do catálogo sem que se necessite de contas. O valor obtido é $3,01 \times 10^{-3} \text{ kg.cm}^2/\text{mm}$ [6]. Como o eixo possuirá 1150mm de comprimento, obteve-se a inércia de $3,46 \times 10^{-4} \text{ kg.m}^2$. A inércia do rotor do motor é obtida também de catálogo, desta vez dos motores, no entanto, como ainda não se sabe qual motor será utilizado, verificou-se a conta para 8 diferentes tipos de motores (100W, 200W, 400W e 750W das marcas Mitsubishi [8] e Hiwin Megafabs [5]). Verificou-se que os motores de 100W, 200W e 400W necessitariam fornecer torque maior do que os nominais listado no catálogo. Já os motores de 750W se mostraram ideais, segundo os cálculos, para atender à demanda deste eixo (fornecem 2,4Nm). No entanto, a potência necessária seria apenas em um caso

extremo (1,93Nm de torque fornecido a uma velocidade de 250mm/s), operando em rotação máxima, o que fez com que se optasse por comprar o motor de 400W e se operasse com uma velocidade menor (40% menor, aproximadamente). Esta decisão se deve ao fato de o motor de 750W ser um motor muito maior que os outros, e possuir custo elevado quando comparado com os outros.

A seguinte fórmula foi utilizada para a obtenção da potência necessária do motor.

$$P_{max} = T\omega \quad (17)$$

3.3.3.2 - Eixo Y

O eixo Y já se pode estimar que demande um torque muito menor, já que o fuso possui diâmetro muito inferior ao do eixo X (15mm de diâmetro para passo de 5mm tem uma inércia relativa de $3,9 \times 10^{-4}$ kg.cm²/mm [6], que, nos 880mm de comprimento tem uma inércia de $0,343 \times 10^{-4}$ kg.m²). Efetuando-se os mesmos cálculos do tópico anterior, obteve-se que o motor de 100W é suficiente para a demanda, no entanto definiu-se que será utilizado um motor mais potente para que haja uma sobra na potência. Os motores de 200W são suficientes para a demanda, já que os cálculos levam a um torque de 0,28 Nm e uma potência de 87W.

3.3.3.3 – Eixo Z

A diferença do eixo Z para os outros é que o sentido do esforço que a carga efetua no motor é paralelo ao sentido do fuso, sendo assim a massa possui participação maior na determinação da potência do motor. No entanto, a massa deslocada é muito inferior à massa deslocada nos outros eixos, sendo somente a massa do Spindle. O cálculo pode, então, ser feito analogamente aos acima feitos. Obtém-se então, um torque necessário de 0,26Nm e uma potência de 80,5W, sendo um motor de 200W suficiente para a demanda. Além disso, este motor possui uma característica que os outros não possuem, ele necessita de um sistema de frenagem eletromagnética. Isto ocorre pois, como o eixo se encontra na vertical, caso haja

queda na energia fornecida à máquina, o motor ficará sem sustentação e fará com que a gravidade desloque todo o eixo-árvore para baixo, podendo assim danificar o Spindle e a ferramenta utilizada. O freio garante que este problema inexista.

3.3.4 - Spindle

O spindle é o motor responsável por rotacionar a fresa. Desde o começo, foi proposta a ideia de comprar um Spindle da marca italiana FIMEC, já que possuem alta qualidade e preço reduzido. Foram recebidas indicações de professores da marca Tecmaf também, sendo esta uma boa candidata para ser utilizada. Ambas fornecem um Spindle com sistema de refrigeração por ventoinha mecânica, e sustentam a fresa por sistema de pinça.

A ventoinha mecânica é suficiente para refrigerar o sistema, uma vez que a usinagem de espuma rígida de poliuretano não ocasiona em grandes esforços na fresa, gerando assim um aquecimento não tão elevado quando se compara com usinagem de materiais de dureza superior.

Quanto à rotação dos Spindles, verificou-se nos catálogos que existem, para fresadoras refrigeradas a ar, com massa abaixo de 4kg (para evitar que o primeiro modo de vibração tenha seu valor reduzido), e com sistema de pinças para ferramentas de até 20mm de diâmetro, três valores nominais de rotação: 12000, 18000 e 24000 RPM [3]. Como se pesquisou em diversos websites de empresas que fornecem Spindles, bem como de empresas que fabricam máquinas de usinagem de modelos de embarcações e professores do corpo docente, as três rotações seriam suficientes e não haveria maiores problemas para a usinagem do poliuretano. Foi então estimada, inicialmente, uma rotação de 18000RPM, que, já ensaiada na Fresadora CNC do departamento de Engenharia Mecatrônica, verificou-se que não há problemas na prática quando se utiliza avanços que serão usados neste projeto. Será possível reduzir a rotação já que um inversor de frequência é fornecido juntamente com o Spindle.

Os Spindles possuem voltagem padrão de 220V ou 380V, sendo optado o primeiro para que não haja problemas de fornecimento elétrico no Brasil (para que não seja necessária a mudança na instalação). As potências dos mesmos variam entre 1kW e 3,5kW, no entanto um valor próximo de 2kW é suficiente.

Outra característica determinante para o Spindle é o seu modo de fixação. Foram propostas duas diferentes maneiras de fixação da ferramenta. A primeira consiste de uma solução mais complexa, onde o Spindle é encaixado no perfil tubular quadrado. A segunda, por sua vez, é mais simples, já que o perfil tubular é substituído por uma chapa de alumínio de 16mm de espessura. Ambas as soluções podem ser observadas nas figuras 14 e 15.

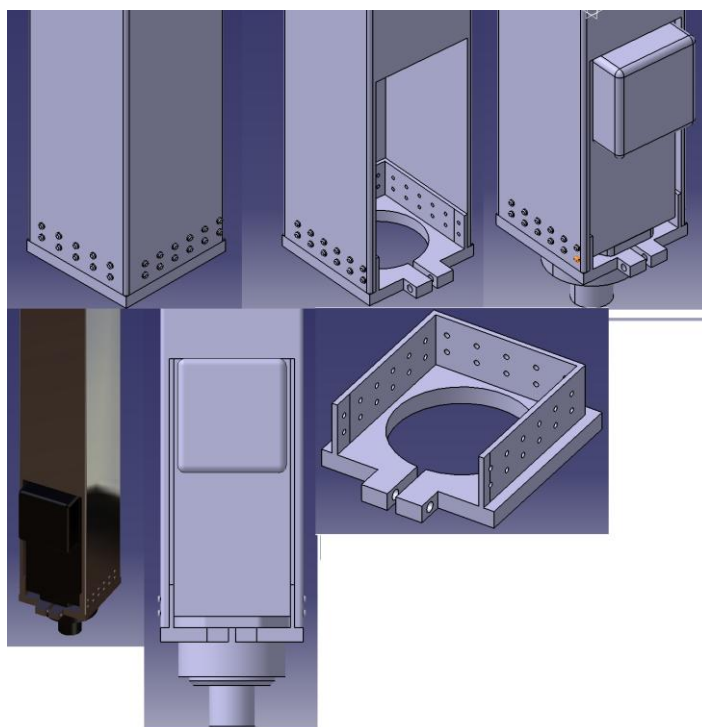


Figura 14 - Primeira proposta para suporte do Spindle

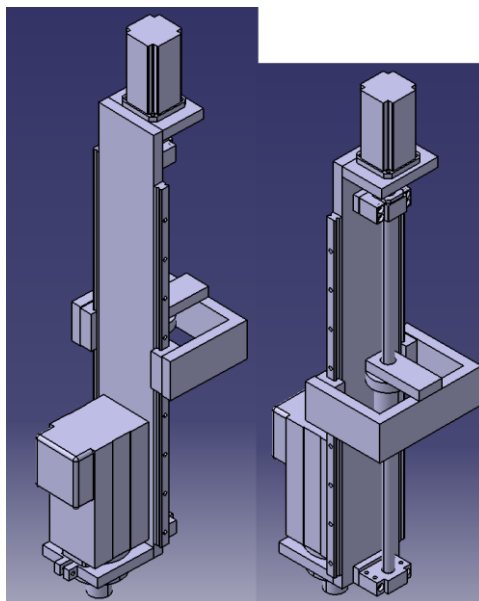


Figura 15 - Segunda proposta para suporte do Spindle

Como se pode observar nas figuras destacadas acima, a primeira solução possui difícil fabricação, além de não ser tão vantajosa, já que se perde material no corte do perfil e, diminui-se assim o momento de inércia do tubo e, consequentemente, o sistema terá vibrações maiores. Sendo assim, se optou por testar o modelo na análise estrutural com a segunda solução. No entanto, o suporte desta solução deixaria a estrutura sujeita a grandes vibrações, já que o eixo Z ficaria muito distante do eixo Y. Esta distância pode ser observada na Figura 16.

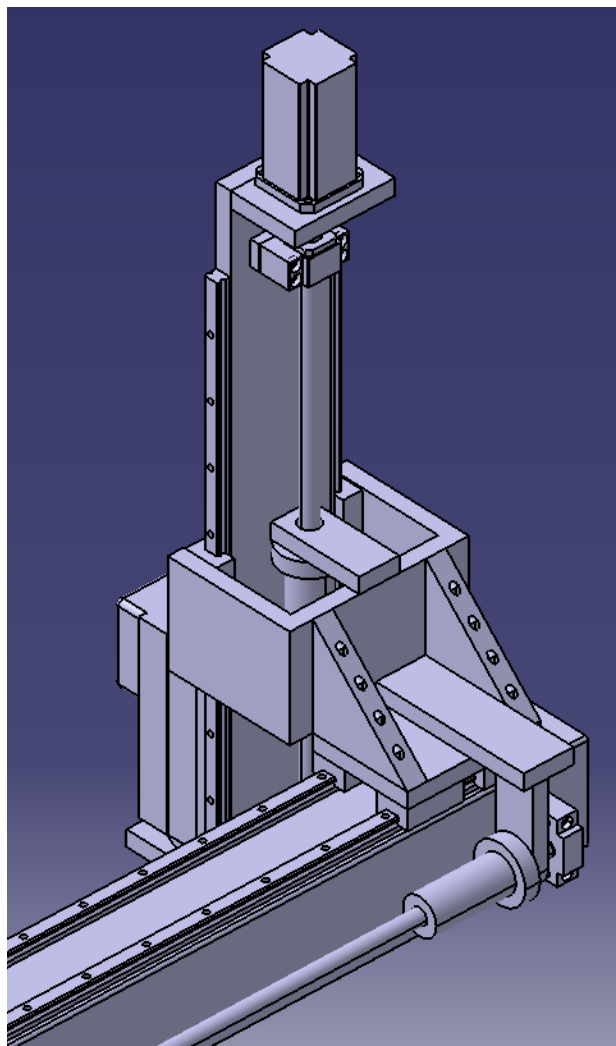


Figura 16 - Primeira opção do suporte entre os braços Y e Z

Esta solução foi melhorada e chegou-se numa configuração mais compacta e, em termos de estrutura, mais rígida quanto a vibrações. Esta solução é detalhada nas imagens 17 e 18.

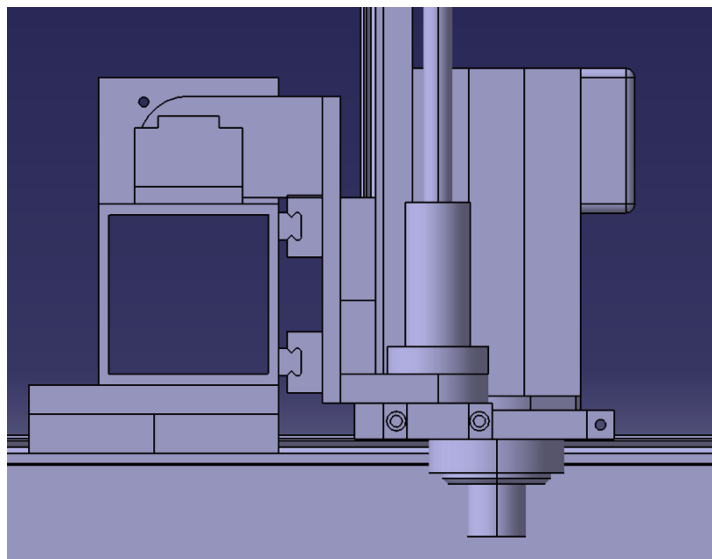


Figura 17 - Vista do suporte final entre os braços Y e Z

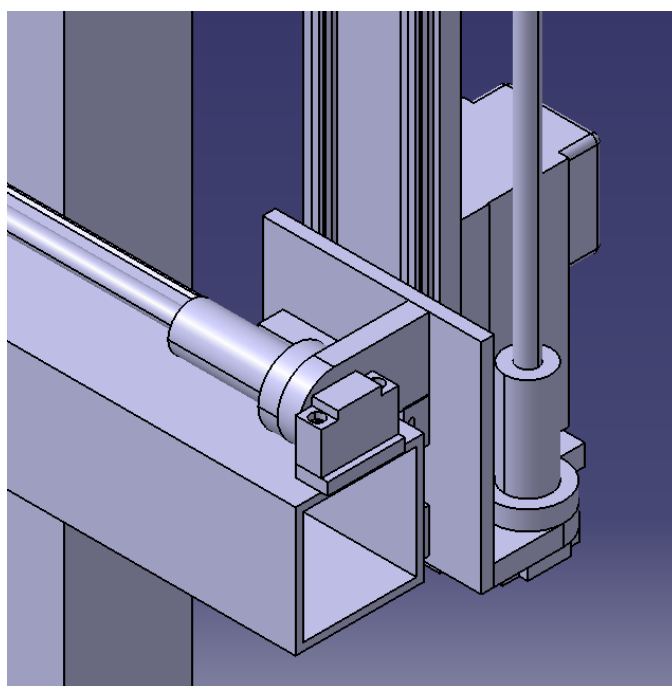


Figura 8 - Vista isométrica final do suporte entre os braços Y e Z

3.3.5 – Mesa

O projeto da mesa consiste em uma chapa de aço de tamanho 1245 x 800 x 6 mm resultando em um volume de 0,00598 m³. Anteriormente à definição do material, havia-se optado por utilizar uma mesa em madeira, para evitar que se houvesse acidentes com o Spindle em caso de má operação. Optou-se então por

utilizar uma mesa de alumínio. No entanto a utilização do aço se tornou necessária quando se verificou o preço que sairia uma chapa de alumínio nestas dimensões. A operação da máquina sendo de complexidade não alta, faz com que a mesa de aço não seja uma má solução.

O valor utilizado para a densidade foi de 7600 kg/m^3 , resultando em um peso aproximado de 45,4 Kg.

Foi proposta uma solução para que a mesa não sofra com a pressão da ferramenta durante a usinagem. Esta solução consiste de um sistema em cruz que serve de apoio na parte inferior da chapa de aço. Esta solução pode ser observada na Figura 19.

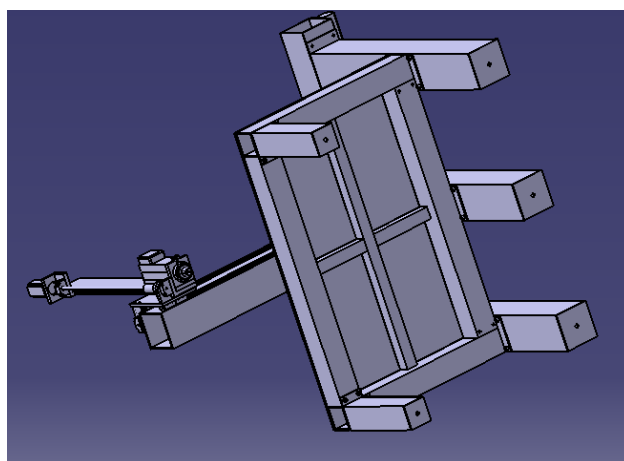


Figura 19 - Vista inferior da máquina, detalhe da mesa

3.4 - Cálculo Estrutural

O calculo estrutural foi realizado para obter-se os modos de vibrar da máquina e verificar as frequências naturais da mesma, de modo que ela não possua uma alta vibração nas frequências de operação. Esta vibração é indesejável, pois atrapalharia na precisão da máquina. Seria ideal, para a usinagem de materiais em madeira, uma frequência natural da ordem de 30Hz (Sprunt, A. D., "A Three Axis CNC Router Design."). Como a máquina deste projeto será responsável por usinagem de espuma rígida de poliuretano (que possui rigidez muito inferior à da madeira), estimou-se obter uma estrutura com frequências naturais em torno deste valor para que a precisão requerida seja garantida. No entanto, não é necessário

que seja superior, sendo assim, valores próximos deste, porém abaixo, também foram tidos como válidos.

Após ensaios no modelo inicial da máquina, obteve-se modos de vibrar muito abaixo daqueles estimados, e os resultados dos mesmos estão explicitados na Tabela 3.

	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6
Freq (Hz)	8,194	14,682	36,208	49,377	77,715	337,32

Tabela 4 – Tabela dos Modos de Vibrar

As primeiras frequências estavam bem abaixo do valor esperado, indicando que a máquina deveria sofrer reajustes em sua estrutura. Na figura 20 pode-se observar o primeiro modo de vibrar.

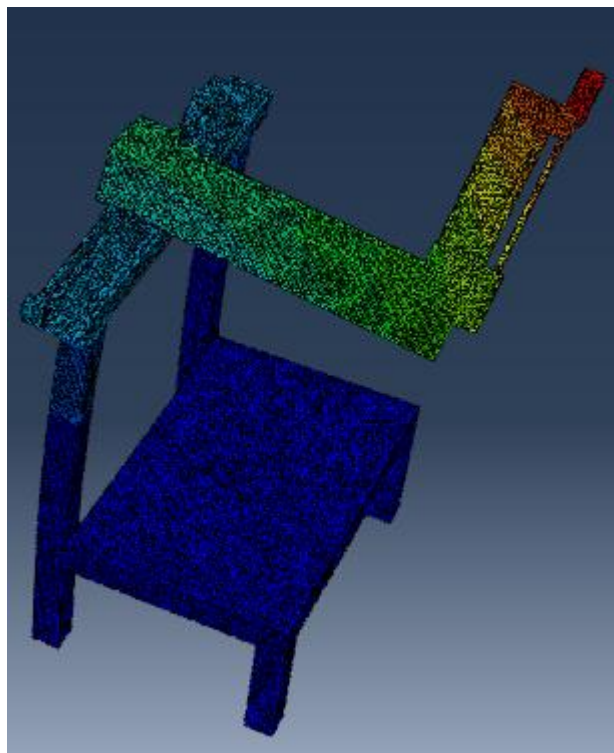


Figura 20 – Resultado preliminar para o primeiro modo de vibrar da máquina

Como se pode observar na Figura 16, grande parte da vibração do primeiro modo se deve à flexão dos eixos Y e Z de maneira a gerar a torção do eixo

X. Propôs-se, então, alguns testes para se verificar quanto da vibração da estrutura se deve à flexão dos eixos Y e Z, à torção do eixo X, e à flexão das colunas de sustentação do eixo X. Verificou-se, engastando diferentes partes da máquina, que o eixo Y contribui significativamente para a vibração, portanto, houve a necessidade de se aumentar a seção transversal do perfil tubular (que era de 100x100) para 150x150mm. Este aumento contribui para o aumento do momento de inércia da seção pois aumenta a altura “h” utilizada no cálculo da mesma ($bh^3/12$). Tal inércia é fator fundamental para a determinação das frequências naturais, já que é utilizada no cálculo da constante elástica da estrutura (k). A fórmula simplificada para o cálculo da frequência natural está indicada a seguir:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (18)$$

Esta fórmula foi utilizada em alguns testes para a obtenção de valores de frequências a fim de se determinar analiticamente uma aproximação das frequências, já que os valores obtidos por software foram insatisfatórios. Para o cálculo de k, necessitou-se determinar quais eram as características do modo que se estava estudando.

Primeiramente, analisou-se a estrutura como uma barra engastada em uma extremidade e uma massa concentrada na outra (correspondente ao eixo Y), analisando-se assim o modo determinado pela flexão do eixo Y. Uma seção de 100x100mm determinou uma frequência de aproximadamente 22Hz, enquanto a de 150x150mm uma frequência de 40Hz. A imagem que ilustra o modo calculado está na Figura 21.

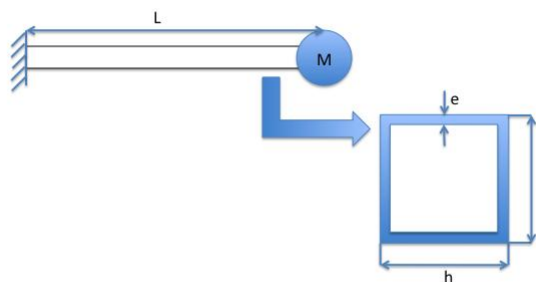


Figura 21 - Modelo simplificado para flexão

A fórmula utilizada para o cálculo da rigidez da viga está representada a seguir.

$$k = \frac{3EI}{L^3} \quad (19)$$

Onde:

$$I = \frac{h^4}{12} - \frac{(h-2e)^4}{12} \quad (20)$$

Foi feito também o cálculo para o caso da torção do eixo Y, de modo que foi considerada uma massa concentrada na extremidade superior de Z, fazendo com que o eixo Z gerasse um momento de torção no eixo Y. A Figura 22 ilustra este sistema.

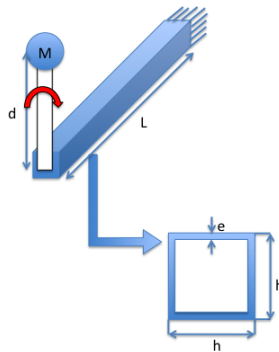


Figura 22 – Modelo simplificado para torção

A rigidez utilizada nesta análise é diferente, e é obtida da fórmula a seguir.

$$k = \frac{GJ}{Ld^2} \quad (21)$$

Onde:

$$J = 2.I \quad (22)$$

Estes cálculos levaram a frequências maiores do que as obtidas anteriormente, sendo, conseqüentemente, menos relevantes para fins de análise.

Após os testes feitos analiticamente, foi possível determinar onde seriam as mudanças que surtiriam efeito para aumentar a frequência dos modos de vibrar. Foram elas:

- Aumento da seção do eixo X para 150x150mm (era 150x100mm), o quê melhora as frequências devidas à torção deste eixo causada pela flexão de Y;
- Aumento da seção do eixo Y para 150x150mm (era 100x100mm), o quê melhora as frequências devidas à flexão gerada pela massa na extremidade do perfil;
- Aumento da seção das colunas de sustentação para perfis tubulares de 150x150mm (antes eram utilizados de 100x100mm), o quê reduz a flexão das mesmas, gerando menor vibração das colunas no sentido da mesa;
- Adição de uma terceira coluna central, para que seja reforçado o eixo X e a flexão das colunas seja menor.

A adição destas modificações possibilitou que se chegasse ao valor estimado de vibração. O ensaio feito no software Abaqus possibilitou a obtenção do primeiro e segundo modos de vibrar representados na figura 23, bem como as frequências explicitadas na tabela 5.

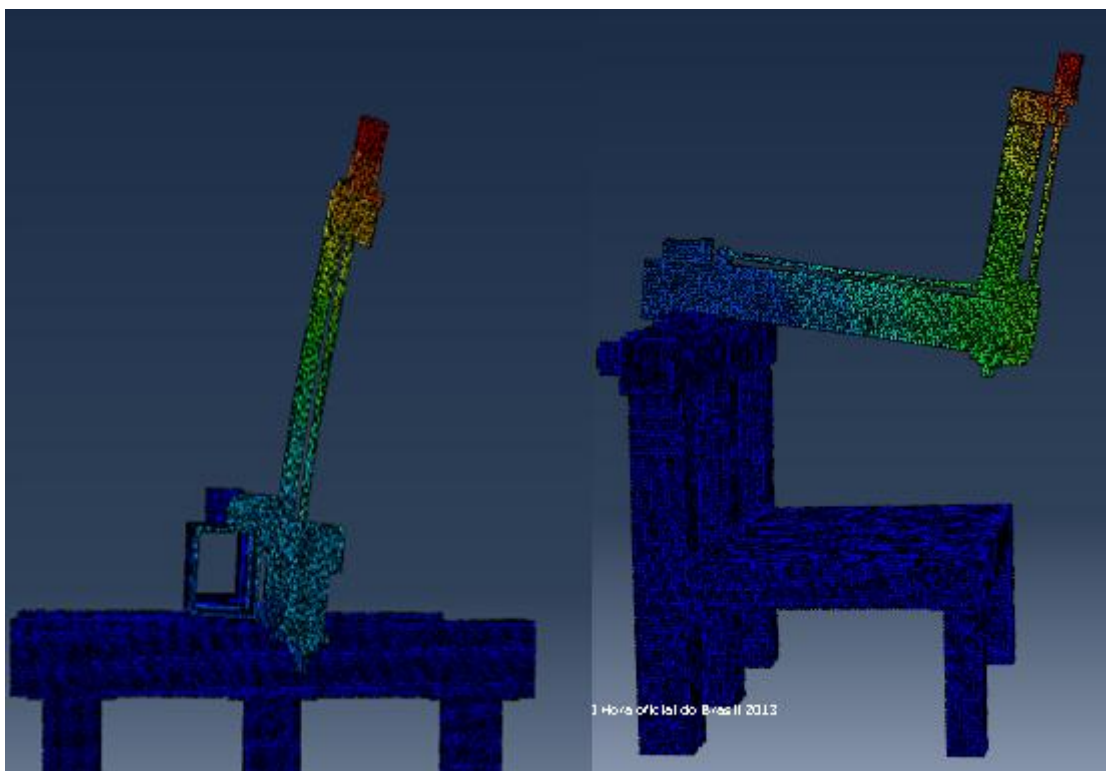


Figura 23 – Primeiro e segundo modos de vibrar

	Modo 1	Modo 2	Modo 3	Modo 4	Modo 5	Modo 6
Freq (Hz)	29,78	32,77	57,89	72,97	115,95	128,11

Tabela 5 – Tabela final dos modos de vibrar

Como se pode observar, as frequências obtidas estão, para os primeiros modos, dentro do limite aceitável para a usinagem do PUR. Portanto, com estes resultados, pôde-se avançar o trabalho para a fase de encomenda das peças, geração dos desenhos de fabricação, e a conseqüente construção da máquina.

3.5 - Desenho de Conjunto e Fabricação

Após o dimensionamento de todos os componentes da máquina, bem como as adaptações feitas para que a máquina atingisse a rigidez ideal para a análise modal, pôde-se determinar um desenho de conjunto final. O *layout* abaixo leva em consideração todo o estado atual do projeto, sendo feita uma modelagem 3D *fully*

constrained para que, caso haja modificações nos componentes devidas à mudança das marcas previstas, possa se mudar facilmente cotas e propriedades. A figura 24 representa a vista 3D do modelo criado no software Catia, e que foi utilizado para gerar os desenhos de fabricação dos componentes usinados.

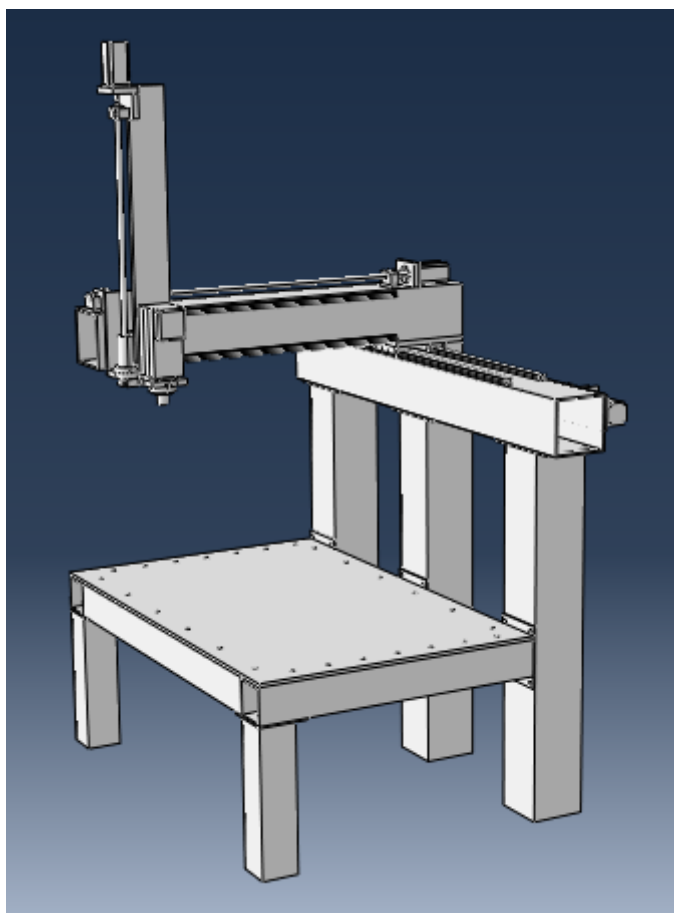


Figura 24 – Vista 3D do protótipo final

Pode-se verificar, na figura 25, o desenho de conjunto da máquina bem como a lista de materiais usados na construção da mesma. Os desenhos de fabricação independentes da encomenda de peças se encontram nos anexos.

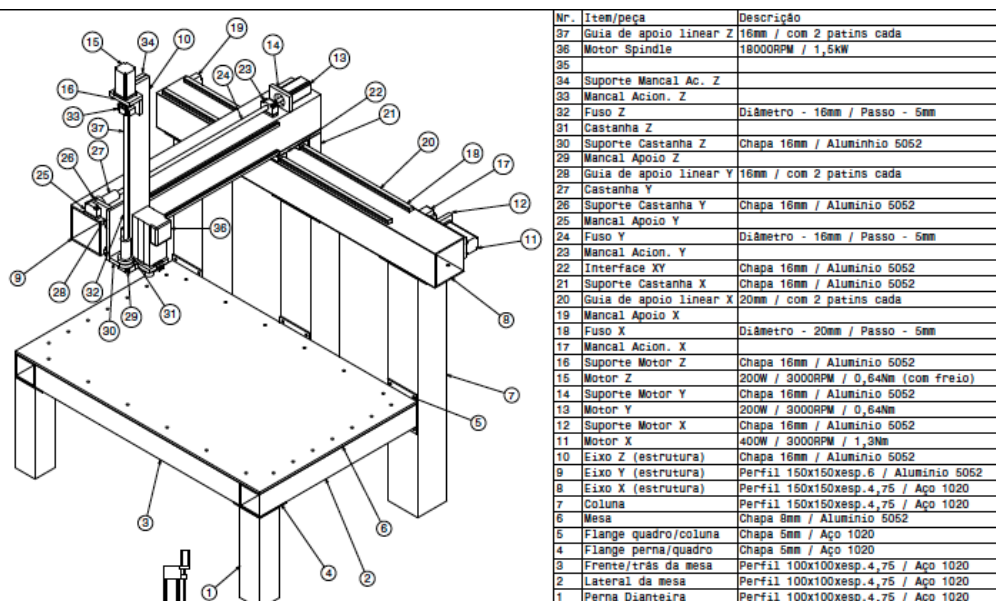


Figura 25 – Desenho de conjunto final

Como se pode observar, houve algumas modificações no projeto, ocasionadas pela simplicidade na fabricação e na montagem e desmontagem (quando necessária) da máquina.

Foi proposto um quadro que é apoiado nas pernas dianteiras e traseiras da bancada. Isto ocorreu pelo fato de não se desejar o cisalhamento da solda na primeira proposta e devido à facilidade de montagem deste novo sistema (por parafusos, podendo ser desmontado quando necessário). Além disso, a mesa também será anexada à pernas traseiras por flanges parafusadas. A utilização de flanges em toda a máquina facilitará a desmontagem e a boa fixação dos parafusos não ocasionará perda de rigidez.

Os desenhos de fabricação da estrutura podem ser visto no Anexo C e ilustram as cotas do conjunto completo da máquina, para que se possam verificar as dimensões que a mesma possui.

As dimensões da máquina são:

Altura: 2050 mm (eixo Z)

Largura: 1420 mm (Eixo X)

Profundidade Y: 1500 mm (Eixo Y)

3.6 - O Computador

Conforme citado anteriormente, o computador responsável pelo controle dos motores da fresadora CNC será um microcomputador de sistema operacional Linux. O programa a ser utilizado será o LinuxCNC, um software *opensource* de IHM que é capaz de controlar diferentes tipos de máquinas-ferramenta, como por exemplo tornos, fresadoras e 3D-printings, entre outros. A opção por utilizar este programa veio pelo fato de ser um programa de custo zero, que possui interface simples e que já se mostrou, em diversos casos da indústria, eficiente por longos períodos sem que haja perdas na eficiência do sistema.

Há de se salientar, no entanto, que para que o LinuxCNC seja utilizado, alguns requisitos devem ser obedecidos:

- O computador deve possuir porta paralela para que os sinais sejam enviados mais precisamente;
- Deve existir uma placa de vídeo offboard, para que a mesma seja dedicada à interface e para que possa ser feita a IHM em tempo real;
- A latência deve seguir os níveis aceitáveis disponíveis no manual do Linux CNC [16].

A latência é o parâmetro que mais influencia no bom funcionamento da máquina-ferramenta controlada por LinuxCNC. É, basicamente, o tempo que a CPU para de processar o que estava fazendo para atender um sinal externo. Por fim, para que a máquina opere sem maiores problemas, o computador deve possuir baixa latência a fim de que os dados sejam processados no LinuxCNC sem maiores interferências. Por este motivo, testes foram efetuados para verificar o tempo de defasagem descrito. Para valores menores que 20000 ns, o teste é tido como excelente. Na gama de 20000 a 80000 ns, obtém-se bons resultados. Acima de 1000000 ns o computador não é indicado para que se utilize o LinuxCNC.

3.6.1 - Características do CPU

O CPU disponibilizado pelo departamento de Naval possui as seguintes características:

- Processador: Intel Core 2 Duo E7500 2,93 GHz;

- Memória RAM: 4 GB;
- HD: 750 GB (dividido em 2 partições, com metade cada);
- Placa de Video: Nvidia GeForce 9500 GT com 512 MB de memória interna;
- Placa de porta paralela de 25 pinos;
- Sistema Operacional: Uma das partições está com Windows 7 64 bits e a outra com o Ubuntu 10.04 32 bits.

Estas configurações geraram um teste de latência satisfatório seguindo-se o padrão de qualidade estabelecido no site do LinuxCNC. Foi obtida uma latência constante de aproximadamente 20000 ns, isto é, exatamente no limite entre o considerado “bom” e “excelente”. Observou-se picos de latência que atingem valores no entorno de 50000 e 60000 ns, o quê ainda é aceitável, e se deve à utilização de outros programas e ao processamento de dados de programas que nada tem relacionados ao LinuxCNC. Como o computador será utilizado apenas para a usinagem, estes picos não vêm a ser um problema, já que a fila de programas será sempre baixa e a exigência de processamento menor.

3.7 - Estrutura do Projeto Final

Como se pôde observar nos tópicos acima, o trabalho foi basicamente o cálculo e projeto da estrutura mecânica e dos esforços que os atuadores necessitam para que a máquina opere nas especificações determinadas. Sendo um projeto de engenharia de produto, houve diversas modificações no que diz respeito à estrutura, aos componentes mecânicos, e adaptações foram feitas para que a máquina obedecesse uma rigidez favorável para a usinagem de poliuretano.

Todos os orçamentos já foram feitos, e os pedidos já foram encaminhados para o departamento de Engenharia Naval. No atual momento aguarda-se a encomenda das peças, o quê atrasou o projeto já que a mesma possibilitaria a construção e os testes do protótipo final. Como as encomendas serão feitas pelo pregão da Escola Politécnica, enfrenta-se uma burocracia que fez com que o trabalho não pudesse ter continuidade e o fato de não se conhecer as marcas que serão utilizadas para a fabricação faz com que também não seja possível

desenhos detalhados com furos de fixação de determinadas peças da máquina. As peças que possuem geometria independente dos atuadores, das guias e mancais e do Spindle tem seus desenhos indicados no apêndice, e estão devidamente fabricadas.

3.8 - Protótipo de Testes

Identificou-se que, apesar das peças já terem sido encomendadas, elas não iriam chegar a tempo de serem montadas e testadas e, por este motivo, ao invés de realizar os testes na própria máquina projetada, buscou-se uma alternativa mais viável, cujo objetivo é verificar se o projeto demonstrado anteriormente possui sua finalidade comprovada.

Esta alternativa consiste em testar-se o controle por LinuxCNC em uma máquina de dimensões reduzidas. Devido ao tempo curto restante, não seria possível projetar e dimensionar uma nova máquina. Uma máquina de características similares com a projetada, localizada na oficina do departamento, foi providenciada para que se fizesse o estudo do acionamento. A máquina, quando encontrada, possuía 5 graus de liberdade (3 de translação e dois de rotação, todos na ferramenta), motores de passo que não estavam conectados a nenhum driver ou controladores e também não possuía uma ferramenta. Assim como na máquina projetada, o mecanismo de movimentação utilizado são guias lineares e fusos de esferas recirculantes.

Decidiu-se então, utilizar tal máquina como protótipo. Para deixá-la o mais parecido com a máquina projetada de modo a testar seu funcionamento, as seguintes ações são necessárias:

- Remoção dos dois graus de liberdade de rotação;
- Projeto eletrônico de drivers e placa de interface de modo a ligar os três motores de passo ao computador com LinuxCNC;
- Projeto de fixação da ferramenta no protótipo.

Com a conclusão destas etapas e correto funcionamento do protótipo, pôde-se comprovar a viabilidade da fresadora projetada e verificar como esta funcionaria.

Enquanto este protótipo era estudado, algumas peças da estrutura da máquina real foram entregues e, em paralelo, a estrutura inteira da fresadora original foi usinada, só faltando as peças da licitação (fusos, guias, motores, drivers e Spindle) serem compradas e acopladas à máquina para que entre em fase de testes também.

As peças entregues foram os diversos perfis a serem utilizados nas colunas, mesas, braços e outros e também as chapas para a formação dos flanges e da mesa. Todas foram entregues nas medidas próximas das pedidas, de modo a reduzir os trabalhos de usinagem, faltando apenas as furações, acabamento superficiais e o processo de soldagem. Vale ressaltar que algumas medidas (principalmente dos perfis) possuem erros na margem de 0,5 mm de acordo com as tolerâncias passadas, o que poderia prejudicar o desempenho da máquina.

Para resolver este problema, foram utilizados vibrastops nas cinco colunas de sustentação, de modo que possíveis erros de planicidade da mesa possam ser corrigidos. Os vibrastops ainda ajudarão na absorção de possíveis vibrações que possam ocorrer durante o processo de usinagem.

4 - CUSTOS E PROCESSO DE COMPRAS

Como há, no projeto, a participação do Departamento de Engenharia Naval, houve a necessidade do levantamento de orçamentos o quanto antes, para que uma estimativa da verba a ser liberada fosse entregue ao mesmo. Sendo assim, depois de feitos os dimensionamentos de fusos, motores e mancais, houve o contato com diversas empresas para a obtenção dos preços dos produtos. As empresas contatadas foram:

- FIMEC: empresa italiana especializada em Spindles;
- THK: empresa japonesa especializada em fusos de esferas, guias, entre outros (possui distribuidor no Brasil);
- Mectrol: companhia nacional que trabalha com elementos de máquina importados da China e de Israel, entre eles fusos de esferas, guias, motores servo e servo-drives;
- CNCBr: empresa que possui diversos produtos na área de projetos CNC, possuindo basicamente todos os produtos necessários para a fabricação;
- Automotion: especializada em elementos de acionamento em automação, trabalha com a marca Mitsubishi de motores servo e servo-drives;
- LWM: empresa especializada em materiais de todos os tipos, como perfis tubulares, chapas, tarugos, entre outros.

Após as respostas das empresas foi feita uma planilha para que os custos pudessem ser comparados e as soluções pudessem ser reportadas ao departamento da Naval. A planilha pode ser encontrada nos anexos deste relatório, e, com a mesma, pode-se ter uma estimativa de quanto a máquina pode vir a custar. Foi feita uma análise de quais fornecedores farão com que a máquina tenha menor preço, qual será o maior, e qual será o mais rápido, já que as empresas forneceram prazos de entrega. Todos estes comparativos podem ser vistos no apêndice A.

Os orçamentos foram, então, apresentados para a equipe do Departamento de Engenharia Naval que irá financiar o projeto. Os custos podem ser visualizados no apêndice A.

Como mencionado acima, as marcas optadas não serão necessariamente as utilizadas no projeto, já que a encomenda das mesmas será por

processo licitatório, no entanto, as mesmas servem de base para que medidas e custos sejam estimados no projeto. A verba utilizada já foi liberada para o departamento, no entanto o setor de compras ainda não efetuou os pedidos. Assim que o pregão estiver disponível para as empresas, as mesmas serão contatadas para que possam fazer a proposta e para que o processo de compra possa ser concluído.

5 - DISCUSSÃO

A inviabilidade em se obter as peças por meio do processo licitatório a tempo levou à necessidade de se testar o sistema de controle pelo software LinuxCNC em uma máquina alternativa à projetada. Foi utilizada uma máquina em escala reduzida com arquitetura similar à do projeto (viga *cantilever*). No entanto a mesma, utilizada pelos projetos de ultrassom da Escola Politécnica, possui 5 graus de liberdade, dos quais 3 são de translação e 2 de rotação. A adaptação da mesma foi feita excluindo-se os dois graus de rotação, desmontando-se a máquina e verificando os passos dos fusos e características dos motores já existentes para que se fosse configurada a saída pela porta paralela do computador utilizado.

5.1 - Protótipo de Testes

Como relatado acima, a máquina sofreu modificações para que o sistema de controle pudesse ser testado. A máquina possui movimentação gerada por motores de passo, de 200 passos por revolução, acoplados a fusos de passo 5mm. A diferença nos motores utilizados não chega a ser um problema para fins de análise de funcionamento da interface com o computador já que os servo motores serão utilizados com sinal por trem de pulsos, o que possibilita que se possa operar um servo motor da mesma forma como se opera um motor de passo. A máquina em questão, descrita acima, pode ser verificada nas imagens 26, 27 e 28.



Figura 26: Detalhe dos dois graus sobressalentes

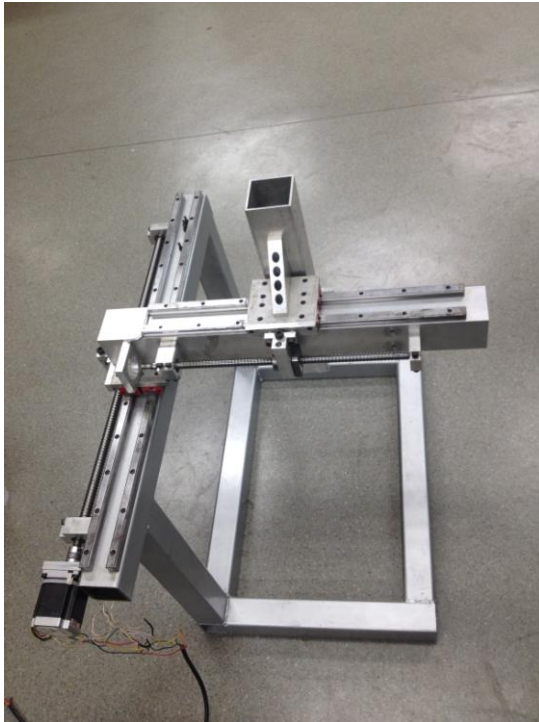


Figura 27: Vista da máquina final

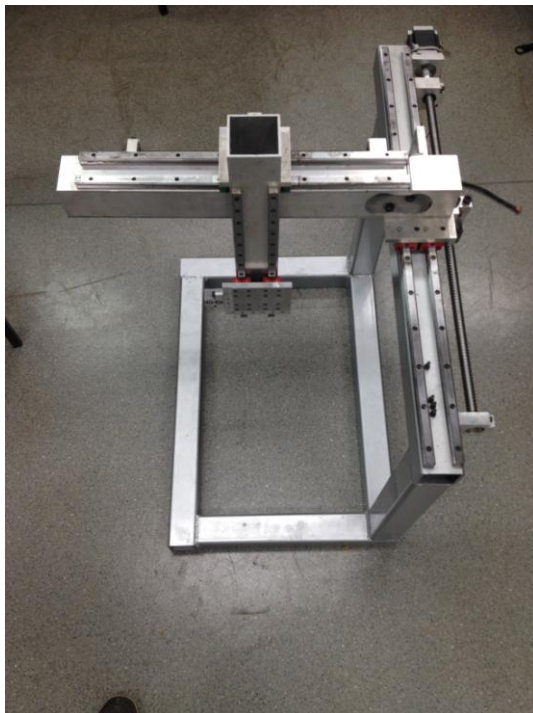


Figura 28: Máquina final

Como se pode observar, a máquina em questão possui um sistema de acoplamentos feito para os dois graus de rotação que foi desanexada, possibilitando que se obtivesse uma máquina com configuração *cantilever* igual à projetada.

O sistema de movimentação da máquina é composto por guias e fusos Hiwin, guias de classe de precisão C7 (a mesma prevista para o utilização no protótipo final) e fusos de passo 5mm. Os motores utilizados são:

- Dois motores Kalatec KTC-HT23-397 para os eixos Y e Z;
- Um motor Kalatec KTC-HT23-400 para o eixo X.

Os motores são bipolares de 8 fios e os comuns de cada bobina foram conectados para que sejam acionados em série. Possuem 200 passos por revolução (1,8 graus por passo), operando com corrente de 2 Ampères por fase. O circuito de potência utilizado possui drives de motor de passo Gecko 203v conectados a uma fonte de 48V e com os sinais de STEP, DIRECTION E COMMON diretamente ligados a uma porta paralela que é responsável por receber o sinal proveniente do LinuxCNC. A caixa contendo todo o sistema eletrônico pode ser verificada nas figuras 29 e 30.

O driver possui uma resolução de 2000 micropassos por volta, garantindo uma maior precisão a rotação do motor,



Figura 29: Caixa de acionamento dos motores de passo



Figura 30: Detalhe do encaixe para os motores

O computador responsável pelo acionamento deste protótipo possui as seguintes características:

- Processador: Intel Core 2 Duo E7500 2,93 GHz;
- Memória RAM: 256 MB;
- HD: 32 GB (dividido em 2 partições, com metade cada);
- Placa de vídeo: nVidia Corporation NV5M64 (RIVA TNT2 Model 64/Model 64 Pro)
- Placa de porta paralela de 25 pinos;
- Sistema Operacional: Uma das partições está com Windows 7 64 bits e a outra com o Ubuntu 8.04 32 bits.

Os testes no LinuxCNC para que se fosse verificada a funcionalidade dos drives e dos motores foram efetuados com sucesso, da mesma maneira que o teste de latência que indicou que o computador utilizado para rodar o programa possui configurações que geram uma resposta em tempo real classificadas como “excelente”, obtendo-se um valor próximo de 11000 nanosegundos para o *delay* entre envio e retorno de informação.

As figuras 31 e 32 ilustram as telas obtidas da configuração e dos testes dos motores no LinuxCNC. É importante dizer que o pino 1 está invertido (0 V em High e 5 V em Low) devido ao Driver Gecko 203V possuir um pino “Disable” e não “Enable”. A direção do Eixo X também está invertida apenas para obedecer a convenção proposta.

Como se pode verificar na figura 31, na configuração inicial do LinuxCNC, já são indicadas as configurações dos drivers de acordo com o modelo escolhido. Estes dados são utilizados para fazer as contas necessárias para acionamento dos motores.

Basic machine information

Machine Name:

Configuration directory:

Axis configuration:

Machine units:

Driver characteristics: (Multiply by 1000 for times specified in μ s or microseconds)

Additional signal conditioning or isolation such as optocouplers and RC filters can impose timing constraints of their own, in addition to those of the driver.

Driver type:

Step Time: ns

Step Space: ns

Direction Hold: ns

Direction Setup: ns

Parport Base Address: Min Base Period: 24500 ns

Latency test result: ns Max step rate: 40816 Hz

☒ Onscreen prompt for tool change

Figura 31 - Configuração da máquina no linuxCNC

EMC2 Stepper Mill Configuration

Parallel Port Setup

Outputs (PC to Mill):	Invert	Inputs (Mill to PC):	Invert
Pin 1: ESTOP Out	<input checked="" type="checkbox"/>	Pin 10: Unused	<input type="checkbox"/>
Pin 2: X Step	<input type="checkbox"/>	Pin 11: Unused	<input type="checkbox"/>
Pin 3: X Direction	<input checked="" type="checkbox"/>	Pin 12: Unused	<input type="checkbox"/>
Pin 4: Y Step	<input type="checkbox"/>	Pin 13: Unused	<input type="checkbox"/>
Pin 5: Y Direction	<input type="checkbox"/>	Pin 15: Unused	<input type="checkbox"/>
Pin 6: Z Step	<input type="checkbox"/>		
Pin 7: Z Direction	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/> Include custom PyYCP Panel	
Pin 8: Unused	<input type="checkbox"/>	<input checked="" type="checkbox"/> Include custom HAL configuration	
Pin 9: Unused	<input type="checkbox"/>		
Pin 14: Unused	<input type="checkbox"/>	Output pinout presets:	
Pin 16: Unused	<input type="checkbox"/>	<input type="button" value="Sherline Outputs"/>	
Pin 17: Unused	<input type="checkbox"/>	<input type="button" value="Xylotex Outputs"/>	

Figura 32 - Configuração dos pinos da porta paralela

Na figura 33 pode-se verificar a tela obtida ao se realizar o teste de latência. O valor a ser considerado é o “Max Jitter” para “Servo thread”

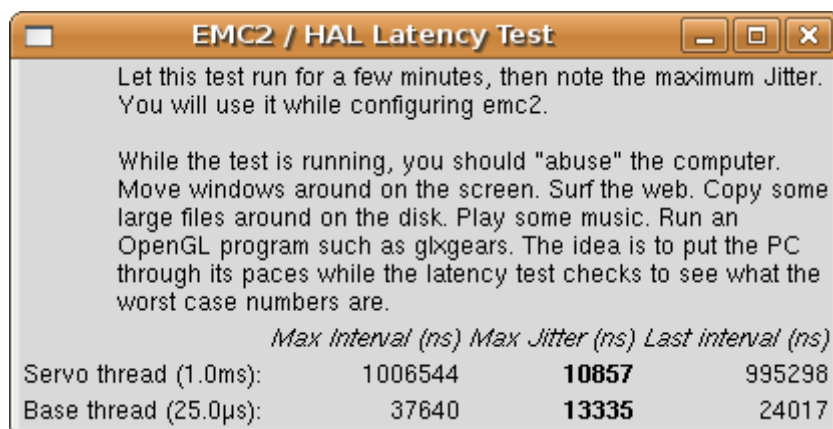


Figura 33 - Teste de latência para o protótipo de testes

5.2 - Máquina Projetada

Como relatado, as peças necessárias para a construção da máquina não foram encomendadas conforme o cronograma previsto, gerando um atraso considerável no projeto que fez com que se necessitasse de uma máquina alternativa em escala reduzida para que o sistema de controle fosse testado e avaliada a sua funcionalidade. No entanto, algumas peças para a estrutura mecânica foram encomendadas com o intuito de se acelerar a fabricação enquanto os sistemas de movimentação não fossem encomendados. Os materiais encomendados foram, basicamente, chapas e perfis tubulares, tanto de alumínio como de aço como relatado no projeto. Fabricou-se grande parte da estrutura, tendo sido feitos cortes de tubos e chapas, furações, e soldagem.

Como relatado no projeto, a estrutura é composta por diversos segmentos flangeados para que seja facilmente transportada caso haja necessidade, já que estima-se uma máquina de 400kg de massa. As flanges foram projetadas para serem feitas de chapas de aço de 5mm de espessura, e foram fixadas com parafusos Allen de cabeça cilíndrica M10 (parafusos menores suportariam a carga aplicada, no entanto prevê-se que com estes pode-se utilizar a máquina por muitos anos sem se verificar fadiga devido ao cisalhamento).

A figura 34 apresenta a estrutura fabricada, que está pronta para a montagem das guias, dos mancais, fusos e motores assim que o processo de compra destes for finalizado.

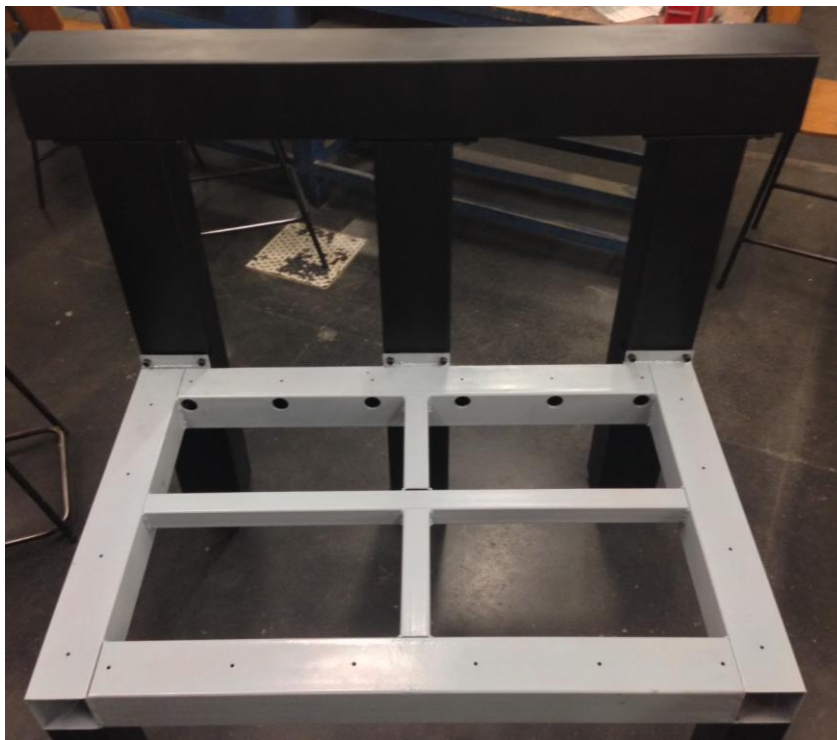


Figura 34 - Estrutura da máquina projetada

6 - CONCLUSÃO

Verificou-se que o projeto de uma máquina ferramenta CNC possui diversos fatores que constituem um projeto de engenharia. Em se tratando do aspecto técnico, uma máquina, com todo o cálculo de esforços em sua estrutura mecânica, desenhos de fabricação e conjunto, e dimensionamentos de elementos, agrega valores constantemente presentes na Engenharia Mecânica. A utilização de motores e drives para o acionamento dos sistemas de movimentação, com sinais provindos da porta paralela do computador, exige um estudo de eletrônica que fora anteriormente abordado na Universidade. Com a utilização do computador para realizar o envio de sinais e controle dos motores, encontra-se o equilíbrio dos três pés que dão definição à Engenharia Mecatrônica.

Além disso, outro fator fortemente presente nos projetos de Engenharia foi vivenciado: as complicações que podem existir na encomenda de peças, o quê, tanto em empresas como no meio acadêmico, atrasa um projeto. Este fator levou à necessidade de se fabricar as peças mecânicas sem que se houvesse conhecimento do prazo de compra dos itens restantes que seriam utilizados na máquina. Para que se pudesse testar o sistema de controle, foi efetuado o teste em uma máquina de escala reduzida, que é acionada por motores de passo ao invés dos servo motores que a máquina original possuirá (gerando assim menor precisão, no entanto ainda aceitável para o projeto).

Sendo um projeto inicialmente mecânico, e que posteriormente necessitou de conhecimentos mais aprofundados de eletrônica e computação, o projeto é visto como um projeto que abrange grande parte do curso de Engenharia Mecatrônica, permitindo afirmar-se que houve um desfecho positivo para o curso. Há ainda o ponto positivo de se haver uma integração com outros cursos de Engenharia, sendo assim um projeto que será de utilidade para a Escola Politécnica, assim que finalizado.

Posteriormente, após o término do processo de compra das peças restantes, a máquina será finalizada de modo a atender os requisitos de usinagem no segmento da Engenharia Naval, algo que irá ocorrer naturalmente devido ao projeto realizado ao longo do ano e às etapas já concluídas.

REFERÊNCIAS

- [1] Callister Jr., W. D., 2002, **“Ciência e Engenharia de Materiais: Uma Introdução”**, 5ª Edição, Rio de Janeiro, LTC.
- [2] da Silva, F. P., **“Usinagem de Espumas de Poliuretano e Digitalização Tridimensional para Fabricação de Assentos Personalizados para Pessoas com Deficiência”**, Tese de Doutorado, UFRGS.
- [3] FIMEC, “High frequency spindle motors”, catálogo de produtos, Italy.
- [4] **“Fresadora”**, disponível em:
<http://tecmecanico.blogspot.com.br/2011/10/fresadoras.html>,
Acessado em 04/05/13
- [5] HIWIN, “AC Servo Motor & Drive”, catálogo de produtos, Taiwan 2009.
- [6] HIWIN, “Ballscrews Catalog”, catálogo de produtos, Taiwan 2009.
- [7] Mectrol Automação, “Mancais, Modelo GBK/GEK”, catálogo de produtos.
- [8] Mitsubishi Electric Corporation, “EZMOTION MR-E Super General-Purpose Interface”, catálogo de produtos, Tokio, 2008.
- [9] NSK Ball Screws for Standard Stock Compact FA SERIES, catálogos de fusos: disponível em:
<http://www.nsk.com/products/precisionmachine/ballscrew/index.html#tab2>
- [10] Schneider, J., **“Mechanical Design of a Desktop Milling Machine for Fabrication in an Introductory Machining Class”**, Tese de Graduação, Department of Mechanical Engineering – Massachusetts Institute of Technology, 2010.
- [11] Slocum, A., 1992, **“Precision Machine Design.”**, 15ª Edição, Prentice-Hall Inc. New Jersey, 750 pág.
- [12] Slocum, A., 2000, **“FUNdaMentals of Machine Design”**, Massachusetts Institute of Technology.
- [13] Smith, K. B., Shust, W. C., **“Bounding Natural Frequencies in Structures I: Gross Geometry, Material and Boundary Conditions”**, disponível em:
http://www.objective-engineers.com/150_smi.pdf, Acessado em: 31/03/2013.
- [14] Sprunt, A. D., **“A Three Axis CNC Router Design.”**, Tese de Graduação, Department of Mechanical Engineering – Massachusetts Institute of Technology, 2000.

- [15] Weck, M., Brecher, C., 2006, **“Werkzeugmaschinen – Konstruktion und Berechnung”**, Springer, RWTH – Aachen, 723 pág.
- [16] www.linuxcnc.org, Acessado em 28/03/2013.
- [17] Milling Machine History disponível em:
[http://en.wikipedia.org/wiki/Milling_\(machining\)#History](http://en.wikipedia.org/wiki/Milling_(machining)#History), acessado em 17/07/2013.
- [18] Orsioli, D. A., **“Estudo da relação entre os parâmetros do processo de injeção em alta pressão de espuma rígida de poliuretano na Indústria de Refrigeração.”** – UDESC - Joinville – 2005.
- [19] Stoeterau, R. L., **“Introdução ao Projeto de Máquina-Ferramentas Modernas”** - EPUSP - São Paulo – 2009
- [20] NTN, “Rolamentos de esferas de contato angular”, catálogo de produtos.

APÊNDICE A – CUSTOS

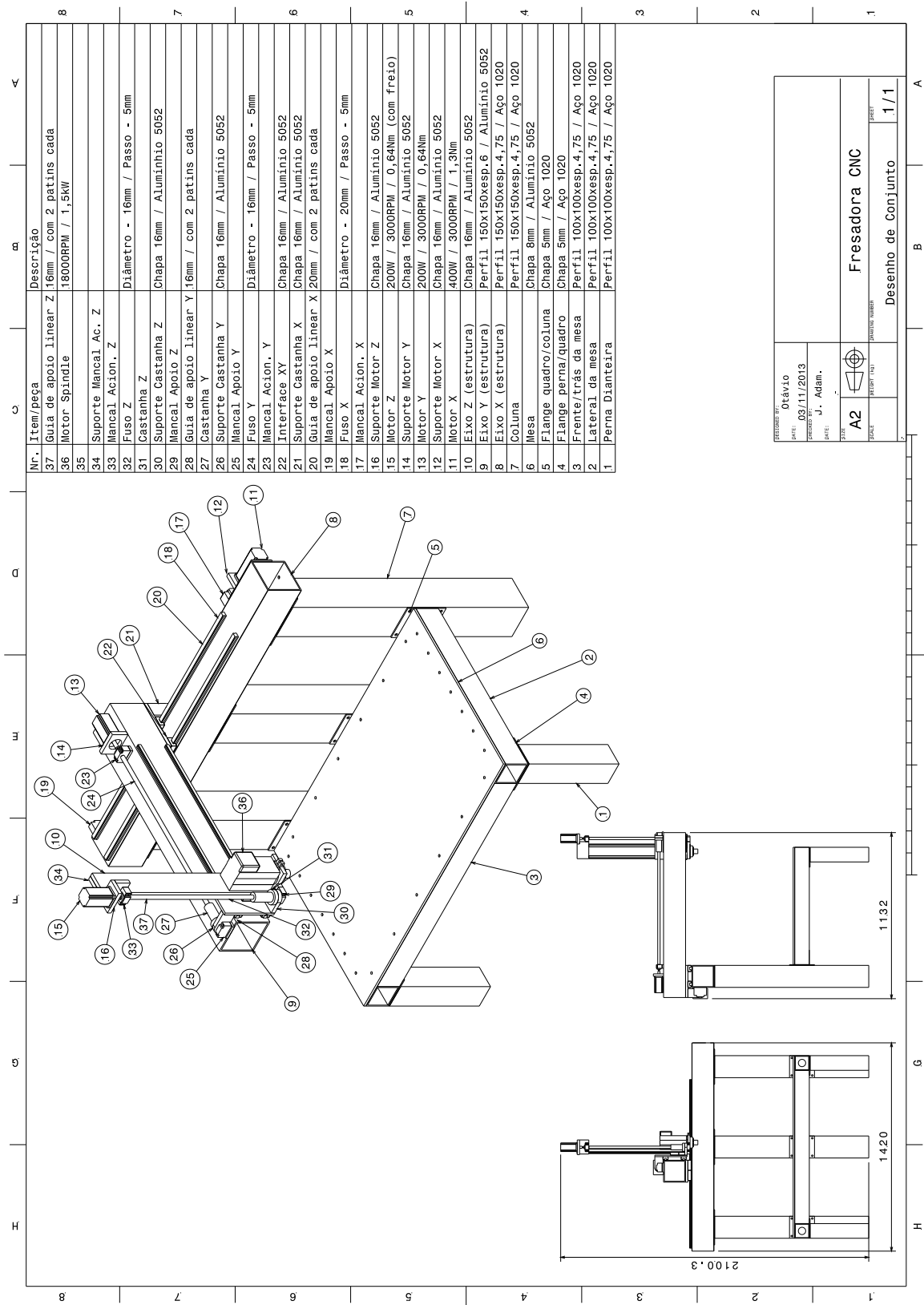
Fornecedor					
CNCBr	THK	Fimec	Mectrol	LWM	Automation
R\$ 216,54	R\$ 1.152,00	R\$ -	R\$ 239,42	R\$ -	R\$ -
R\$ 295,28	R\$ 1.202,00	R\$ -	R\$ 326,48	R\$ -	R\$ -
R\$ 393,68	R\$ 1.776,00	R\$ -	R\$ 573,40	R\$ -	R\$ -
R\$ 346,20	incluso	R\$ -	R\$ 189,14	R\$ -	R\$ -
R\$ 346,20	incluso	R\$ -	R\$ 189,14	R\$ -	R\$ -
R\$ 346,20	incluso	R\$ -	R\$ 288,20	R\$ -	R\$ -
incluso	R\$ 66,00	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ -
incluso	R\$ 54,40	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ -
R\$ 129,08	R\$ 1.335,00	R\$ -	R\$ 105,67	R\$ -	R\$ -
R\$ 176,10	R\$ 1.335,00	R\$ -	R\$ 144,10	R\$ -	R\$ -
???	R\$ 1.337,00	R\$ -	R\$ 327,22	R\$ -	R\$ -
R\$ 295,71	incluso	R\$ -	R\$ 300,21	R\$ -	R\$ -
R\$ 295,71	incluso	R\$ -	R\$ 300,21	R\$ -	R\$ -
???	incluso	R\$ -	R\$ 456,32	R\$ -	R\$ -
R\$ 758,10	R\$ 758,00	R\$ -	R\$ 543,09	R\$ -	R\$ -
R\$ 758,10	R\$ 758,00	R\$ -	R\$ 543,09	R\$ -	R\$ -
???	R\$ 1.111,00	R\$ -	R\$ 784,34	R\$ -	R\$ -
R\$ 2.400,00	R\$ -	R\$ -	R\$ 682,98	R\$ -	R\$ 1.332,29
R\$ 4.500,00	R\$ -	R\$ -	R\$ 1.170,82	R\$ -	R\$ 2.193,90
incluso	R\$ -	R\$ -	R\$ 990,69	R\$ -	R\$ 2.037,04
incluso	R\$ -	R\$ -	R\$ 1.365,96	R\$ -	R\$ 3.045,98
incluso	R\$ -	R\$ -	R\$ 629,39	R\$ -	R\$ 2.443,35
R\$ -	R\$ -	R\$ 3.175,20	R\$ -	R\$ -	R\$ -
R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 1.750,00	R\$ -
R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 1.000,00	R\$ -
R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 485,00	R\$ -
R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 140,00	R\$ -
R\$ 11.256,90	R\$ 10.884,40	R\$ 3.175,20	R\$ 10.149,87	R\$ 3.375,00	R\$ 11.052,56

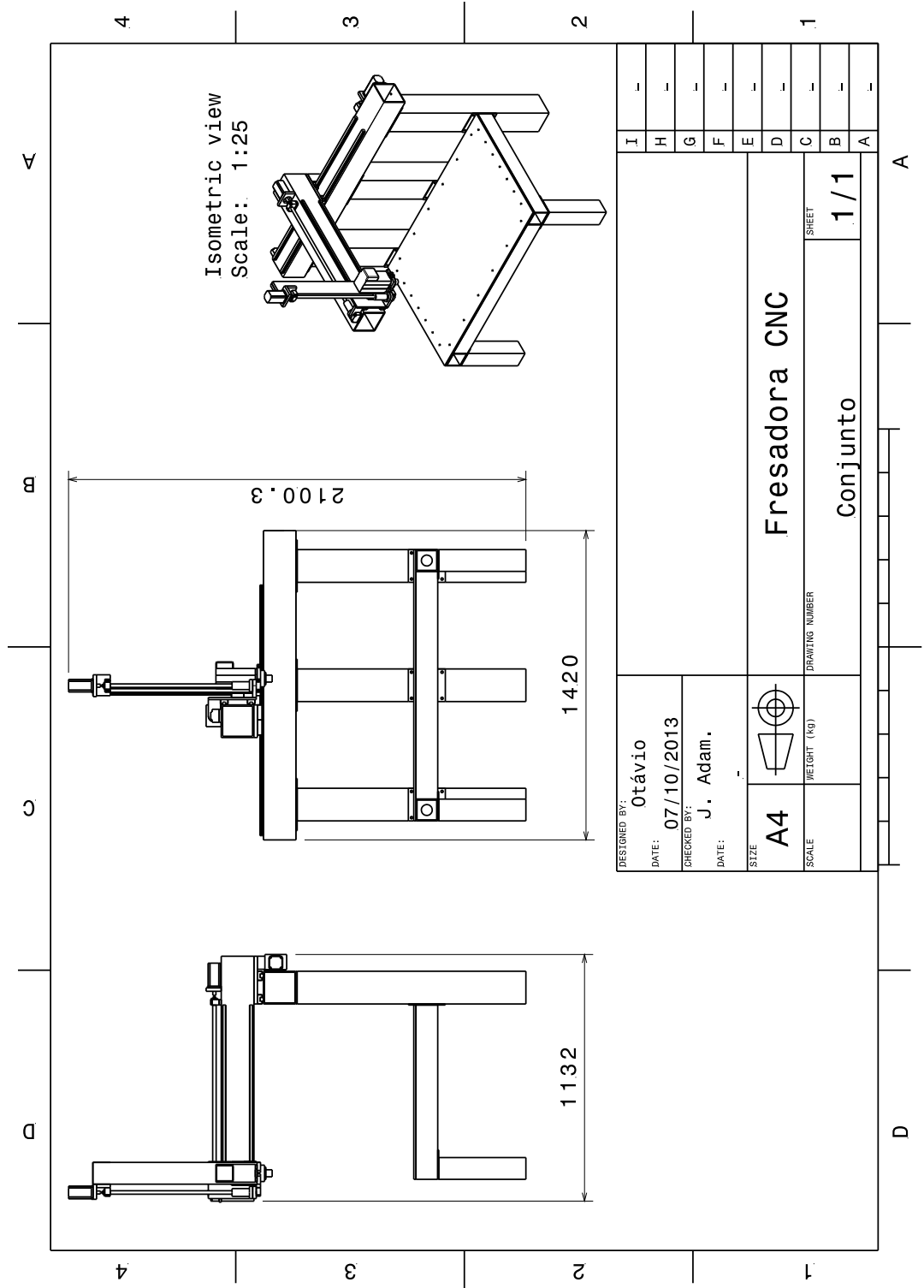
Mecânica	THK	CNCBr	Mectrol	LWM
FusoZ+Castanha	R\$ 1.335,00	R\$ 424,79	R\$ 405,88	R\$ -
FusoY+Castanha	R\$ 1.335,00	R\$ 471,81	R\$ 444,31	R\$ -
FusoX+Castanha	R\$ 1.337,00		R\$ 783,54	R\$ -
GuiaZ+Patins	R\$ 1.152,00	R\$ 389,64	R\$ 428,56	R\$ -
GuiaY+Patins	R\$ 1.202,00	R\$ 468,38	R\$ 515,62	R\$ -
GuiaX+Patins	R\$ 1.776,00	R\$ 566,78	R\$ 861,60	R\$ -
MancaisYZ	R\$ 1.516,00	R\$ 1.516,20	R\$ 1.086,18	R\$ -
MancaisX	R\$ 1.111,00		R\$ 784,34	R\$ -
Perfis Alumínio (R\$/m)	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 580,00
Perfis Aço (R\$/m)	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 145,00
Bloco Alumínio	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 485,00
Chapa Alumínio	R\$ -	R\$ -	R\$ -	R\$ 140,00

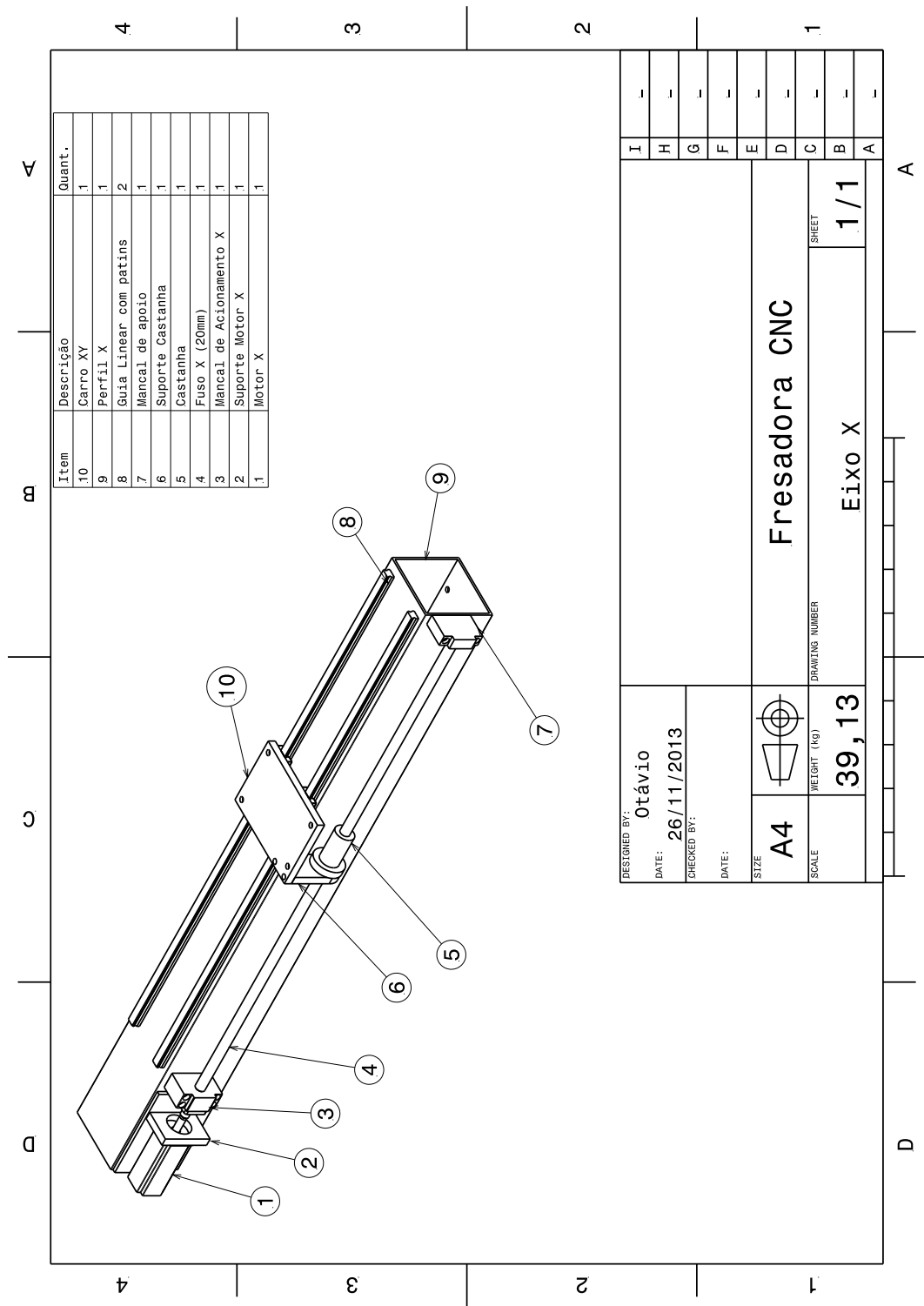
Elétrica	CNCBr	Fimec	Mectrol	Automotion
MotorX+Drive+Cabos	R\$ 2.400,00	R\$ -	R\$ 2.303,06	R\$ 3.369,33
MotorYZ+Drive+Cabos	R\$ 4.500,00	R\$ -	R\$ 2.536,78	R\$ 5.239,88
Spindle Nacional	R\$ 2.930,00	R\$ -	R\$ -	R\$ -
Spindle Italiano	R\$ 6.450,00	R\$ 3.175,20	R\$ -	R\$ -

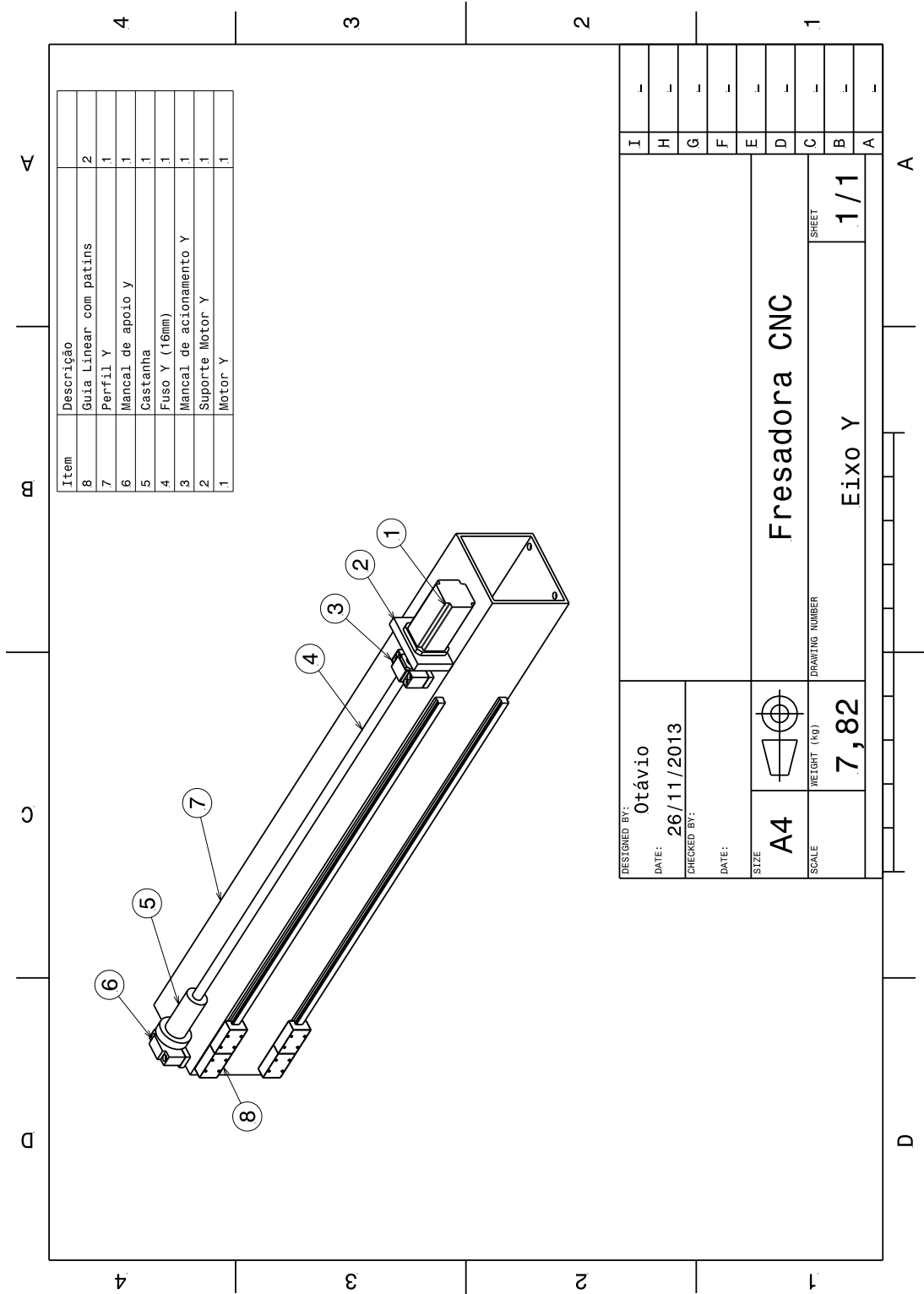
Preços:	Mecânica	Elétrica	Total	Variação 20%
Mais barato	R\$ 8.599,05	R\$ 7.769,84	R\$ 16.368,89	R\$ 19.642,67
Mais caro	R\$ 14.434,00	R\$ 15.059,21	R\$ 29.493,21	R\$ 35.391,85
Mais rápido	R\$ 9.306,69	R\$ 7.769,84	R\$ 17.076,53	R\$ 20.491,84

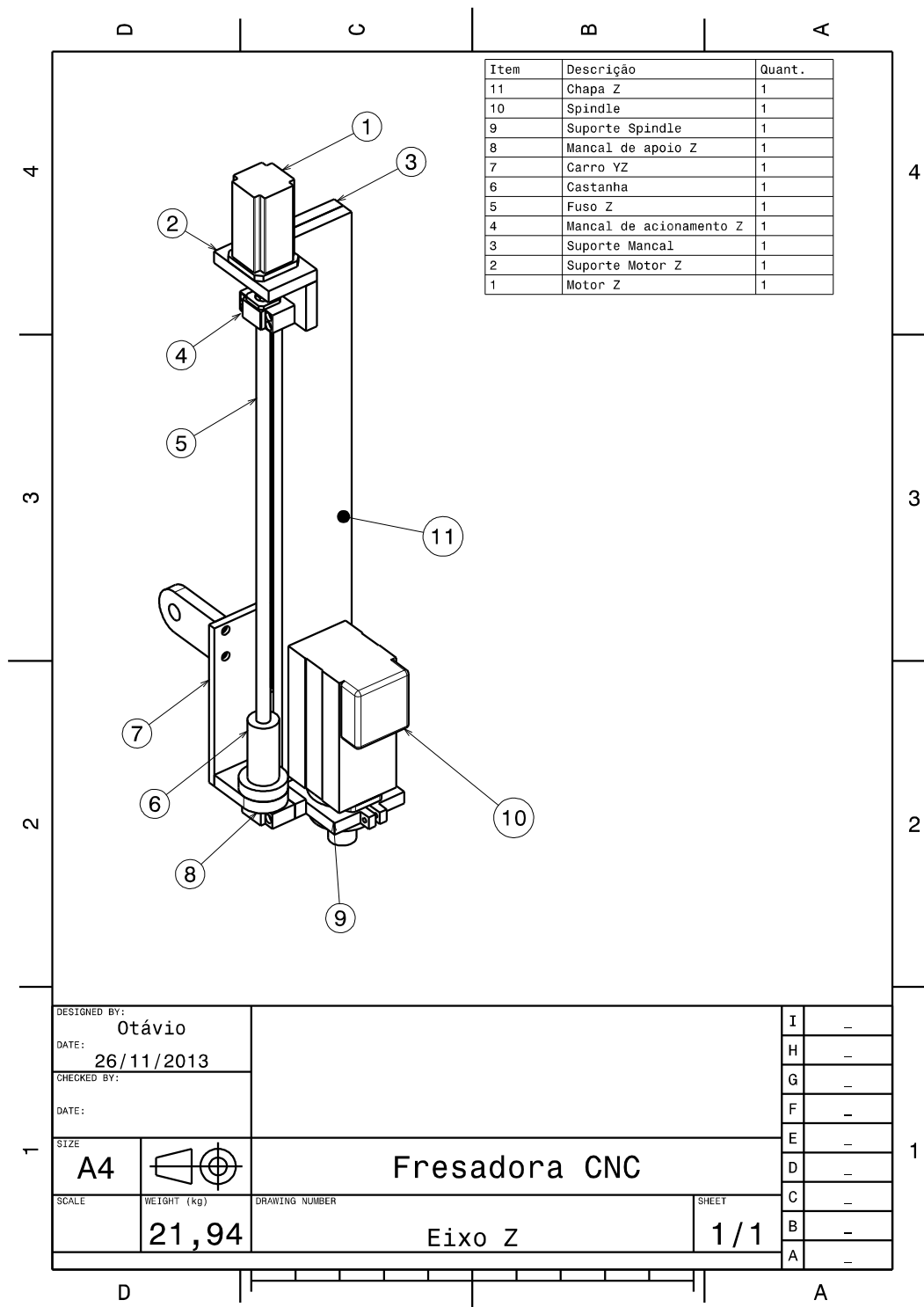
APÊNDICE B – DESENHOS DE CONJUNTO E FABRICAÇÃO

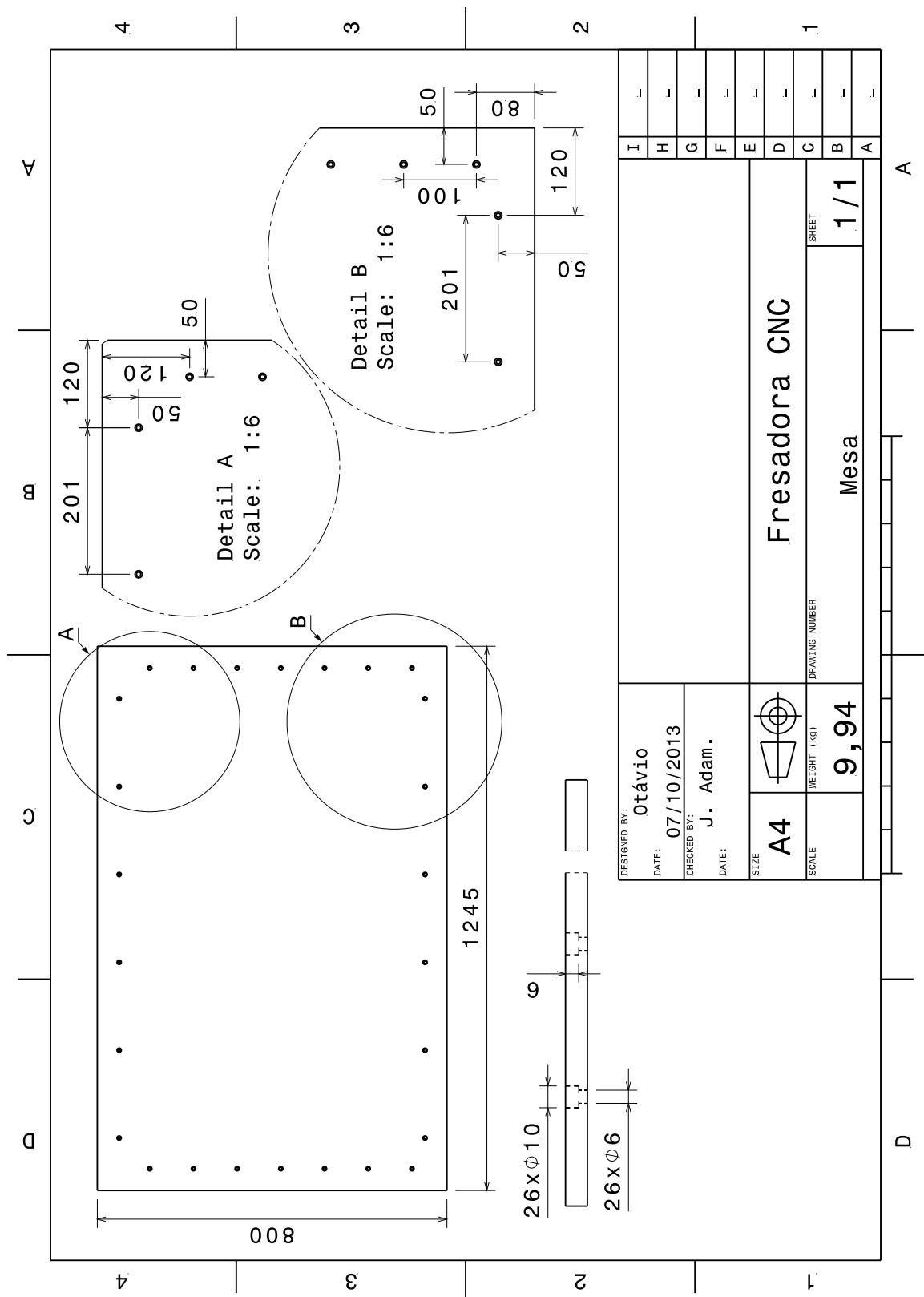


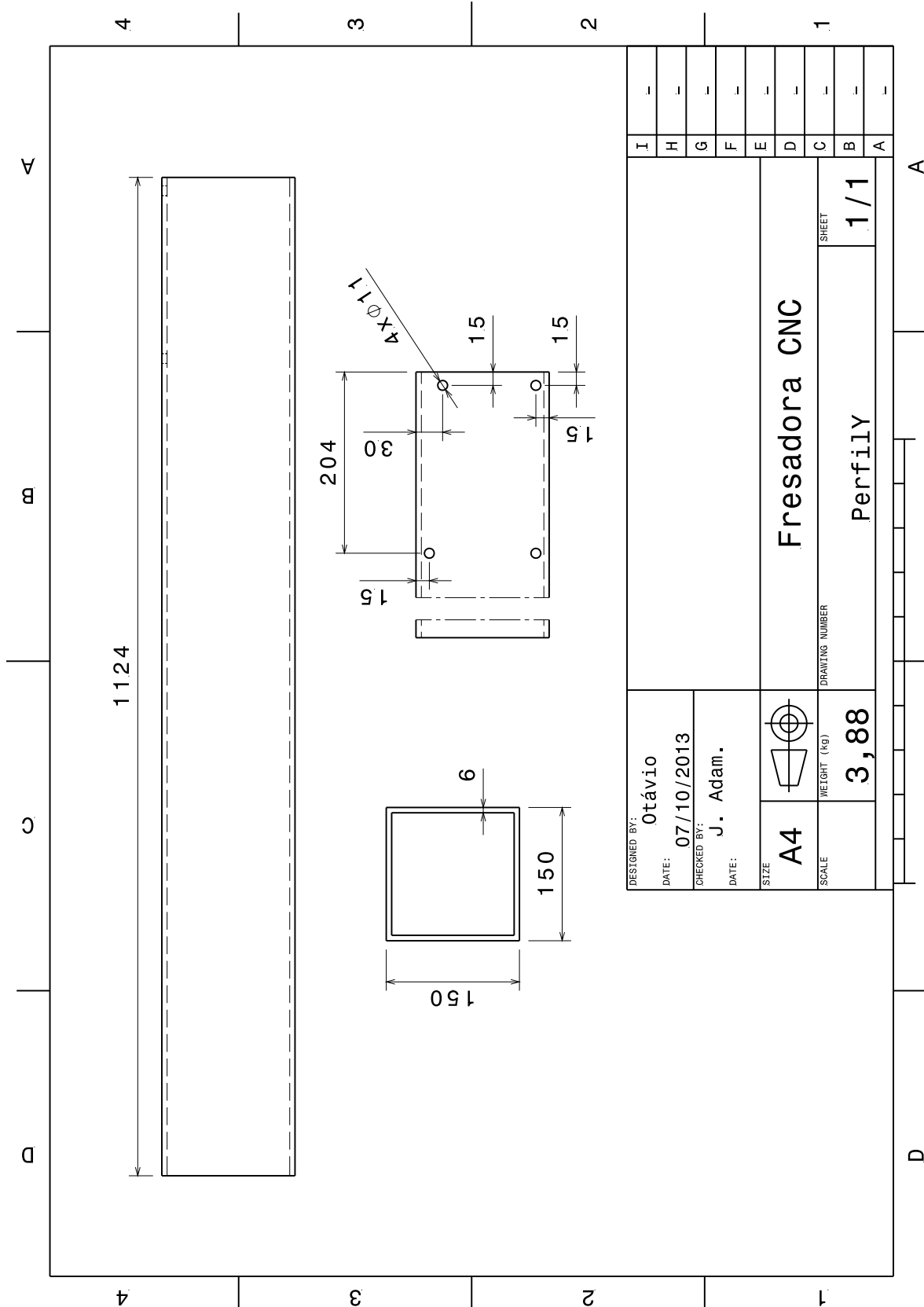








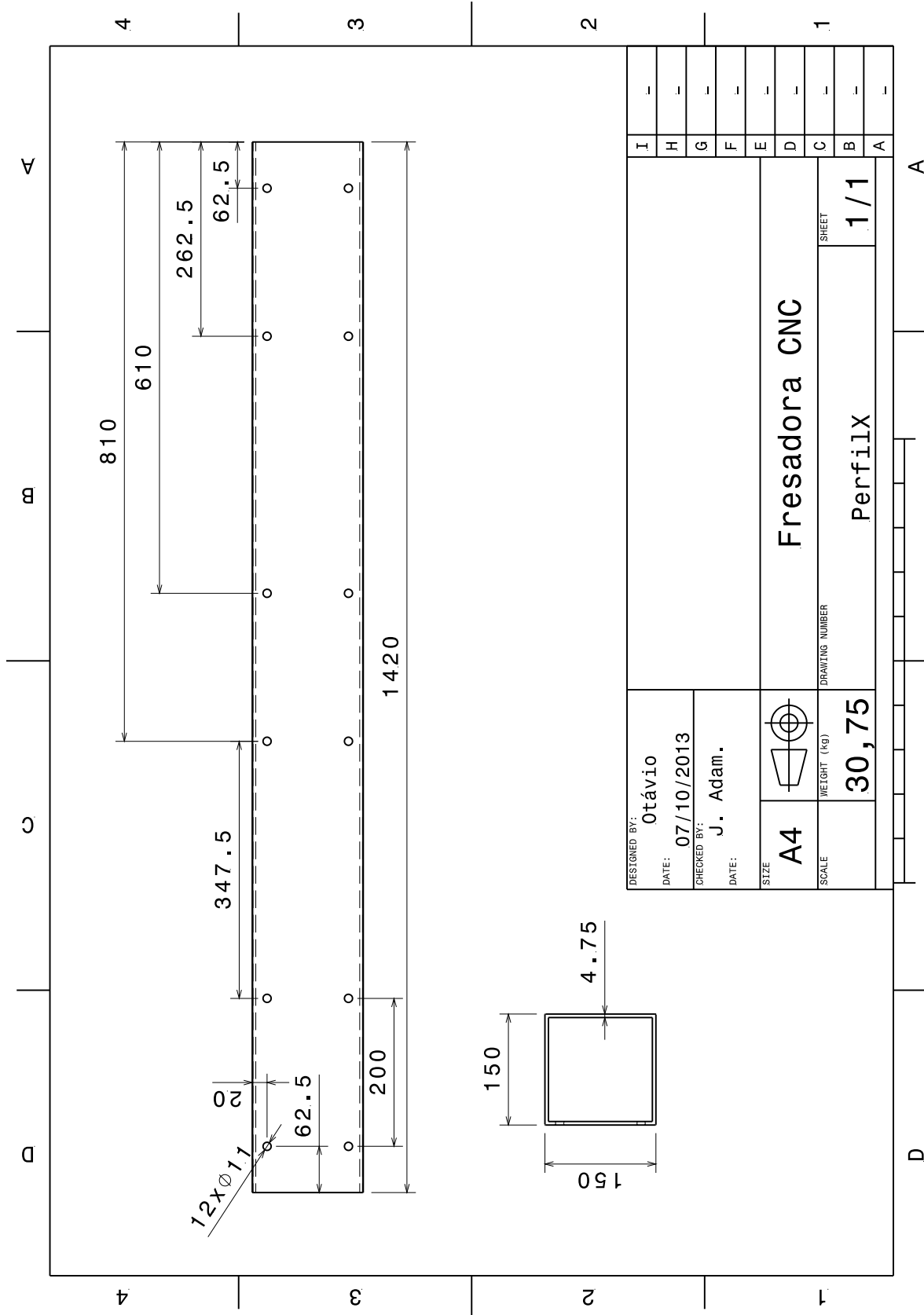




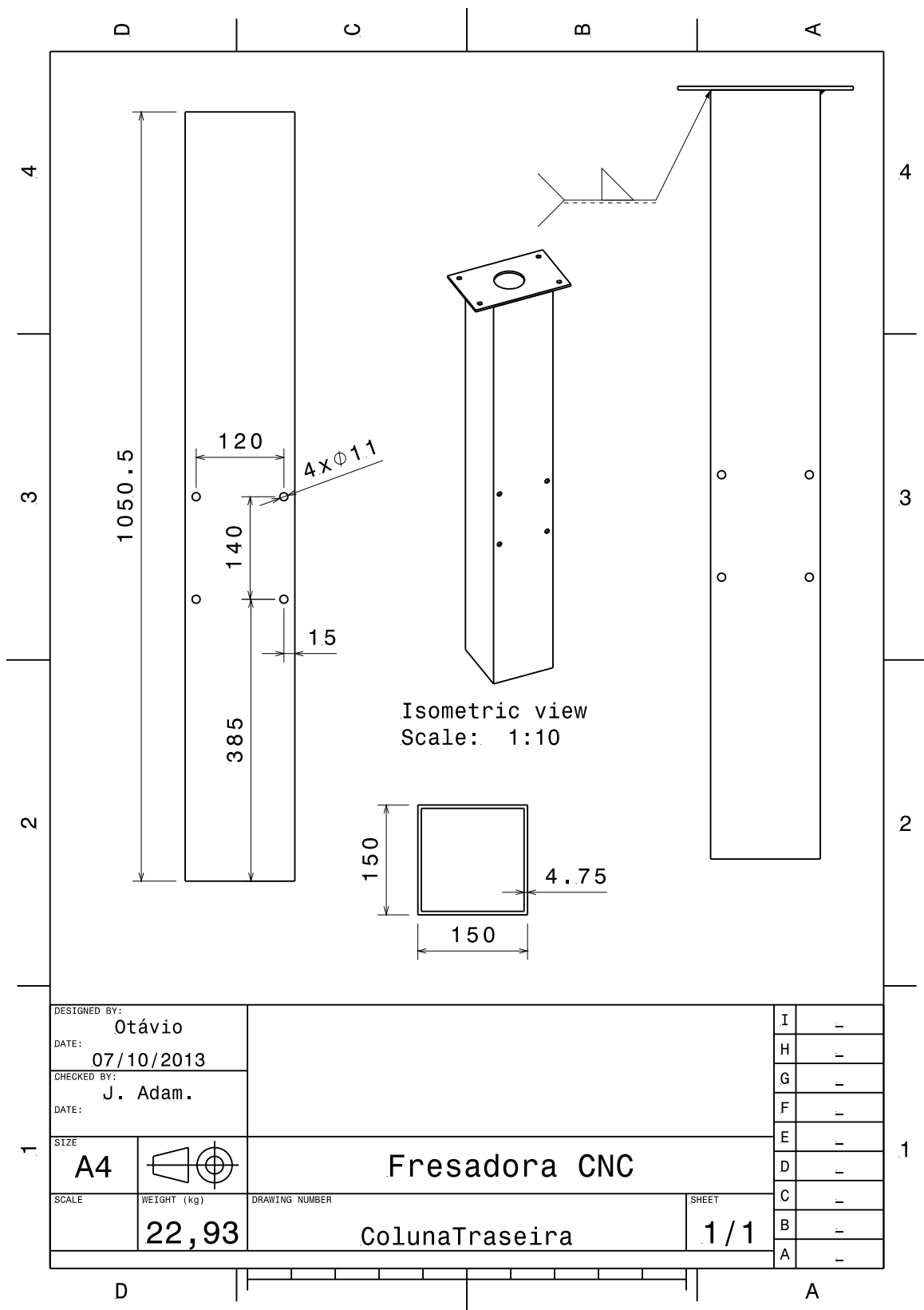
DESIGNED BY:	Otávio	I	-
DATE:	07/10/2013	H	-
CHECKED BY:	J. Adam.	G	-
DATE:		F	-
SIZE	A4	E	-
SCALE		D	-
WEIGHT (kg)	3,88	C	-
DRAWING NUMBER	Perfily	B	-
SHEET	1/1	A	-

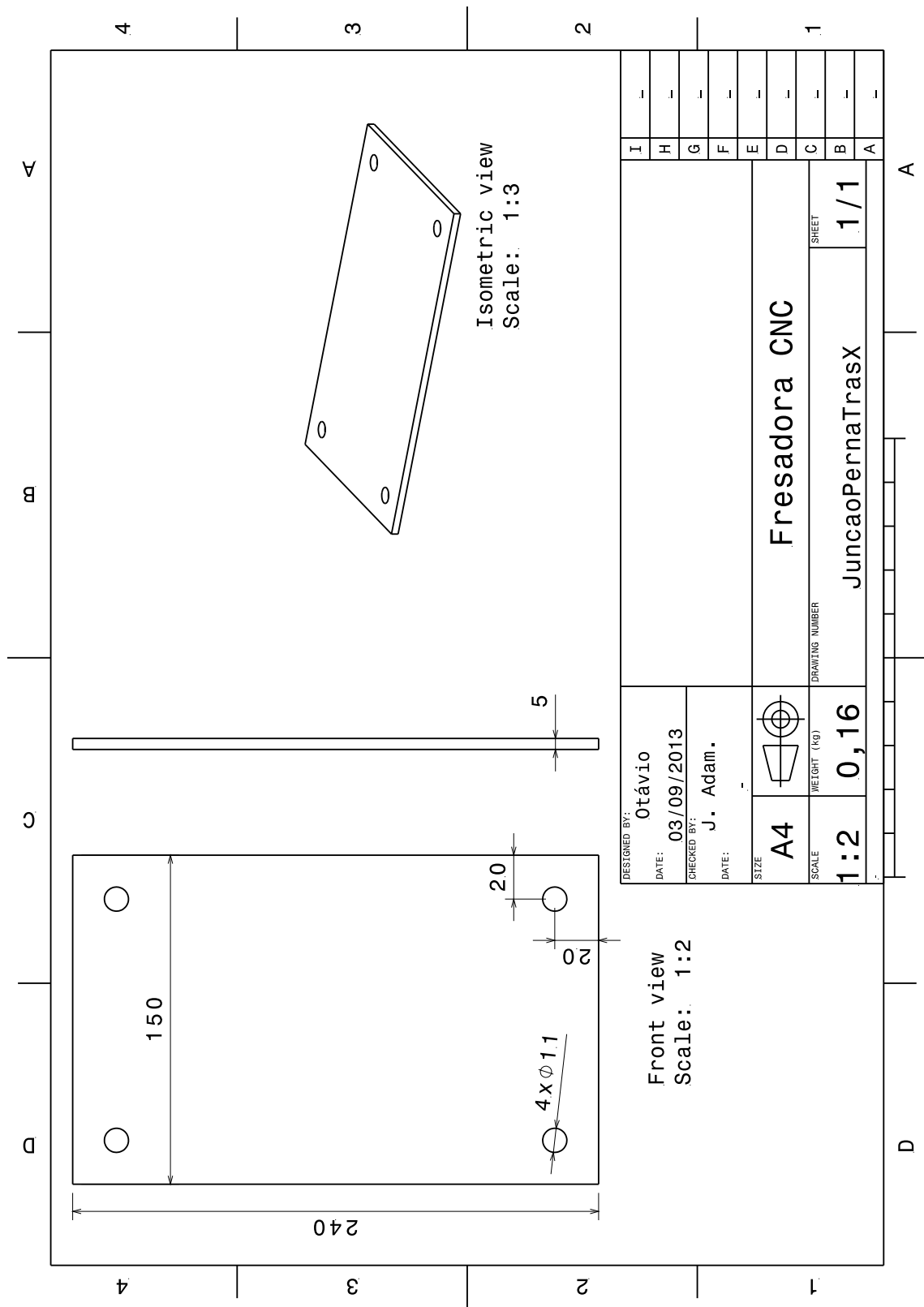
A

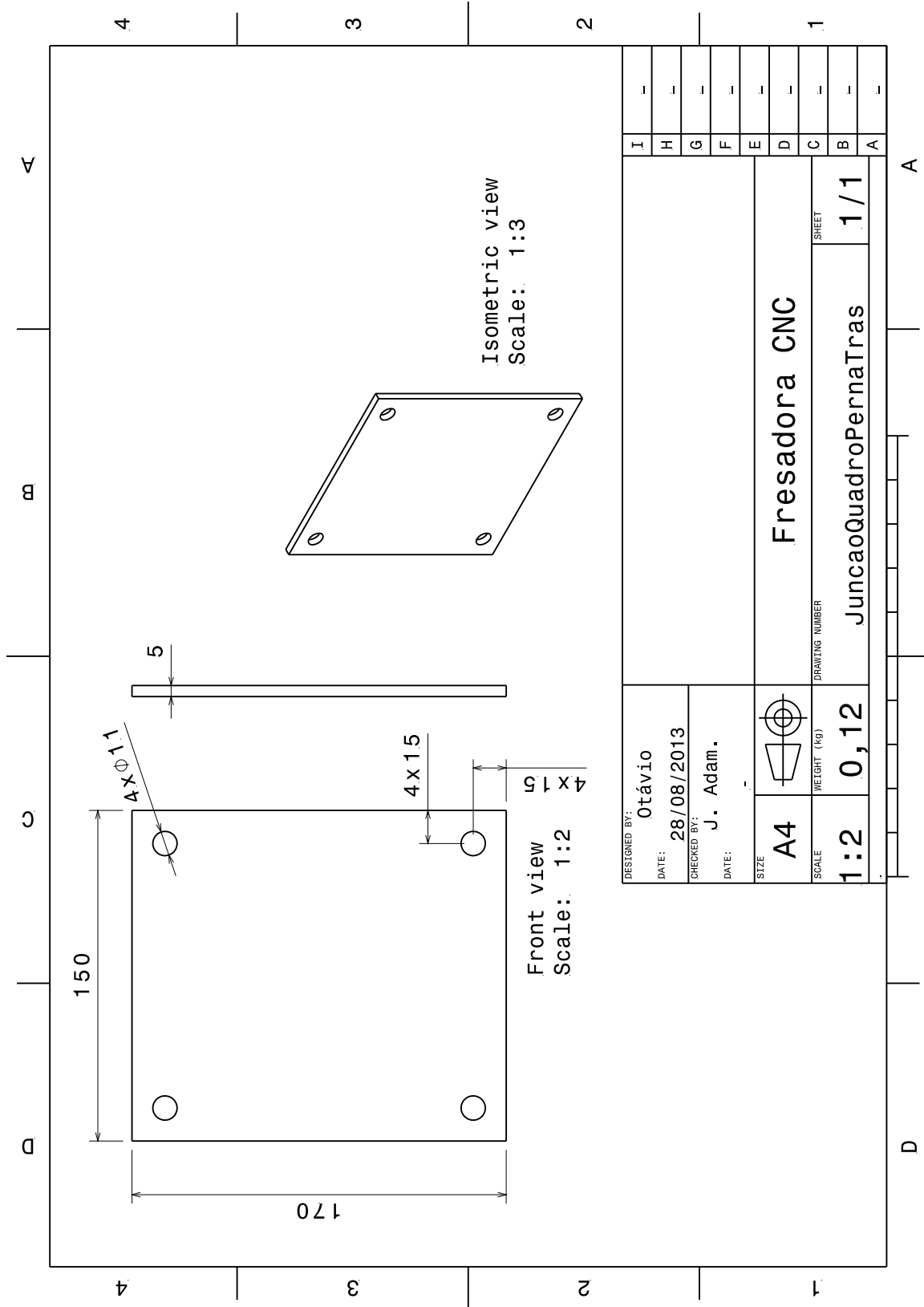
D

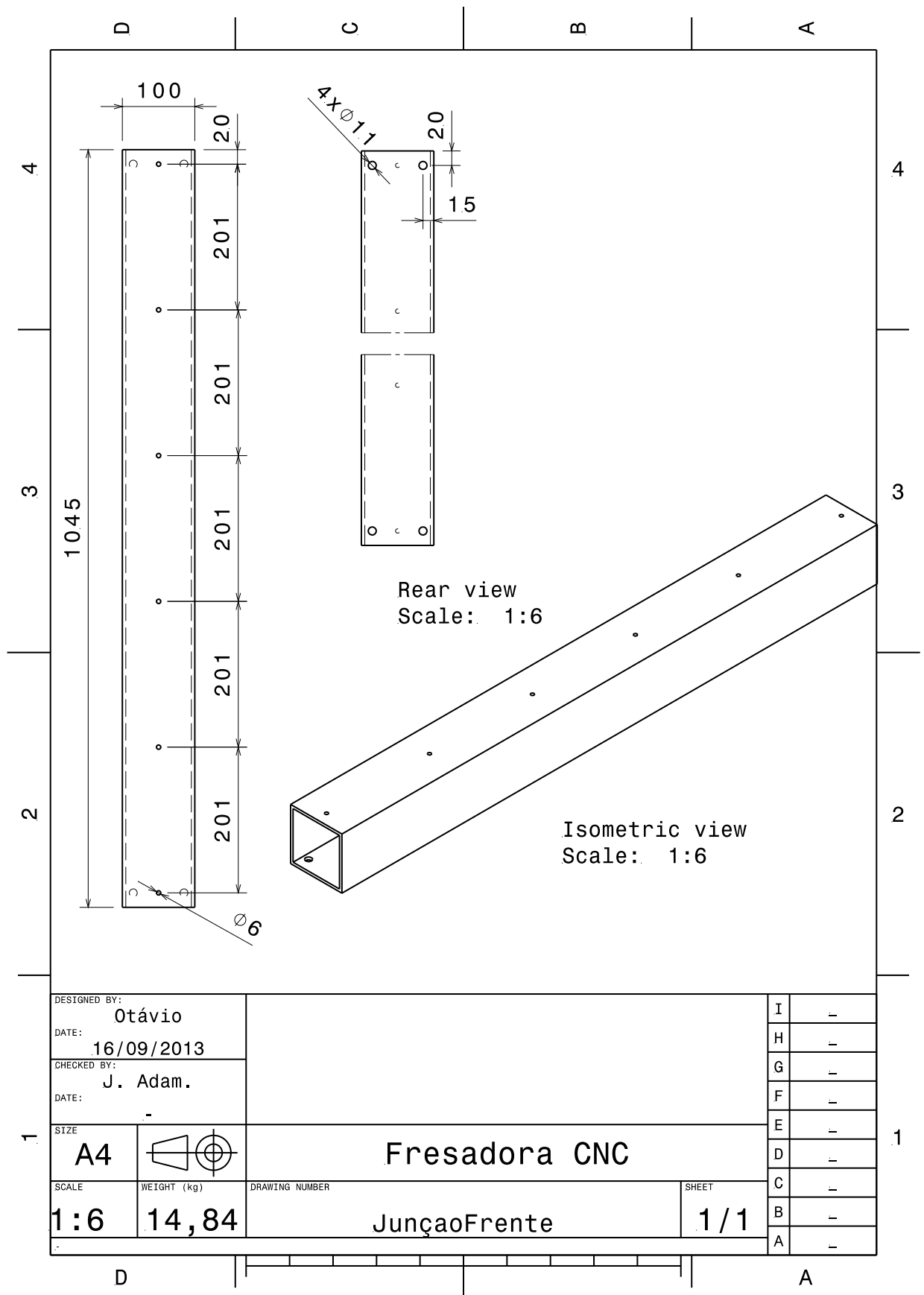


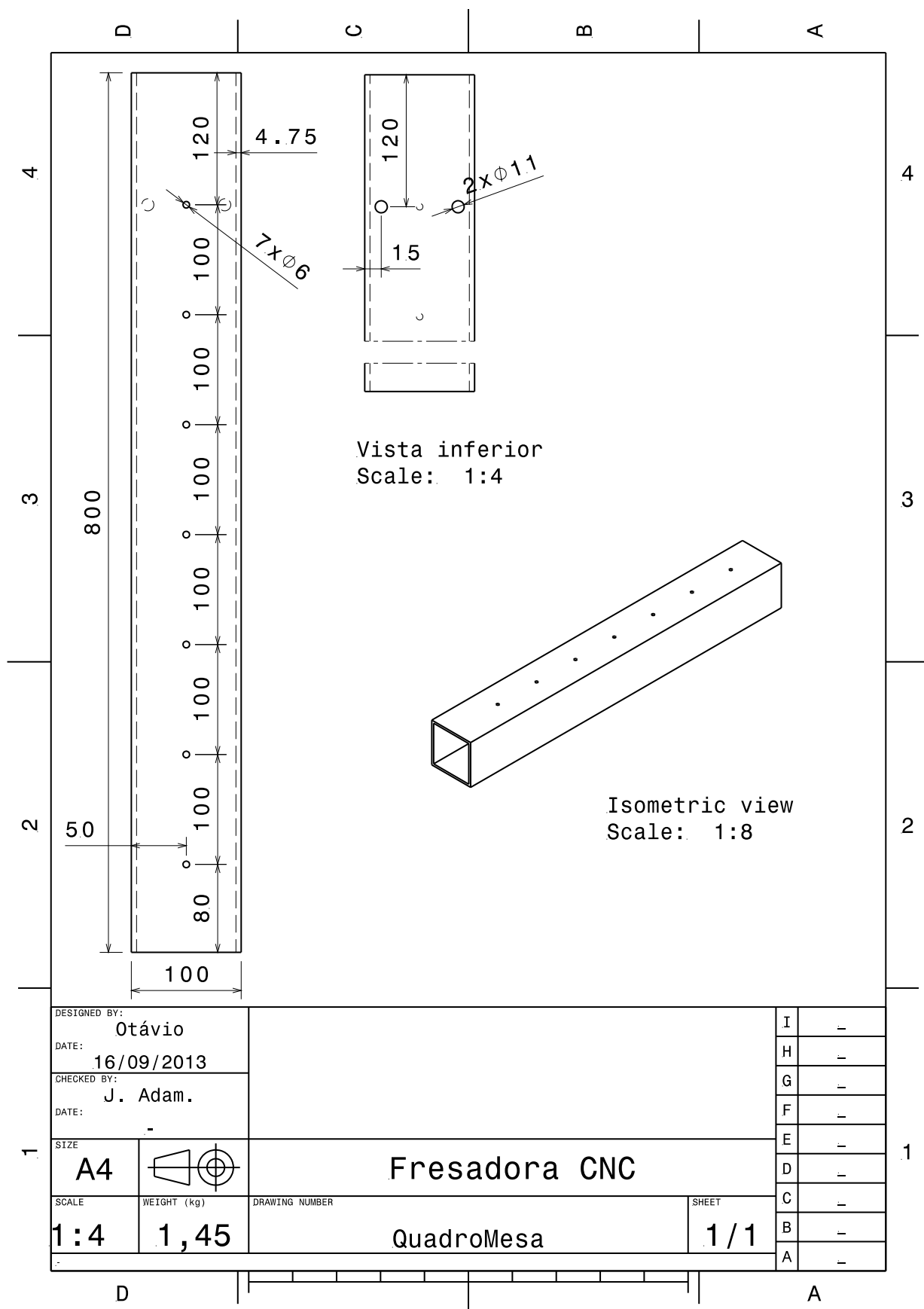
DESIGNED BY:	OTÁVIO	I	-
DATE:	07/10/2013	H	-
CHECKED BY:	J. ADAM.	G	-
DATE:		F	-
SIZE	A4	E	-
SCALE		D	-
WEIGHT (kg)	30,75	C	-
DRAWING NUMBER	PerfilX	B	-
SHEET	1/1	A	-

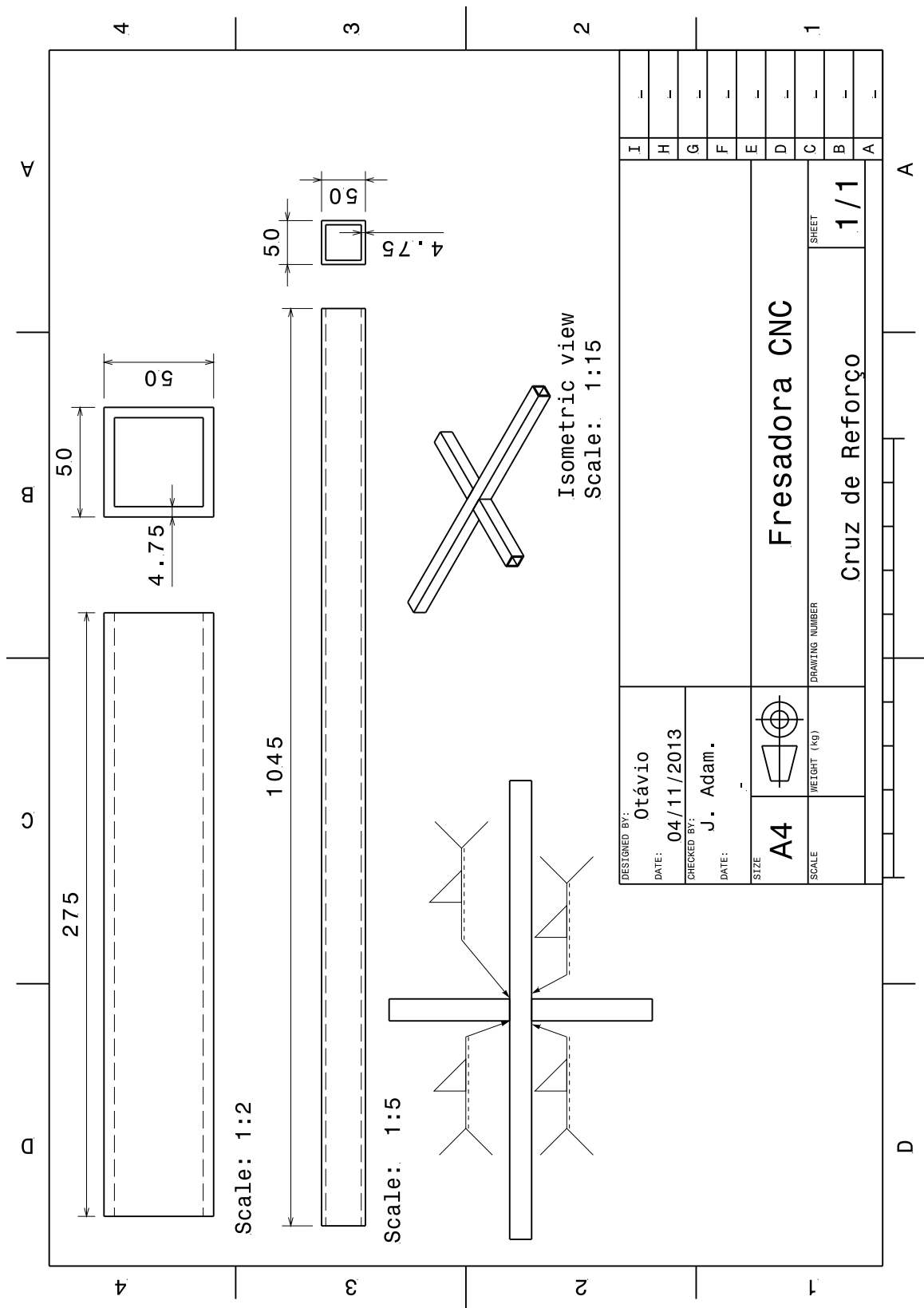


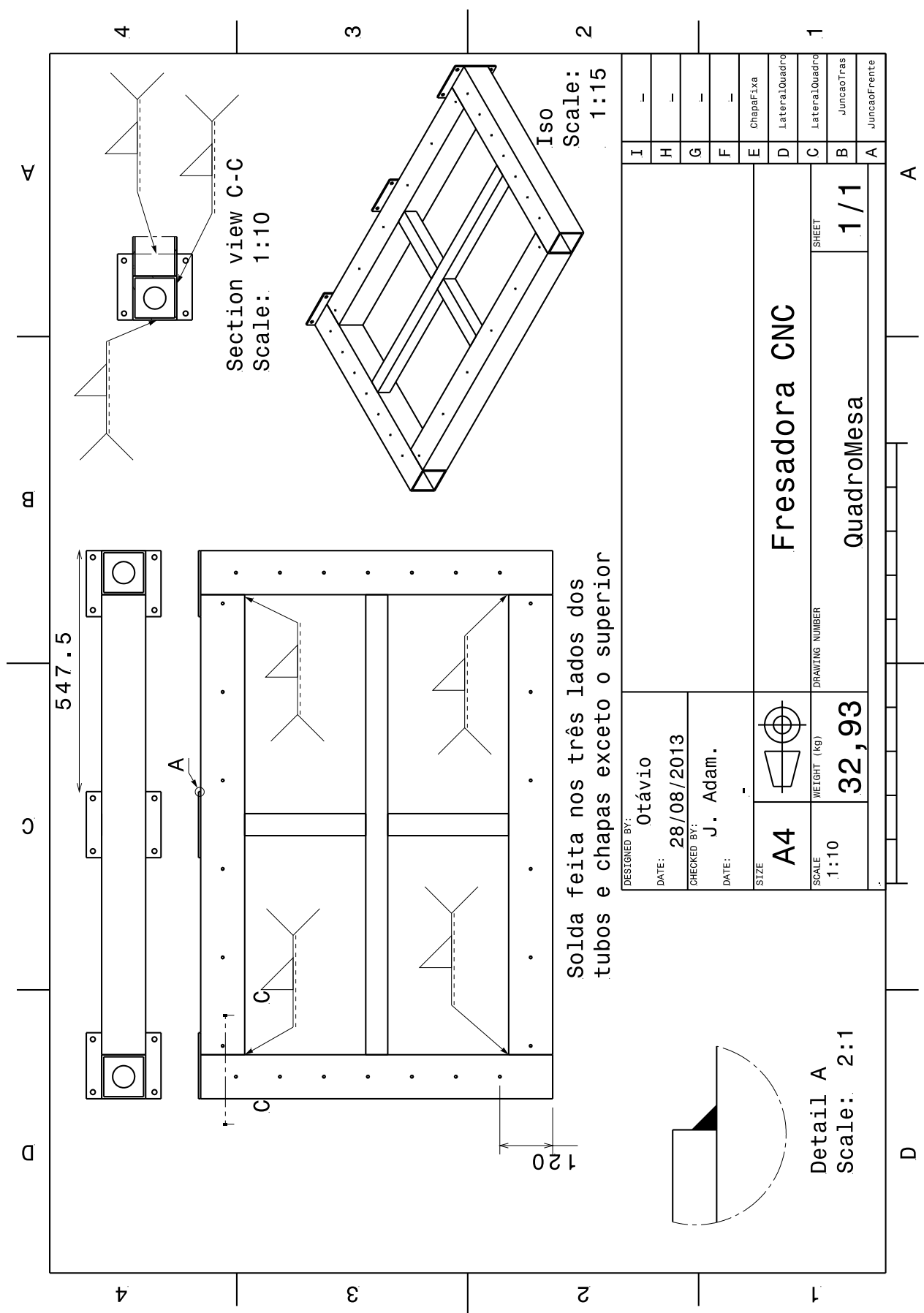


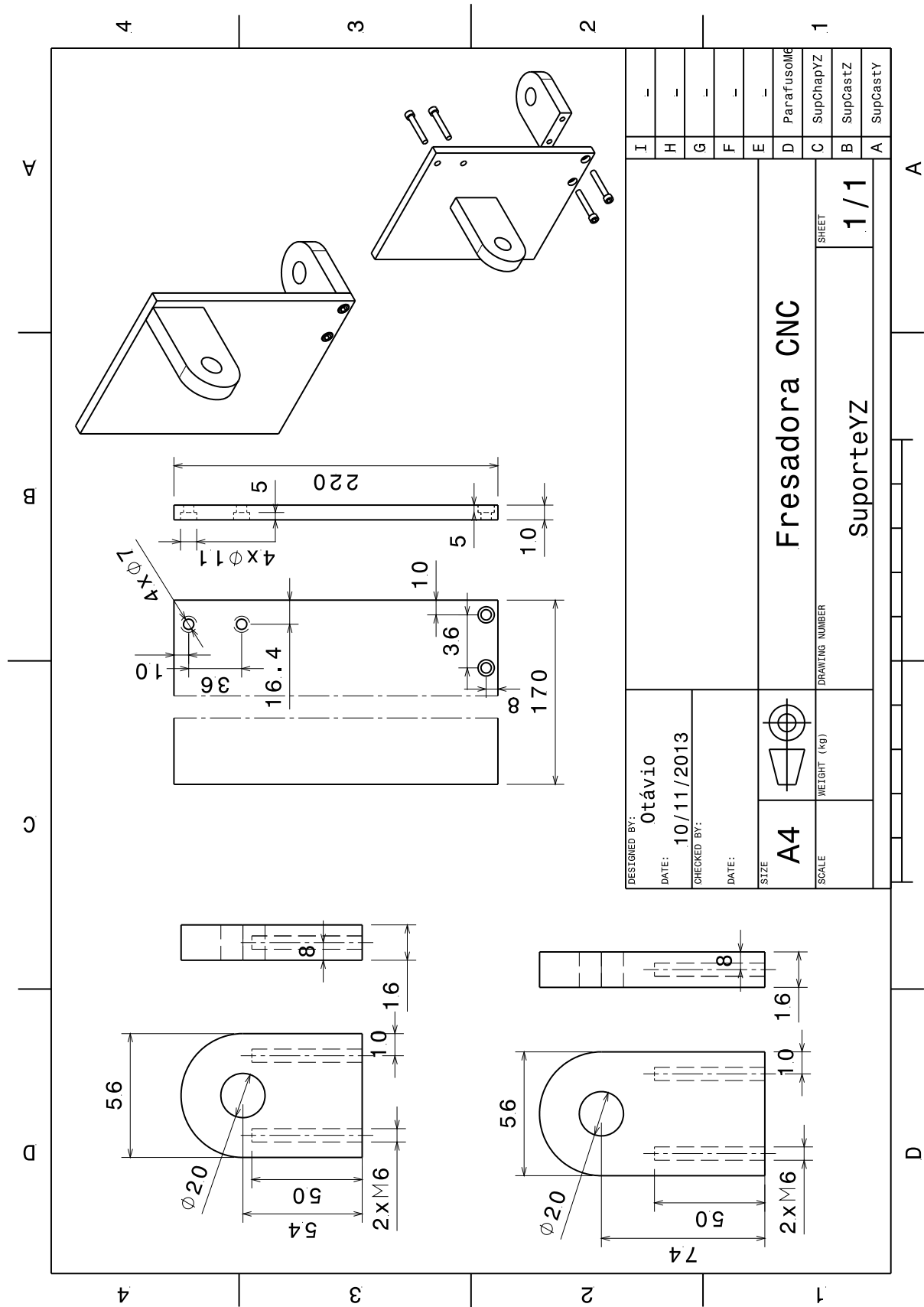


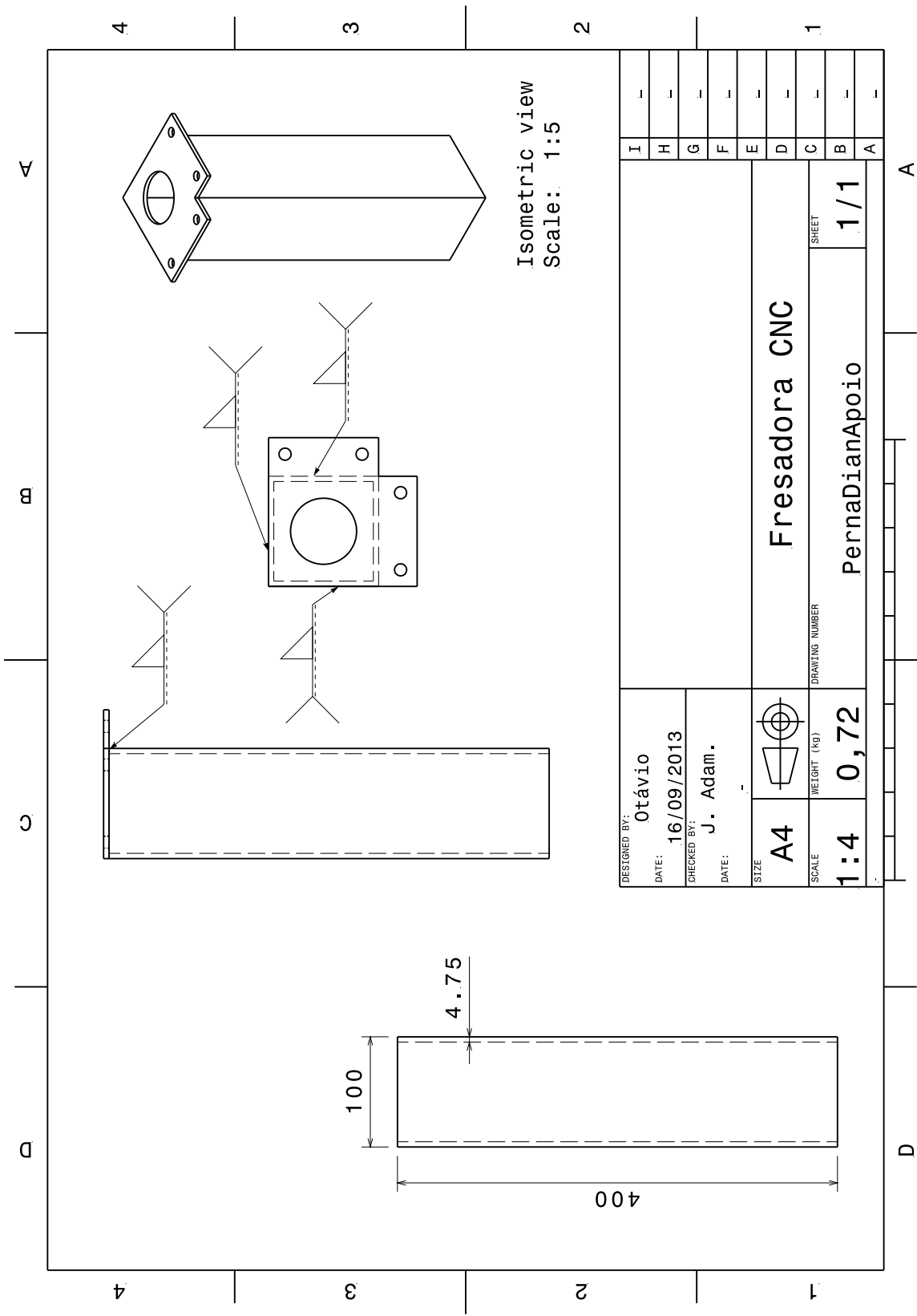









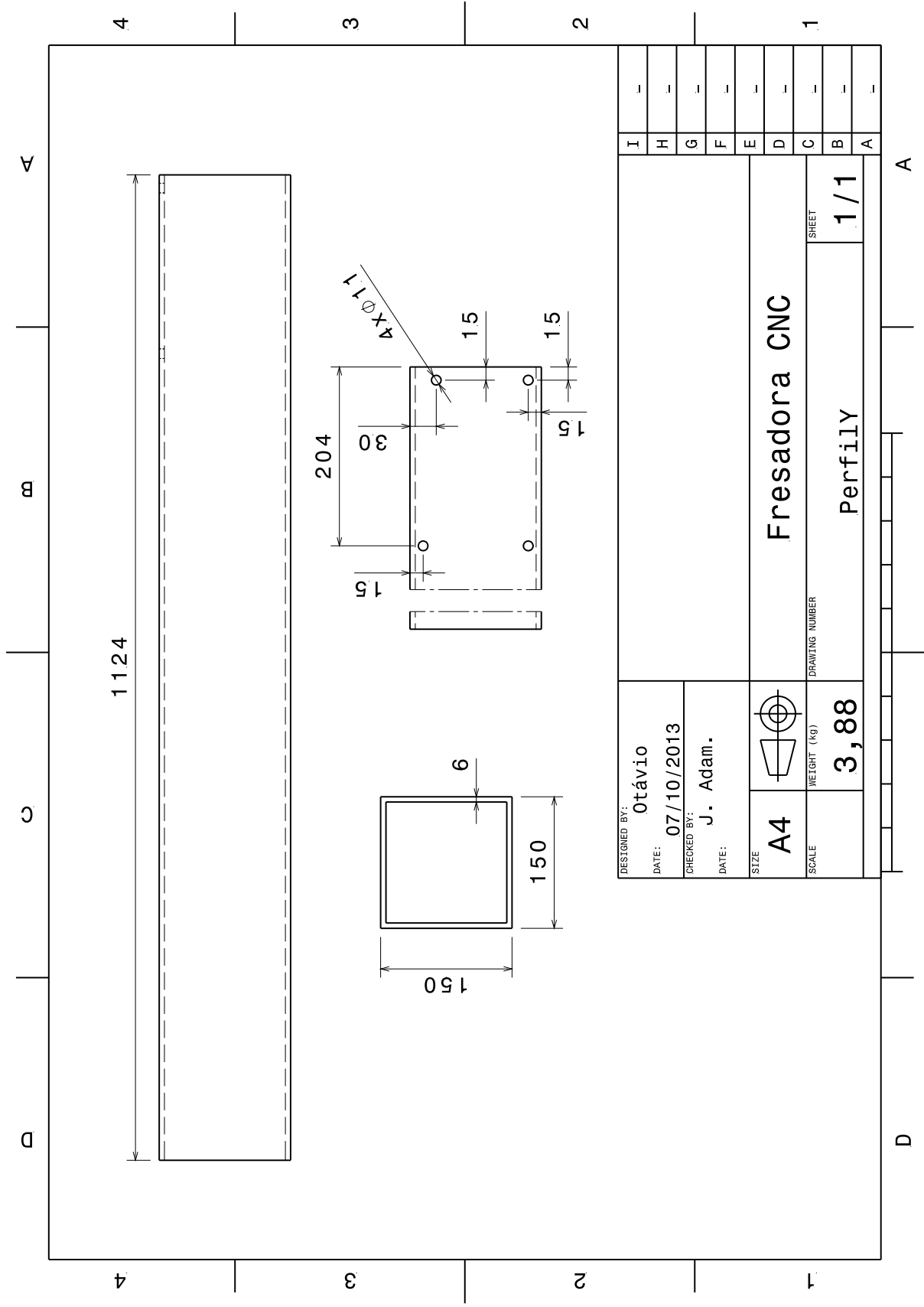


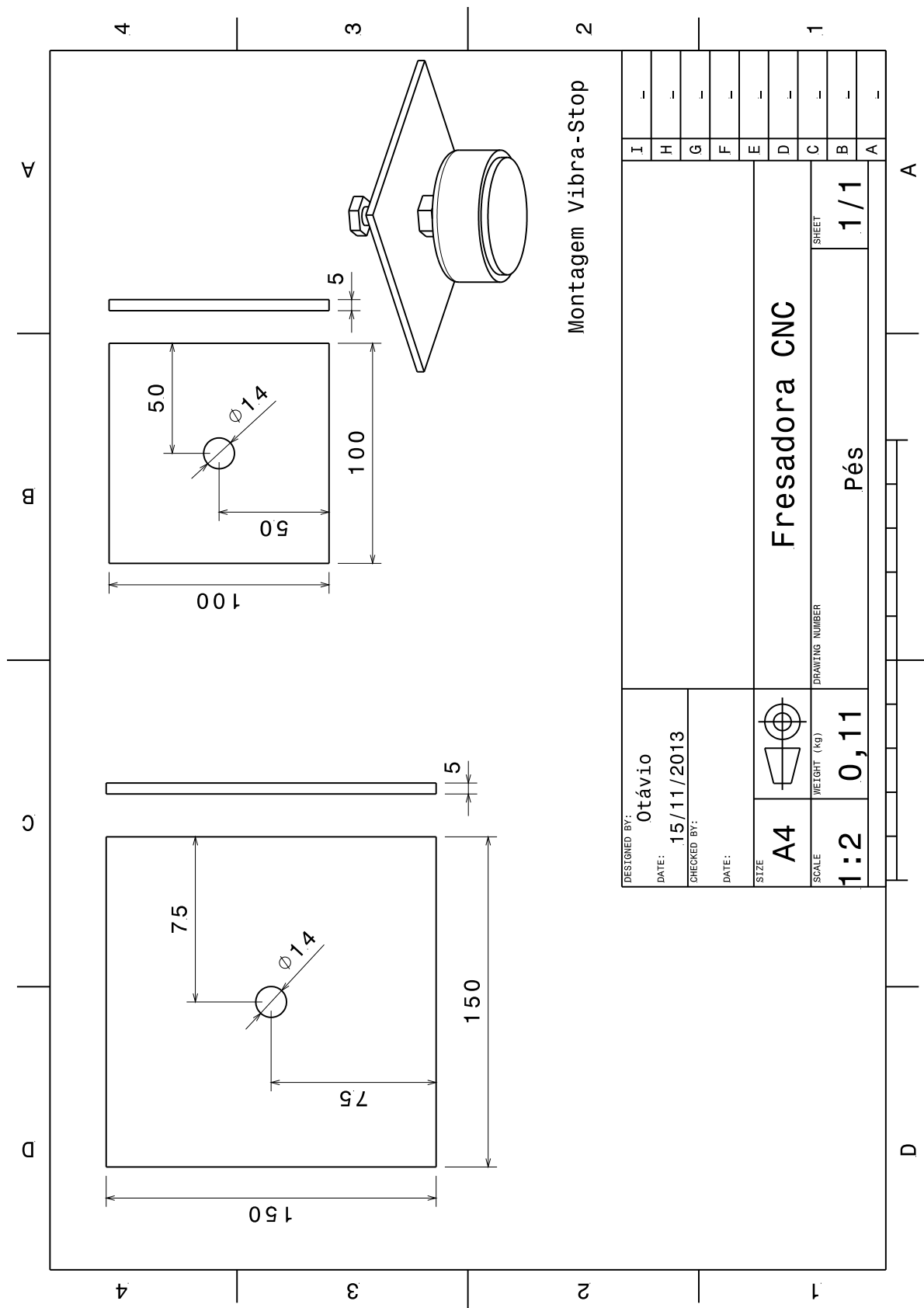


DESIGNED BY: Otávio			I	—	
DATE: 16/09/2013				H	—
CHECKED BY: J. Adam.				G	—
DATE:				F	—
SIZE A4		Fresadora CNC	E	—	
SCALE 1:4	WEIGHT (kg) 0,72		D	—	
DRAWING NUMBER PernaDianApoio			C	—	
		SHEET 1 / 1	B	—	
			A	—	

A

D





DESIGNED BY:	Otávio	
DATE:	15/11/2013	
CHECKED BY:		
DATE:		
SIZE	A4	
SCALE	1:2	
WEIGHT (kg)	0,11	
DRAWING NUMBER	Pés	
SHEET	1/1	
I	-	-
H	-	-
G	-	-
F	-	-
E	-	-
D	-	-
C	-	-
B	-	-
A	-	-

