

Desenvolvimento modular de uma máquina CNC de 3 eixos

Cátia Raquel Pontes Reis

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Abílio Jesus

Co-orientador na FEUP: Prof. Teresa Duarte

Orientador na empresa: Eng^o Jorge Carboila



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

25 de junho de 2018

Resumo

A presente dissertação surgiu de um estágio de um estudante da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto na Reiman com o objetivo de desenvolver um equipamento CNC de maquinagem de 3 eixos de forma modular. O objetivo final é a integração de um novo produto na gama da Reiman, desenvolvido pela própria.

Assim, esta dissertação inicia-se pela apresentação das várias soluções construtivas que cumpriam os requisitos propostos para o equipamento CNC. Após avaliadas as vantagens e desvantagens de cada uma, foram selecionadas as que melhor cumpriam os requisitos da forma mais eficiente para os sistemas de acionamento, transmissão, guiamento e estrutura. Foi também realizada uma análise de mercado, em que foram analisadas as soluções usadas em cada uma delas.

Após serem selecionados, todos os componentes foram dimensionados para as situações críticas. Foi também definida a arquitetura do equipamento e selecionados os componentes que contribuem para o melhor funcionamento do mesmo.

Por fim, foi realizado um modelo 3D do equipamento bem como os desenhos de definição dos componentes projetados, tendo em vista o fabrico e montagem da máquina.

Palavras-chave: *Maquinagem, CNC, 3 eixos, centro de maquinagem, Reiman, acionamento, servomotores, transmissão, fusos de esferas, guiamento, patins de esferas, estrutura, segurança, sensores fim de curso, perfil de alumínio.*

Modular development of 3 axis CNC machine

Abstract

This dissertation stems from an internship of Faculty of Engineering of the University of Porto at Reiman, aiming to develop a modular 3-axis CNC equipment. The main goal is to integrate a new, inhouse-developed product into Reiman's catalogue.

This document emerged from a state of the art analysis of the various design solutions meeting the specifications of a CNC equipment. After weighing the positive and negative aspects of each solution for the structure, driving, transmission and guiding systems, one selected those which met the specifications more efficiently. Also, a market research was conducted in order to ascertain the available formats.

Once the selection had been carried out, all components were designed with the most demanding scenario in mind. The equipment's architecture was defined and several components which contribute for its optimum performance were selected.

Finally, we proceeded to design a 3D model of the equipment, along with the detail drawings of custom components, having in mind its manufacture and assembly.

Keywords: *Machining, CNC, 3 axis, machining center, Reiman, driving systems, servomotors, transmission, ballscrews, guiding systems, linear guideways, structure, safety, limit switches, aluminum profile.*

Agradecimentos

A Deus, por me ter permitido chegar até aqui com tamanhas bênçãos.

Ao Bruno e ao Rodrigo, por me fazerem sorrir todos os dias. Obrigada pelo vosso amor e pelo vosso apoio.

Aos meus pais e irmã, pelo vosso amor incondicional. Por me terem ensinado a não desistir e a lutar todos os dias por um futuro melhor. Obrigada por tudo.

Ao Engenheiro Júlio Rei, pela oportunidade de trabalhar na Reiman. Ao Engenheiro Jorge Carboila pela paciência e pelo carinho com que me tratou todos os dias. A tua orientação foi essencial para a conclusão desta dissertação. Ao Engenheiro Tiago Sousa e à Sandra Paiva, pela ajuda ao longo do projeto. A todos os colaboradores da Reiman pelo apoio e simpatia diários.

Aos meus orientadores, Professores Abílio Jesus e Teresa Duarte, por me terem guiado e ajudado ao longo desta dissertação, sempre que foi necessário.

Ao Professor Francisco Vasques, pelo apoio numa das maiores decisões da minha vida. Obrigada por toda a preocupação e acompanhamento.

À Débora, pelo apoio ao longo de toda a minha vida. Aos meus amigos Alexandre, Castro, Luís e Gustavo. Obrigada pelo companheirismo, compreensão e paciência. À Sofia, João, Leonardo e Pedro, que me acompanharam ao longo de todo o meu percurso académico.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	A Reiman	1
1.2	Estrutura da dissertação	2
2	Análise do mercado.....	5
2.1	Análise e caracterização do projeto	8
3	Soluções construtivas	10
3.1	Acionamento	10
3.2	Acoplamento	13
3.3	Transmissão.....	14
3.4	Guiamento.....	19
4	Acionamento de um equipamento CNC.....	21
4.1	Dimensionamento do eixo xx	25
4.2	Dimensionamento do eixo yy	25
4.3	Dimensionamento do eixo zz	25
4.4	Seleção dos sensores fim de curso	27
4.5	Seleção dos acoplamentos	28
5	Transmissão de um equipamento CNC	30
5.1	Dimensionamento do eixo xx	34
5.2	Dimensionamento do eixo yy	35
5.3	Dimensionamento do eixo zz	36
5.4	Seleção dos apoios do fuso e suas extremidades	37
6	Guiamento de um equipamento CNC	41
6.1	Dimensionamento do eixo xx	48
6.2	Dimensionamento do eixo yy	48
6.3	Dimensionamento do eixo zz	49
7	Mesa de trabalho.....	51
8	Protótipo virtual	53
8.1	Eixo zz.....	54
8.2	Eixo yy.....	55
8.3	Eixo xx.....	56
8.4	Estrutura.....	57
8.5	Fixação servomotor-acoplamento	59
9	Acessórios	60
9.1	Foles de proteção	60
9.2	Guias para abertura da porta frontal	62
9.3	Pega da porta.....	62
9.4	Atuador pneumático	63
9.5	Quadro elétrico.....	63
9.6	Pés niveladores.....	64
10	Componentes utilizados	66
11	Conclusões e perspectivas de trabalho futuro.....	68
	Referências	69
	ANEXO A: Ficha técnica dos componentes utilizados	71
	ANEXO B: Desenho de conjunto.....	77

Índice de Figuras

Figura 1 - Logótipo da empresa Reiman	1
Figura 2 – Checkbox Small 500, Ouplan (Ouplan 2018).....	7
Figura 3 – Promaster, desenvolvida pela Pronum (Pronum 2018).....	7
Figura 4 – Servomotor de corrente contínua (Arieiro 2013).	11
Figura 5 – Princípio de funcionamento de um <i>encoder</i> rotativo do tipo ótico (Arieiro 2013). 12	
Figura 6 – Servomotor de indução (Arieiro 2013).	12
Figura 7 – Princípio de funcionamento de um motor passo a passo (Abreu 2017).....	12
Figura 8 – Contacto existente entre as superfícies do fuso de esferas (à esquerda) e do fuso trapezoidal (à direita) (Hiwin 2018).	15
Figura 9 - Folga axial no fuso de esferas (Misumi 2018).....	15
Figura 10 – Fêmea dupla para eliminar folga axial criando pré-carga à compressão (à esquerda) e pré-carga à tração (à direita) (PMI).	16
Figura 11 – Pontos de contacto existentes entre as esferas e as superfícies deslizantes sem pré-carga (à esquerda) e com pré-carga (à direita) (PMI 2018).....	16
Figura 12 - Diferentes soluções construtivas de apoios para fusos de esferas: apoio simples (à esquerda) e apoio fixo (à direita) (Hiwin 2018).	17
Figura 13 – Cremalheiras de precisão com dente reto e helicoidal (AtiBrasil 2018).....	17
Figura 14 - Representação da utilização de pinhões na mesma cremalheira para eliminar a folga axial (Gambini 2018).....	18
Figura 15 – Identificação dos componentes de um patim linear de esferas (PMI 2018).	20
Figura 16 – Parâmetros de corte recomendados para maquinagem de alumínio. (Palbit 2018)	23
Figura 17 – Geometria da ferramenta selecionada. (Palbit 2018).....	23
Figura 18 - Características técnicas do servomotor CMP40S (SEW 2018).....	26
Figura 19 - Dimensões do servomotor CMP40S (SEW 2018).....	26
Figura 20 - Características do sensor indutivo (WEG 2018).	28
Figura 21 - Características técnicas do acoplamento de fole metálico (R+W 2018).	29
Figura 22 – Classes de precisão recomendadas para fusos de esferas de acordo com a aplicação (PMI 2018).	31
Figura 23 – Carga axial admissível do fuso de esferas (PMI 2018).....	32
Figura 24 – Velocidade de rotação crítica do fuso de esferas (PMI 2018).	33
Figura 25 – Fator de carga, f_w . (PMI 2018)	34
Figura 26 - Apoios dos fusos de esferas dos eixos xx e zz. Suporte fixo SFA (à esquerda) e apoiado SLA (à direita) (Hiwin 2018).....	37
Figura 27 - Características técnicas do suporte fixo SFA (Hiwin 2018).....	38
Figura 28 - Mancais de apoio do fuso de esferas do eixo yy. Suporte fixo (à esquerda) e suporte apoiado (à direita) (Hiwin 2018).	38

Figura 29 - <i>Nut housing</i> dos fusos de esferas (Hiwin 2018).	38
Figura 30 - Extremidades dos fusos usadas nos mancais SFA e SLA (Hiwin 2018).....	39
Figura 31 – Configuração das extremidades do fuso de esferas dos suportes SFA (à esquerda) e SLA (à direita) (Hiwin 2018).....	39
Figura 32 - Configuração das extremidades do fuso de esferas dos suportes FK (à esquerda) e FF (à direita) (Hiwin 2018).	40
Figura 33 - Cargas absorvidas por patins da família <i>Compact Rail</i> (Rollon 2018).	41
Figura 34 – Representação ilustrativa da diferença entre limites físicos (a preto) e do CNC (a azul).....	42
Figura 35 – Configuração do sistema de guiamento (PMI 2018).....	43
Figura 36 - Solução construtiva dos patins (PMI 2018).....	43
Figura 37 - Junta de proteção para patins. Vedante inferior à esquerda e vedante lateral à direita (PMI 2018).	44
Figura 38 - Proteção para guias lineares (PMI 2018).....	44
Figura 39 – Seleção de pré-carga dos patins considerando a aplicação (PMI 2018).	44
Figura 40 - Classes de precisão recomendadas de acordo com a aplicação pretendida (PMI 2018).....	45
Figura 41 - Distâncias a definir para o sistema de guiamento (BoschRexroth 2006).	45
Figura 42 - Ciclo dinâmico dos eixos lineares.	46
Figura 43 - Massas externas a atuar no sistema de guiamento.....	47
Figura 44 - Características técnicas do patim MSA 15 E (PMI 2018).....	47
Figura 45 – Mesa de trabalho com rasgos “em T”(Vakuumtisch 2018).	51
Figura 46 – Dimensões da mesa de trabalho (Vakuumtisch 2018).	51
Figura 47 – Configuração da mesa de trabalho (à esquerda) e dos seus suportes (à direita). ..	51
Figura 48 - Fêmea em T em aço para fixação da peça à mesa de trabalho (Vakuumtisch 2018).	52
Figura 49 – Acessório para fixação e ajuste da peça na mesa de trabalho (Vakuumtisch 2018).	52
Figura 50 - Protótipo virtual do equipamento CNC proposto.	53
Figura 51 - Equipamento CNC sem sistema de estrutura.....	53
Figura 52 - Diagrama das relações entre os diferentes eixos lineares.	54
Figura 53 - Base móvel do eixo zz. Vista frontal (à esquerda) e vista traseira (à direita).....	54
Figura 54 - Base móvel do eixo yy. Vista frontal (à esquerda) e vista traseira (à direita)	55
Figura 55 - Pórtico lateral com as furações para as bases fixas do eixo yy bem como para o suporte do fuso do eixo yy (em cima à direita); e para os patins do eixo xx e base de apoio dos suportes do fuso do eixo xx (em baixo à direita).....	55
Figura 56 - Configuração das bases móvel e fixa do eixo xx.....	56
Figura 57 - Dimensões dos perfis 45x60 (à esquerda) e 45x90H (à direita) (Wolweiss 2018).	57
Figura 58 - Características dos perfis (Wolweiss 2018).....	57

Figura 59 - Condições de fronteira utilizadas na simulação da mesa de trabalho.....	58
Figura 60 - Resultados da simulação da mesa de trabalho.	58
Figura 61 - Fixação entre servomotor e estrutura adotada no modelo 3D.	59
Figura 62 – Fole de proteção para guias (PEI 2017).	60
Figura 63 - Materiais possíveis para o fole de proteção (PEI 2017).	60
Figura 64 - Dimensões do fole de proteção (PEI 2017).	61
Figura 65 - Fixação dos foles de proteção (PEI 2017).	61
Figura 66 - Guias lineares para abertura da porta frontal do equipamento (Rollon 2018).....	62
Figura 67 - Pega para abertura da porta frontal (Elesa+Ganter 2018b).	62
Figura 68 - Atuador pneumático (FESTO 2018).....	63
Figura 69 - Dimensões gerais do quadro elétrico (Quitérios 2017).	64
Figura 70 - Pés niveladores GN342.2 (Elesa+Ganter 2018a).	64
Figura 71 - Dimensões e características técnicas dos pés niveladores (Elesa+Ganter 2018a).	65

Índice de Tabelas

Tabela 1 – Diferentes soluções de acionamento e respectivos princípios de funcionamento (Abreu 2017).	10
Tabela 2 – Diferentes soluções de acoplamentos e seus princípios de funcionamento (ChiaravalliGroup 2018, R+W 2018).	13
Tabela 3 – Diferentes soluções de transmissão e respectivos princípios de funcionamento (PMI 2018, AtiBrasil 2018).	14
Tabela 4 – Diferentes soluções construtivas de guiamento e respetivo princípio de funcionamento (Accuride 2018, PMI 2018, THK 2018, Rollon 2018).	19
Tabela 5 - Características técnicas das diferentes soluções de acionamento anteriormente apresentadas.	21
Tabela 6 – Valores típicos de pressão específica de corte, K_c . (Carbide 2018)	22
Tabela 7 - Referências das soluções de acionamento (Mechatronics 2018, SEW 2018).	26
Tabela 8 - Características técnicas dos diferentes acoplamentos apresentados anteriormente (R+W 2018, ChiaravalliGroup 2018).	28
Tabela 9 - Características técnicas das diferentes soluções de transmissão anteriormente apresentadas.	30
Tabela 10 – Resultados do dimensionamento do fuso de 16 mm para o eixo xx (PMI 2018).	34
Tabela 11 - Resultados do dimensionamento do fuso de 20 mm para o eixo xx (PMI 2018).	35
Tabela 12 – Resultados do dimensionamento do fuso de 16 mm do eixo yy (PMI 2018).	35
Tabela 13 - Resultados do dimensionamento do fuso de 20 mm para o eixo yy (PMI 2018).	36
Tabela 14 - Resultados do dimensionamento do fuso do eixo zz (PMI 2018).	36
Tabela 15 – Referências das soluções de transmissão (PMI 2018, Hiwin 2018).	37
Tabela 16 – Referências dos suporte dos fusos de esferas (Hiwin 2018).	39
Tabela 17 – Características técnicas das diferentes soluções de guiamento anteriormente apresentadas (Rollon 2018, PMI 2018, Accuride 2018).	41
Tabela 18 – Definição dos limites físicos e de CNC dos diferentes eixos lineares.	42
Tabela 19 – Resultados do dimensionamento dos patins para o eixo linear xx (BoschRexroth 2006).	48
Tabela 20 – Resultados do dimensionamento dos patins para o eixo linear yy (BoschRexroth 2006).	49
Tabela 21 – Resultados do dimensionamento dos patins para o eixo linear zz (BoschRexroth 2006).	50
Tabela 22 - Resumo das referências usadas no sistema de guiamento.	50

Nomenclatura utilizada

AC – Corrente alternada

CAD – Desenho assistido por computador

CAM – Produção assistida por computador

CN – Comando Numérico

CNC – Comando Numérico Computarizado

PA – Poliamida

POM - Poliacetal

PTFE – Politetrafluoretileno

PVC – Policloreto de vinilo

Lista de símbolos

a_e	Largura de corte [mm]	J_{total}	Inércia total do sistema [kg.m ²]
α_n	Aceleração angular [rps ²]	L	Distância entre apoios de montagem do fuso [mm]
a_p	Profundidade de corte [mm]	L_1	Comprimento [mm]
C_a	Carga básica dinâmica [kgf]	L_r	Vida em serviço [rev]
D_c	Diâmetro da ferramenta [mm]	L_s	Vida em serviço [km]
d_r	Diâmetro menor da rosca do fuso [mm]	L_t	Vida em serviço [horas]
E	Módulo de Young [MPa]	m	Massa [kg]
F	Carga [N]	m_1	Coefficiente dependente da configuração de suportes do fuso
f	Flecha dos perfis [mm]	η	Rendimento
f_1	Coefficiente dependente da configuração do fuso	n	Velocidade de rotação do <i>spindle</i> [rpm]
F_a	Força axial [kgf]	n_{crit}	Velocidade crítica de rotação [rpm]
$F_{a\ max}$	Força axial admissível [kgf]	n_s	Velocidade de rotação nominal [rpm]
F_c	Força de corte [N]	J_{motor}	Inércia do motor [kg.m ²]
f_w	Fator de carga	p	Passo do fuso [mm]
f_z	Avanço por dente [mm/dente]	P_c	Potência de corte [kW]
I	Momento de inércia [cm ⁴]	T_{acop}	Binário do acoplamento [N.m]
J_{carga}	Inércia da carga [kg.m ²]	$T_{máximo}$	Binário máximo [N.m]
J_{fuso}	Inércia do fuso de esferas [kg.m ²]	T_{total}	Binário total [N.m]

Δt	Intervalo de tempo [s]	v_f	Velocidade de avanço [mm/min]
v	Velocidade linear máxima [m/s]	Z_n	Número de dentes da ferramenta
v_c	Velocidade de corte [m/min]		

1 Introdução

Existem diversas pequenas e médias empresas que têm capacidade de projeto limitado e que recorrem à Reiman para a aquisição de componentes normalizados, construção de eixos lineares e que, inevitavelmente, se socorrem desta para a correta seleção e dimensionamento de produtos. Assim, surge a oportunidade de, utilizando componentes normalizados disponíveis na gama de produtos Reiman, realizar o projeto de eixos lineares modulares, que integrados permitem obter equipamentos CNC de vários eixos.

Pretende-se com este projeto normalizar os eixos que, variando o conjunto de soluções técnicas, facilmente podem ser apresentadas como um produto composto, aumentando a oferta de soluções Reiman através da disponibilização de um produto integrado.

Esta dissertação consiste na seleção e dimensionamento de uma estrutura de eixos lineares e o seu montante de suporte, tendo como objetivo final a sua aplicação num equipamento CNC modular de 3 eixos para maquinagem de alumínio e outras ligas/metals leves. O dimensionamento irá incidir principalmente no guiamento, transmissão e acionamento de cada eixo linear. Estes serão estudados como módulos do equipamento, tornando-os facilmente adaptáveis aos requisitos dos clientes da empresa.

1.1 A Reiman

A Reiman é uma empresa de referência no comércio de equipamentos industriais que se propõe dar resposta às necessidades emergentes da indústria nacional, Figura 1. Constituída em 1988, foi pioneira na importação e comércio de acessórios normalizados e de motores elétricos. Hoje em dia, a empresa conta com uma equipa dedicada de 30 elementos e um portfolio de cerca de 250 000 referências de produtos em sistema. Atualmente, conta com fornecedores reconhecidos procurando apresentar as soluções mais inovadoras e competitivas do mercado.



Figura 1 - Logótipo da empresa Reiman

A abrangente gama de produtos da Reiman permite que esta se posicione de forma transversal em quase toda a indústria, desde instituições de desenvolvimento e investigação, onde se inicia o projeto de novos produtos, até aos fabricantes de equipamentos industriais.

A empresa tem produtos segmentados em cinco departamentos principais:

- *Operating and Machine Parts* – gama de acessórios normalizados, que inclui dobradiças, pés niveladores, rodízios giratórios, entre outros. Todos estes componentes são essenciais para a montagem de um equipamento industrial.

- *Power Transmission* – equipamentos de acionamento como motores elétricos de indução trifásicos e monofásicos e redutores de roda-coroa e parafuso sem fim, de engrenagens ou planetários. As soluções de transmissão como correias, acoplamentos, carretos, cremalheiras ou fusos trapezoidais também estão incluídas neste departamento.
- *Linear Motion* – produtos que permitam realizar movimento linear como guias lineares de recirculação de elementos rolantes, roletes ou fricção. Também estão incluídos neste departamento os fusos de esferas e respectivas fêmeas.
- *Plastics* – plásticos técnicos como PA, PTFE, POM, PVC, entre outros, na forma de varão ou placa.
- *Aluminum Profiles* – em 2017, foi criado um novo departamento que integra todas as soluções de perfil de alumínio e seus acessórios. Para dar resposta às necessidades do mercado, foi constituída uma equipa de operadores dedicados à construção de estruturas dimensionadas e projetadas pela empresa. São construídas estruturas de alumínio como linhas de produção, bancadas de trabalho ou proteções de máquinas.

Aliado a este departamento, surgiu ainda a necessidade de reforçar o departamento técnico, que trata do dimensionamento de componentes e que os integra em equipamentos complexos. O departamento de Engenharia é, então, responsável por responder aos demais projetos apresentados.

1.2 Estrutura da dissertação

No capítulo 1 é realizada a apresentação da empresa onde a dissertação foi realizada bem como os objetivos do projeto. No capítulo 2 será feita uma contextualização histórica de forma a conhecer como os equipamentos CNC evoluíram ao longo do tempo, bem como o seu funcionamento nos dias de hoje. Serão ainda expostos dois exemplos de equipamentos CNC existentes no mercado com soluções construtivas diferentes de forma a analisar as vantagens e desvantagens de cada uma delas. Por fim, com base em equipamentos análogos existentes no mercado, são definidos os parâmetros e características que o projeto da presente dissertação deve cumprir.

Na sequência do capítulo anterior, o capítulo 3 apresenta o estudo das soluções construtivas de cada um dos sistemas a estudar, ou seja, sistemas de acionamento, transmissão, guiamento e segurança. Em cada um deles são apresentadas as soluções mais usadas no mercado, bem como as suas características, vantagens e desvantagens.

A solução construtiva de acionamento selecionada será detalhada no capítulo 4, sendo justificada a escolha, comparativamente às alternativas. É neste capítulo que são dimensionados os servomotores de cada eixo linear, bem como o motor da árvore que aciona a ferramenta de corte (*spindle*). São também definidos os parâmetros de corte a utilizar no cálculo da potência deste último. De forma análoga, nos capítulos 5 e 6 são também selecionadas as soluções construtivas de transmissão e guiamento, respetivamente, que melhor se adequam às especificações definidas para a aplicação. No capítulo 5 é apresentado o método de cálculo para determinar qual o diâmetro de fusos de esferas a utilizar bem como o passo adequado à aplicação, tendo em conta a velocidade máxima definida para o projeto. Este procedimento de cálculo é repetido para cada eixo linear. Por sua vez, no capítulo 6, calculam-se as reações nos apoios do sistema de guiamento para cada eixo linear, de forma a determinar o tamanho de patins a utilizar. Para ambos os casos é calculada a vida útil em serviço dos componentes dimensionados.

No capítulo 7 é apresentada a solução construtiva selecionada para a mesa de trabalho, bem como os resultados das simulações realizadas para o cálculo da deformada. Neste capítulo, são também apresentados alguns acessórios de fixação da peça/bloco a maquina necessários ao bom funcionamento do equipamento.

No capítulo 8 é apresentado o protótipo virtual do equipamento projetado. São apresentadas de forma detalhada as bases fixas e móveis de cada eixo linear bem como a arquitetura da estrutura do equipamento e seu dimensionamento.

No capítulo 9 são apresentados os acessórios do equipamento, que melhoram o seu funcionamento e prolongam a sua vida útil. São apresentados acessórios como foles de proteção e pés niveladores com absorvedores de vibração. No capítulo 10 são resumidos os componentes utilizados ao longo da dissertação. Por fim, no capítulo 11 são apresentadas as conclusões desta dissertação bem como os potenciais trabalhos futuros a realizar neste equipamento.

2 Análise do mercado

Com a evolução da indústria, a procura por peças com geometrias cada vez mais complexas e variáveis com tempos de produção cada vez mais curtos, tem sido uma constante. Associada à crescente complexidade das peças, está também a crescente precisão que cada processo de fabrico consegue assegurar.

Por esta razão, e devido à elevada precisão, velocidade e flexibilidade características dos equipamentos CNC, estes têm sido cada vez mais utilizados na indústria. De facto, atualmente, a utilização destas máquinas toma-se como a solução mais apropriada para os problemas mais complexos de maquinagem, tema abordado neste projeto (Suh et al. 2008).

Um Controlo Numérico (CN) comanda as ações de uma ou mais máquinas por interpretação automática de instruções expressas em códigos. Historicamente, esta conversão que era realizada com fitas perfuradas é, atualmente, feita com recurso a computadores. Uma vez que seja feita por um computador, define-se o controlo por Controlo Numérico Computorizado (CNC). Este é um equipamento eletrónico que recebe as informações das operações a realizar com uma linguagem própria (programa CNC), processa-as e devolve-as ao sistema através de impulsos elétricos. Estes sinais elétricos acionam os motores que, por sua vez, transmitem a trajetória a efetuar com todas as características da maquinagem programada, sem a intervenção do operador. Assim, o CN é a componente do equipamento CNC que converte a informação lida nos programas CNC em ações mecânicas da máquina-ferramenta (Suh et al. 2008, Azevedo 2008).

Em 1949/50, no *Massachusetts Institute of Technology*, sob a tutela da *Parson Corporation*, foi realizado um projeto que visava o desenvolvimento de um sistema que pudesse aplicar os dados fornecidos por um computador no controlo dos fusos de uma máquina-ferramenta. Já entre 1955 e 1957, a Força Aérea Norte-Americana começou a utilizar máquinas CN. No entanto, devido aos elevados custos e à falta de fiabilidade, esta tecnologia ainda não era muito aceite (Suh et al. 2008).

Estes estudos foram, então, estendidos para incluir o desenvolvimento de sofisticadas rotinas de computadores traduzidas em fitas perfuradas. Os resultados do estudo do CN foram excecionais e demonstraram uma mudança revolucionária nas indústrias de transformação. O impulso dado pela Força Aérea Norte-Americana permitiu, portanto, um rápido desenvolvimento de uma variedade de controlo de máquinas e sistema de armazenamento de dados. Assim, com o desenvolvimento da tecnologia, esta é usada atualmente em grande escala nas mais variadas aplicações, como máquinas de corte a laser ou plasma, impressoras 3D, prensas, fresadoras, centros de maquinagem, entre outras (Suh et al. 2008).

Outra questão considerada pertinente relativa aos equipamentos CNC é o número de eixos de acionamento. Define-se um eixo CNC como aquele em que é possível realizar movimento contínuo e independente na direção de um dos eixos do sistema cartesiano. Ou seja, um equipamento com três eixos possui a capacidade de movimentar os três eixos simultaneamente (X, Y e Z – eixos lineares primários). Existe também a possibilidade da incorporação de movimentos indexados, ou seja, um movimento descontínuo relativamente aos eixos principais da mesma. Por exemplo, um equipamento que move dois eixos (X e Y) de forma simultânea e que o terceiro eixo se move apenas quando os restantes estiverem parados, considera-se com dois eixos e meio. Em casos de equipamentos com mais de três eixos, consideram-se movimentos rotativos em torno dos eixos primários ou em eixos paralelos aos do sistema cartesiano (eixos lineares secundários). Os equipamentos CNC têm diversas funções que devem ser dimensionadas e projetadas em função da aplicação pretendida para os mesmos. No entanto, os seus eixos possuem funcionalidades como guiamento, transmissão, acionamento e posicionamento, que garantem a precisão dos movimentos realizados. É portanto necessário

que o acionamento seja realizado por um motor, capaz de grandes precisões de posicionamento e controlo com elevada exatidão de velocidade e binário (Azevedo 2008).

O comando numérico lê e interpreta o código expresso no programa CNC a executar enviando posteriormente um sinal ao motor elétrico que está ligado ao eixo que se pretende acionar. No entanto, este sinal elétrico é muito fraco e, portanto, é necessário amplificá-lo. Esta amplificação de sinal é feita pelos *drivers*, que transmitem ao motor a velocidade de rotação adequada para acionar todo o sistema mecânico do eixo linear. O motor aciona o sistema de transmissão imprimindo rotação no mesmo, e este transforma-o em movimento linear de forma a posicionar a ferramenta na coordenada para que foi programada ao longo de um eixo linear. Um dispositivo de *feedback* confirma se o movimento e posicionamento solicitado realmente ocorreu. Uma das fortes componentes de um equipamento CNC é também a automatização do mesmo, o que significa que elementos como sensores de fim de curso, sensores de segurança, entre outros, são essenciais. Estes permitem a correção de eventuais desvios entre o programa e o movimento comandado pelo equipamento (Azevedo 2008).

Como foi referido anteriormente, o objetivo desta dissertação é o projeto de um equipamento CNC modular de maquinaria de alumínio com três eixos. No entanto, é benéfico que este seja o mais versátil possível. Isto significa que cada eixo linear será dimensionado de forma a que seja facilmente incorporado em qualquer equipamento CNC. A modularidade deste equipamento CNC será, então, relativa aos eixos lineares, ou seja, cada eixo linear será dimensionado de forma independente em relação aos outros.

Em todas as áreas, no início de um projeto, é importante verificar as soluções já existentes no mercado. Assim, procuraram-se soluções semelhantes às pretendidas para esta dissertação.

Checkbox Small 500, Ouplan

Checkbox Small 500, desenvolvida pela empresa Ouplan, é um equipamento CNC router de dois eixos e meio, que tem como opção a troca manual ou automática de ferramentas. De seguida, apresentam-se as suas características, fornecidas pela empresa (Ouplan 2018):

- Estrutura em alumínio;
- Ponte de perfil com sistema de *Gantry*;
- Velocidades até 25 m/min;
- *Spindle* para acionamento da ferramenta;
- Guiamento dos eixos lineares com patins de esferas;
- Transmissão por fusos de esferas nos eixos X, Y e Z;
- Mesa de trabalho de dimensões 550x550x200 mm;
- Mesa com ranhuras em T para fixação por grampos;
- Controlador até 5 eixos;
- *Software* CAD/CAM;
- Servomotores;
- Valor de aquisição de cerca de 15 000€.

Note-se que equipamentos com sistema de *Gantry* são máquinas em que o cabeçote de maquinaria está assente num pórtico móvel, ou seja, são equipamentos em que a peça está fixa e os eixos lineares se deslocam, como representado na Figura 2. Esta máquina é dotada de marcação CE, um certificado de que o equipamento foi avaliado e que cumpre os requisitos da UE relativos a segurança, saúde e proteção do ambiente. Este equipamento cumpre os requisitos expressos na DIRETIVA 2006/42/CE (Ouplan 2018, Europeu 2006).



Figura 2 – Checkbox Small 500, Ouplan (Ouplan 2018).

Promaster, Pronum

Promaster, Figura 3, desenvolvida pela empresa Pronum, tem uma área de trabalho superior ao caso anterior. As suas características principais são enumeradas de seguida (Pronum 2018):

- Ponte de perfil com sistema de *Gantry*;
- Velocidades até 60 m/min;
- *Spindle* para motor da ferramenta;
- Guiamento com patins de esferas;
- Transmissão por cremalheira helicoidal de precisão nos eixos X e Y;
- Transmissão por fuso de esferas no eixo Z;
- Mesa de trabalho de dimensões 1000x1000x100 mm;
- Controlador até 6 eixos;
- *Software* CAD/CAM;
- Servomotores;
- Valor de aquisição de cerca de 25 000€.



Figura 3 – Promaster, desenvolvida pela Pronum (Pronum 2018).

2.1 Análise e caracterização do projeto

Após a apresentação das características gerais de um equipamento CNC, é necessário definir os parâmetros requeridos para o seu dimensionamento de forma a que o projeto seja feito em função dos mesmos.

As especificações são então definidas de acordo com a funcionalidade que a máquina deve ter, bem como as características técnicas a atingir e cumprimento dos requisitos de segurança.

O objetivo final prende-se com o desenvolvimento de um equipamento CNC que execute operações de maquinagem por arranque de apara. Apresentam-se, de seguida, as características técnicas a cumprir.

Especificações funcionais:

As especificações funcionais devem ser definidas cuidadosamente para garantir o correto funcionamento do equipamento. Note-se que os parâmetros funcionais listados de seguida foram selecionados com base em equipamentos análogos existentes no mercado.

- O equipamento deve executar operações de maquinagem por arranque de apara;
- Os materiais a maquinar são alumínio e plásticos técnicos;
- Mudança manual de ferramentas;
- Carga máxima da mesa de trabalho de 50 kg;
- Velocidade máxima (de aproximação e de trabalho) dos eixos lineares de 0.25 ms^{-1} ;
- Tempo de aceleração máximo de 0.1s;
- Mesa de trabalho com área útil de 400x300x200 mm;
- Diâmetro máximo das fresas de 20 mm;
- Resolução mínima de posicionamento de 0.05 mm;
- Os motores devem ser compatíveis com a rede elétrica instalada, de 230V AC e 50Hz;
- Capacidade para serviço contínuo.

Especificações de segurança:

Quanto às especificações de segurança, é de extrema importância ter em conta a segurança dos operadores da máquina para evitar a ocorrência de acidentes de trabalho. Por outro lado, também é necessário garantir a segurança do equipamento de forma a prolongar a sua vida útil, facilitando a conservação do mesmo. O equipamento deve, portanto, cumprir as diretivas de segurança para este tipo de máquinas.

- Implementação de sensores de fim de curso para prevenção de erros de comando na máquina;
- Implementação de blindagens físicas para prevenir acidentes com os operadores na área de trabalho da máquina;
- A escolha dos componentes mecânicos deve ter em conta a segurança dos operadores e do equipamento.

Especificações ambientais:

O sucesso do projeto passa também pelos critérios de seleção dos componentes. Assim sendo, é importante considerar as preocupações ambientais.

- Os elementos escolhidos devem ser resistentes à corrosão para prolongar a vida útil do equipamento, não afetando o desempenho do mesmo;
- Os processos de fabrico escolhidos devem ser ambientalmente o mais neutros possível;

Especificações logísticas:

- Todos os componentes devem, sempre que possível, ser normalizados e de fácil aquisição no mercado, dando sempre preferência ao material presente no catálogo Reiman;
- Devem ser utilizados o menor número de componentes possível de forma a facilitar a montagem e manutenção do equipamento. Assim, o número de componentes a manter em *stock* para a sua substituição imediata é inferior;
- Os processos de fabrico implementados e os materiais escolhidos devem ser o mais simples e económicos possível;
- As estruturas projetadas devem ter formas simples e ser facilmente produzidas;
- O equipamento deve atingir um custo que permita um posicionamento competitivo no mercado;
- O *design* do equipamento deve ser apelativo.

3 Soluções construtivas



Uma vez que se pretende construir uma máquina CNC modular, é pertinente dividir a mesma em sistemas. Assim será necessário dimensionar sistemas de guiamento, transmissão, acionamento, mesa de trabalho, estrutura e equipamentos de segurança.

3.1 Acionamento

Para que um equipamento CNC tenha um bom desempenho é necessário que os eixos lineares sejam dotados de elevada precisão de posicionamento a velocidades elevadas. Note-se que a ordem de grandeza das elevadas precisões de posicionamento mencionadas depende da aplicação em causa. Assim, para o equipamento CNC projetado nesta dissertação, podem considerar-se várias opções para o acionamento dos eixos lineares, como apresentado na Tabela 1, destacando-se a solução dos servomotores ou motores passo a passo.

O motor aciona cada eixo linear para provocar um determinado movimento linear, à velocidade adequada. Um dispositivo de *feedback* envia a informação se o movimento comandado foi, de facto, efetuado. É de notar que cada eixo linear precisa de um motor para o acionar pois os movimentos de cada eixo são independentes.

Tabela 1 – Diferentes soluções de acionamento e respetivos princípios de funcionamento (Abreu 2017).

<i>Tipo de acionamento</i>	<i>Princípio de funcionamento</i>	<i>Imagem ilustrativa</i>
<i>Servomotores</i>	Motores com capacidade de debitar binário constante numa larga gama de velocidades e com controlo em malha fechada.	
<i>Motores passo a passo</i>	Motores adequados para movimentos rápidos e repetitivos e com controlo em malha aberta.	

Note-se que, para além das soluções apresentadas, ponderou-se ainda a utilização de motorreductores, ou seja, a montagem de um redutor de roda-coroa e parafuso sem fim com um motor de indução trifásico. No entanto, o funcionamento destes motores é favorecido em condições de velocidade e cargas aproximadamente constantes. Assim, uma vez que na presente aplicação as cargas e velocidades são frequentemente alteradas devido à alteração de direção de maquinagem da ferramenta e dos eixos lineares, esta solução (motor de indução trifásico e redutor) não foi considerada.

Os *servomotores* são considerados motores de precisão, que se distinguem pela sua capacidade de apresentarem binário constante numa larga gama de velocidades. Para além disso, detêm um controlo rigoroso do binário do motor. São também equipamentos bastante precisos no controlo de posicionamento e na regulação de velocidade. Por estas razões, são amplamente usados em sistemas de posicionamento, máquinas-ferramentas e robótica industrial. No entanto, existem diversos tipos de servomotores a ser considerados, de entre os quais se destacam: servomotores de corrente contínua, síncronos de corrente alternada e de indução (Abreu 2017).

Os *servomotores de corrente contínua*, Figura 4, conseguem operar numa larga gama de velocidades, no entanto, o binário máximo destes motores é limitado pela dissipação de calor do interior das escovas. Esta é a principal desvantagem destes motores, uma vez que existem perdas mecânicas elevadas provocadas pelo atrito entre elas e o comutador, o que leva à necessidade de manutenção constante destes equipamentos. Note-se que também devem ser

consideradas perdas de produção devido aos tempos de paragem. Para mais, como são motores de corrente contínua, estes motores necessitam de um retificador entre o transformador e o motor para transformar a corrente alternada em corrente contínua, o que torna o equipamento mais dispendioso. Por estas razões, estes motores têm sido cada vez menos usados na indústria (Abreu 2017).

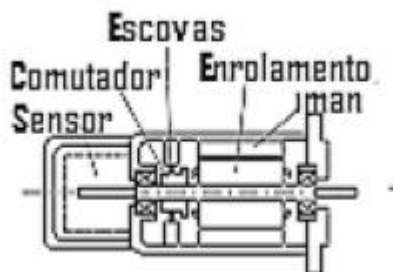


Figura 4 – Servomotor de corrente contínua (Arieiro 2013).

Os *servomotores síncronos de corrente alternada* são motores *brushless* devido à existência de um íman permanente no rotor, o que elimina a necessidade deste ser alimentado por uma corrente externa. Ao invés, os enrolamentos do estator bobinado são alimentados por sinais sinusoidais. Como não têm escovas, não existe atrito nem perda de potência e o motor não precisa de manutenção. Estes apresentam, para a mesma potência, menor volume e maior precisão do que os motores de corrente contínua, no entanto, têm a desvantagem de gerarem vibrações que prejudicam o seu funcionamento. Estes motores, devido ao seu princípio de funcionamento, podem operar durante mais tempo de forma contínua (Abreu 2017, Arieiro 2013).

O princípio de funcionamento destes motores baseia-se, então, no conhecimento da posição do rotor, usando um transdutor de posição acoplado ao mesmo, para definir a sequência de alimentação dos enrolamentos do estator. Desta forma, é possível garantir um desalinhamento ou orientação entre dois campos magnéticos (indutor e induzido) de modo a obter binário máximo. Uma vez que é um motor síncrono, este pode fornecer velocidade e binário constantes na presença de um sistema com cargas variáveis (Gonçalves 2015).

Os servomotores AC *brushless* permitem, então, um melhor desempenho, quando estão em causa necessidades de posicionamento e controlo com elevada exatidão de velocidade e binário. Estes motores têm menor tempo de resposta devido à menor inércia do íman permanente face às soluções dos demais motores. Isto implica um melhor comportamento dinâmico e maior capacidade de aceleração. Tem também uma elevada gama de variação de velocidade e uma excelente capacidade térmica. Estes distinguem-se ainda pela sua capacidade de exercer binário a velocidade nula e pela sua baixa manutenção requerida (Abreu 2017).

Os sensores de posição normalmente aplicados em servomotores são os *encoders*. Estes são aparelhos eletromagnéticos que transformam a posição lida em informação elétrica, que, posteriormente, é transformada em informação binária, facilmente interpretada pelo sistema de controlo. Depois de obtida esta informação, é possível interpretá-la como velocidade, posição, entre outros (Abreu 2017).

Os *encoders* mais usados são os rotativos de tipo ótico, como apresentado na Figura 5. Os sensores rotativos são escolhidos face aos lineares pois, apesar de estes últimos serem mais exatos e ocuparem menor volume, são mais dispendiosos. Os rotativos são acoplados diretamente ao eixo de acionamento e permitem controlar a velocidade angular ou a posição angular do eixo. O princípio de funcionamento dos *encoders* óticos assenta, portanto, na contagem de interrupções de um feixe de luz que atravessa um disco transparente com ranhuras. Note-se que o veio do sensor roda solidário com o veio do motor, logo, de cada vez que o feixe

é detetado pelo foto-sensor (fotodíodo), é possível fazer o controlo de velocidade do veio do motor (Abreu 2017, Arieiro 2013).

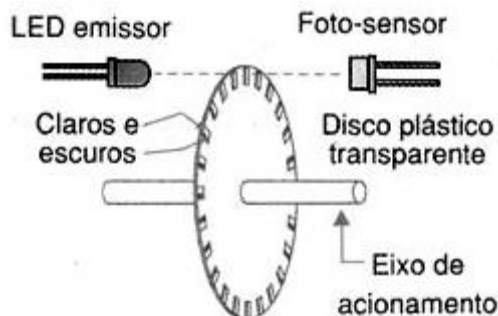


Figura 5 – Princípio de funcionamento de um *encoder* rotativo do tipo ótico (Arieiro 2013).

Por fim, os *servomotores de indução*, Figura 6, têm uma estrutura e princípio de funcionamento muito semelhante a um motor de indução convencional (com gaiola de esquilo). Nestes motores, o estator é constituído por uma armadura com um enrolamento, que recebe corrente da rede elétrica. O rotor é apenas um veio em material condutor que promove a criação de campos magnéticos com escorregamento. O escorregamento caracteriza a diferença de velocidades de rotação entre o rotor e o campo girante, fazendo com que o motor seja assíncrono (Abreu 2017).

Estes motores têm a vantagem de não precisarem de sensor de posição para serem controlados, ao contrário dos servomotores anteriormente mencionados. Por outro lado, nestes motores, a paragem dinâmica é impossível (Abreu 2017).

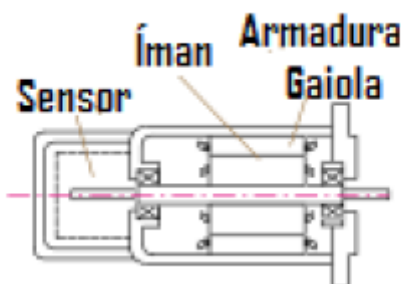


Figura 6 – Servomotor de indução (Arieiro 2013).

Os *motores passo a passo*, Figura 7, são adequados para movimentos rápidos, repetitivos e em distâncias curtas. O rotor deste motor é regulado com base em impulsos elétricos aplicados nos seus terminais, que provocam pequenos incrementos angulares (passo do motor). A direção na qual o motor roda depende diretamente da sequência dos impulsos elétricos aplicados, a velocidade de rotação do motor depende da frequência dos impulsos e o ângulo rodado depende diretamente da quantidade aplicada dos mesmos impulsos (Abreu 2017).

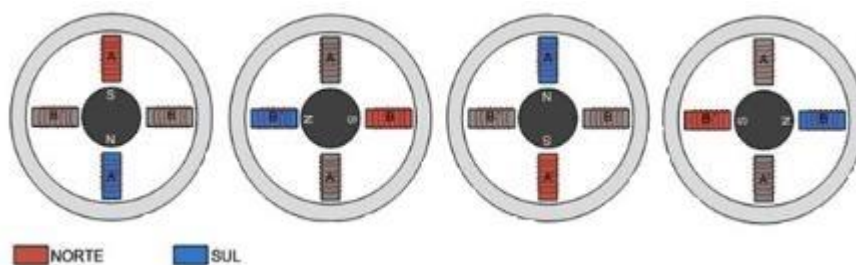


Figura 7 – Princípio de funcionamento de um motor passo a passo (Abreu 2017).

Estes são motores robustos, compactos, de baixo custo e não requerem muita manutenção. Têm grande capacidade de binário a baixas velocidades, o que permite frequentemente dispensar o uso de redutores. Note-se que, nestes motores, o binário máximo que o motor pode suportar sem se movimentar e estando alimentado é muito elevado. Este tem a capacidade de exercer desde aproximadamente cerca de 0.23 N.m a 43.3 N.m de binário de bloqueio a velocidades de 3 000 rpm (Abreu 2017).





No entanto, apresentam grandes limitações quando operados a elevadas velocidades de rotação. A inércia do rotor é elevada, logo, as bobinas podem não ter a capacidade de atrair o estator para a posição devida, fazendo com que o motor perca passos e, portanto, precisão de posicionamento. A velocidades elevadas, este motor sofre efeitos de ressonância e tem tempos de estabilização elevados. Por fim, estes motores são geralmente controlados em malha aberta, o que significa que se existir um erro de posicionamento, o controlador não tem capacidade para o detetar pois não existe um dispositivo de *feedback* (Abreu 2017).

3.2 Acoplamento

Uma vez que o alinhamento perfeito entre dois veios é impossível de garantir, so normalmente utilizados acoplamentos que têm como principal função a transmissão de movimento entre ambos. Permitem ainda a compensação de desalinhamentos dado que os rolamentos dos motores ou suportes dos veios não absorvem as cargas radiais existentes causadas pelos desalinhamentos. Os acoplamentos acumulam também a função de absorção de vibrações do sistema e, em alguns casos, de fusível mecânico (R+W 2018).

Existem dois tipos de acoplamentos: rígidos e flexíveis. No entanto, para a aplicação em estudo, é importante que o acoplamento garanta a transmissão de binário sem folgas associadas, tenha uma elevada rigidez torsional e absorva os desalinhamentos referidos anteriormente. Assim, consideraram-se os acoplamentos permanentes flexíveis uma vez que os rígidos têm baixa capacidade de absorção de desalinhamentos. Ainda assim, existem diversas soluções que podem ser adotadas no presente projeto, apresentadas na Tabela 2 (R+W 2018).

Tabela 2 – Diferentes soluções de acoplamentos e seus princípios de funcionamento (ChiaravalliGroup 2018, R+W 2018).

<i>Tipo de acoplamento</i>	<i>Princípio de funcionamento</i>	<i>Imagem ilustrativa</i>
<i>Acoplamento de ranhura helicoidal</i>	Os rasgos helicoidais são responsáveis pela absorção de desalinhamentos axiais, laterais e radiais.	
<i>Acoplamento de fole</i>	O fole metálico, de baixa inércia, permite a absorção de desalinhamentos axiais, laterais e angulares.	
<i>Acoplamento de disco</i>	Existem discos metálicos aparafusados diretamente aos cubos com elevada rigidez de torção.	
<i>Acoplamento de elastómero</i>	O contacto entre o elastómero polimérico central e os cubos de fixação garante a transmissão de potência.	

Os *acoplamentos de ranhura helicoidal* são construídos a partir de uma peça única metálica e fazem a fixação dos veios do acionamento e transmissão nos cubos. Os rasgos helicoidais são, então, responsáveis pela absorção de desalinhamentos axiais, radiais e laterais (R+W 2018).

Os cubos dos *acoplamentos de fole* são unidos através de um fole metálico que se deforma, absorvendo os desalinhamentos axiais, angulares e laterais. Os cubos de fixação são fabricados em alumínio e o fole metálico em aço inoxidável. Este acoplamento tem um momento de inércia muito baixo relativamente às demais soluções e é considerado um acoplamento de precisão (R+W 2018).




O *acoplamento de disco* realiza a transmissão de potência através dos discos metálicos aparafusados aos cubos. Note-se que a rigidez à torsão deste acoplamento é bastante superior aos acoplamentos de elastômero e de rasgo helicoidal, uma vez que a sua rigidez torsional e a capacidade de absorver desalinhamentos pode ser aumentada através da montagem de discos em série (R+W 2018).

Por fim, os *acoplamentos de elastômero* têm uma solução construtiva semelhante aos de disco. Estes são constituídos por dois cubos de fixação unidos por um elastômero polimérico, geralmente poliuretano. A transmissão de potência é feita através do contacto entre os dentes dos cubos e do elastômero. À semelhança do acoplamento de fole, também este é considerado um acoplamento de precisão. Note-se que todos os acoplamentos abordados anteriormente garantem uma folga nula (R+W 2018, ChiaravalliGroup 2018).

3.3 Transmissão

A transmissão de um equipamento CNC inicia-se no acionamento pelos motores, que imprimem rotação no sistema de transmissão, transformando o movimento angular dos motores em movimento linear, como já explicado anteriormente. À semelhança das soluções de acionamento, também para a transmissão existem diversas soluções a considerar (ver Tabela 3).

Tabela 3 – Diferentes soluções de transmissão e respetivos princípios de funcionamento (PMI 2018, AtiBrasil 2018).

<i>Tipo de transmissão</i>	<i>Princípio de funcionamento</i>	<i>Imagem ilustrativa</i>
<i>Fuso trapezoidal</i>	Veio em aço com rosca trapezoidal e uma fêmea de metal ou plástico técnico, em que o movimento é com base em atrito.	
<i>Fuso de esferas</i>	A sua movimentação baseia-se nos princípios de rolamento, logo, a transmissão tem baixo atrito.	
<i>Cremalheira de precisão</i>	Barra dentada que, em conjunto com um pinhão, converte movimento angular em movimento linear.	

Um *fuso trapezoidal* consiste num varão com rosca trapezoidal e uma fêmea de bronze, aço ou plástico técnico. O seu movimento é totalmente irreversível. Por outro lado, os fusos de esferas são fusos de alta eficiência dotados de elementos rolantes (esferas) que transmitem potência entre a fêmea e o eixo do fuso. Como a área de contacto nas superfícies deslizantes é superior nos fusos trapezoidais, como se pode verificar na Figura 8, o atrito gerado é também superior, o que faz com que parte da potência seja dissipada na forma de calor. Embora este problema possa ser minimizado com um regime de lubrificação adequado, os fusos trapezoidais só podem ser usados em aplicações com fatores de trabalho (*duty cycles*) baixos. Pelo mesmo motivo, estes necessitam, geralmente, de maiores potências de acionamento do que os fusos de esferas. Como esta solução não tem elementos rolantes, não tem a necessidade de usar um motor com freio em aplicações de elevação, ou seja, são dotados de auto-retenção (ContiGroup 2018, PMI 2018).

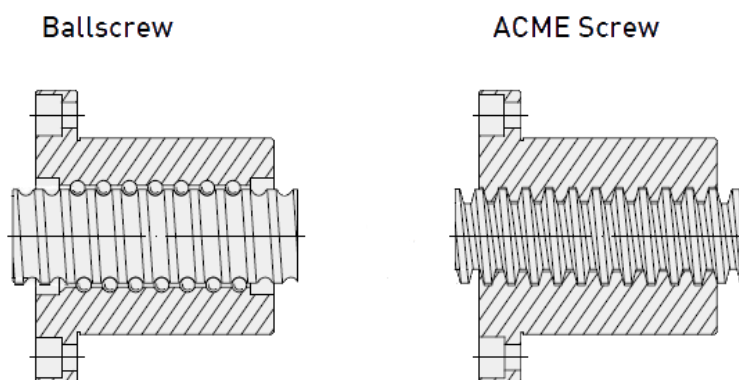


Figura 8 – Contacto existente entre as superfícies do fuso de esferas (à esquerda) e do fuso trapezoidal (à direita) (Hiwin 2018).

A classe de precisão dos fusos trapezoidais depende dos desvios máximos de posicionamento num curso de 300 mm. Estes podem, então, pertencer à classe de precisão 50, (tolerâncias mais apertadas), em que existe um desvio máximo de 0.05 mm por cada 300 mm de curso do fuso. A classe de precisão 100 tem um desvio máximo de 0.1 mm/ 300 mm de curso do fuso e a classe de precisão de 200 tem um desvio máximo de 0.2 mm/ 300 mm de curso de fuso. Por fim, a classe de precisão 500, que permite maiores tolerâncias, tem um desvio máximo de 0.5 mm/ 300 mm de curso do fuso (PMI 2018).

Como a dissipação de energia devido ao atrito é menor nos *fusos de esferas*, a taxa de desgaste deste equipamento é menor, o que significa que, estando os equipamentos sujeitos às mesmas condições de funcionamento, a vida útil destes é superior à dos fusos trapezoidais. Os fusos de esferas têm ainda a capacidade de proporcionar uma menor folga axial devido ao contacto existente entre as esferas e o fuso. Na Figura 9 está representada a folga axial existente nos fusos.

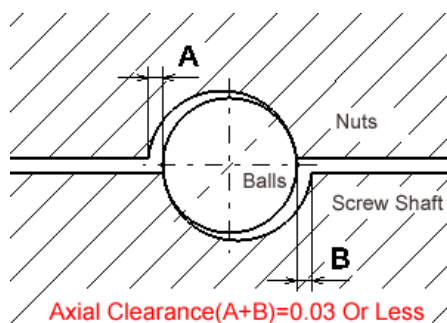


Figura 9 - Folga axial no fuso de esferas (Misumi 2018).

Note-se ainda que, definindo uma pré-carga adequada, esta folga axial pode ser diminuída ou eliminada, melhorando a precisão e rigidez do fuso. Uma das formas para melhorar a precisão de posicionamento é eliminar a folga axial da fêmea, recorrendo-se a um espaçador. Para isso, este tem uma determinada espessura entre as duas fêmeas, para tornar o afastamento entre as fêmeas maior e criar uma pré-carga à tração ou diminuir o afastamento entre as fêmeas e criar uma pré-carga à compressão, como representado na Figura 10. A espessura do espaçador depende da intensidade da pré-carga necessária (PMI 2018).

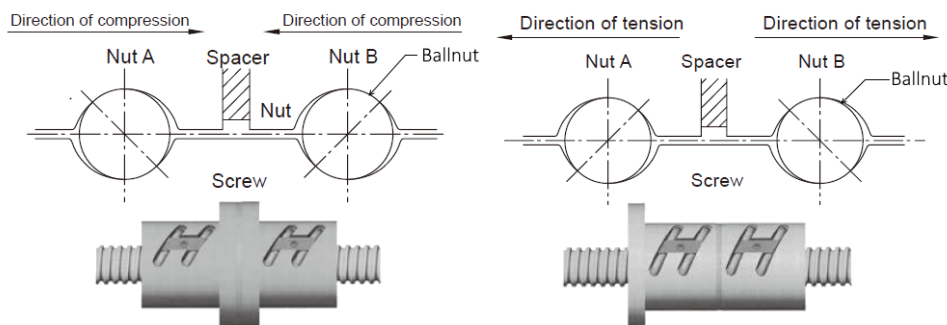


Figura 10 – Fêmea dupla para eliminar folga axial criando pré-carga à compressão (à esquerda) e pré-carga à tração (à direita) (PMI).

É também possível eliminar a folga axial recorrendo a apenas uma fêmea no fuso, usando esferas maiores do que as *standards*. Assim, usando esferas maiores do que o espaço entre o fuso e a fêmea, gera-se uma pré-carga. São assim criados quatro pontos de contacto entre a esfera e as superfícies deslizantes (fuso e fêmea), ao invés dos dois pontos de contacto existentes, como representado na Figura 11 (PMI 2018).

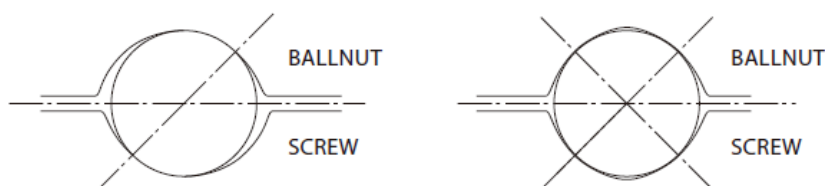


Figura 11 – Pontos de contacto existentes entre as esferas e as superfícies deslizantes sem pré-carga (à esquerda) e com pré-carga (à direita) (PMI 2018).

Nos fusos de esferas existem também classes de precisão que estão normalmente associados ao processo de fabrico pelo qual foram produzidos. Os fusos de esferas podem ser, então, laminados, maquinados ou retificados. Os fusos laminados pertencem à classe 7 (ou inferior) e têm um desvio máximo de $\pm 0.052\text{mm}/300\text{mm}$ de curso. Os fusos maquinados pertencem à classe 5 (ou inferior) e têm um desvio máximo de $\pm 0.023\text{mm}/300\text{mm}$ de curso e os fusos retificados pertencem à classe 3 (ou inferior) e têm um desvio máximo de $\pm 0.012\text{mm}/300\text{mm}$ de curso. A classe de precisão (definida pela norma ISO 3408-3) e a folga axial a usar dependem da aplicação que cada caso exige (PMI 2018, Standardization 2006).

Os fusos de esferas têm, portanto, eficiências mais elevadas (na ordem dos 95%), maior capacidade de carga, bem como velocidades lineares mais elevadas em relação às restantes soluções. Por fim, utilizando fusos (trapezoidais ou de esferas), é possível impor movimento de translação à porca através da rotação do fuso (PMI 2018).

Para o suporte dos fusos de esferas são utilizados apoios com diferentes configurações: ambas as extremidades fixas (apoios fixo-fixo) ou apoiadas (apoiado-apoiado), uma extremidade fixa e a outra apoiada (fixo-apoiado) ou uma extremidade fixa e a outra livre (fixo-livre). A configuração dos apoios selecionada afeta a rigidez do sistema. Os suportes fixos são constituídos por um rolamento de contacto angular que impede simultaneamente movimentos nas direções radial e axial. A configuração apoiada tem um rolamento de esferas impedindo apenas os movimentos na direção radial. A configuração mais comum é fixo-apoiado para que o apoio fixo suporte as cargas axiais e radiais do sistema e o apoio livre compense desalinhamentos e contrações/expansões térmicas do fuso originadas pelo funcionamento do fuso (ver Figura 12) (Hiwin 2018).

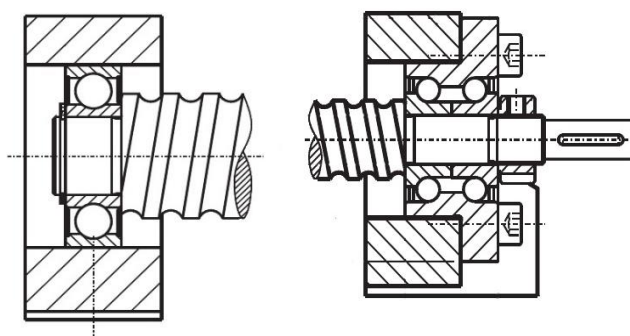


Figura 12 - Diferentes soluções construtivas de apoios para fusos de esferas: apoio simples (à esquerda) e apoio fixo (à direita) (Hiwin 2018).

As *cremalheiras de precisão* são usadas essencialmente em equipamentos que exigem posicionamento preciso, Figura 13. Esta solução não apresenta quaisquer restrições quanto à posição de montagem das cremalheiras, ou seja, estas podem ser usadas em aplicações verticais ou horizontais. Existem, no entanto, duas soluções construtivas diferentes para cremalheiras de precisão: dentes retos e helicoidais. Nas soluções com dentes helicoidais, o engrenamento é mais suave e menos ruidoso devido ao aumento da razão de condução. Isto acontece devido à maior área de contacto entre a cremalheira e o pinhão. No entanto, pelo facto de os dentes serem helicoidais originam-se cargas axiais que têm de ser absorvidas pelo redutor. Normalmente, o pinhão é acionado por um servomotor, ou por um redutor de baixa folga angular (AtiBrasil 2018). Estes redutores são usados para aumentar o binário e a precisão do sistema. Pode-se eliminar a folga de funcionamento recorrendo-se a pinhões bi-partidos (*anti-backlash*), ou através da utilização de dois pinhões na mesma cremalheira, como representado na Figura 14.



Figura 13 – Cremalheiras de precisão com dente reto e helicoidal (AtiBrasil 2018).

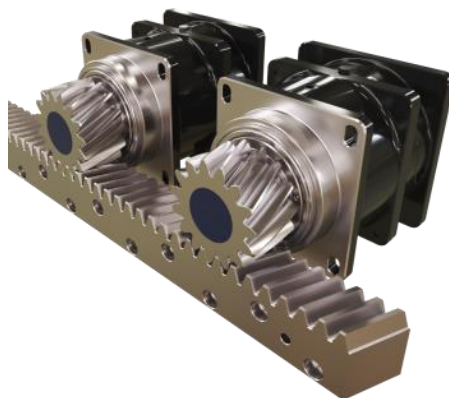


Figura 14 - Representação da utilização de pinhões na mesma cremalheira para eliminar a folga axial (Gambini 2018).


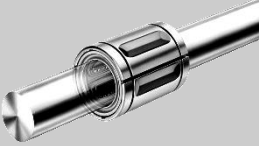

A principal desvantagem desta solução construtiva é o aparecimento de folgas devido ao desgaste existente no pinhão. Como esta é a peça que sofre maior desgaste é, por isso, a que tem de ser substituída mais regularmente. No entanto, pode-se minimizar esta situação recorrendo a uma correta lubrificação bem como adotando uma solução com cremalheiras paralelas e pinhões sincronizados (AtiBrasil 2018).

Segundo a norma DIN 3962, a precisão das cremalheiras pode ser classificada a partir do grau de acabamento dos seus dentes. A sua precisão varia do grau 10 (Q10) até ao grau 5 (Q5), melhorando consecutivamente a sua precisão e acabamento superficial. As cremalheiras de classe 5 apresentam uma precisão 0.02 vezes o módulo escolhido, enquanto que nas cremalheiras de classe 10, a precisão é de 0.05 vezes o seu módulo. Quanto menor a carga aplicada, menor o módulo necessário para a aplicação (Gambini 2018).

3.4 Guiamento

O guiamento de uma máquina tem como objetivo aumentar a sua estabilidade e absorver as cargas durante os movimentos, permitindo precisão no posicionamento de uma peça ou de um mecanismo. Como se pôde verificar pelas máquinas apresentadas anteriormente (Capítulo 2), as soluções de guiamento mais comuns são os patins de esferas. No entanto, existem diversas soluções possíveis, como apresentado na Tabela 4 (Omicron 2018).

Tabela 4 – Diferentes soluções construtivas de guiamento e respetivo princípio de funcionamento (Accuride 2018, PMI 2018, THK 2018, Rollon 2018).

<i>Tipo de guiamento</i>	<i>Princípio de funcionamento</i>	<i>Imagem ilustrativa</i>
<i>Compact Rail</i>	Carros de rolamentos com rolamentos radiais, que circulam no interior de uma calha de deslocamento.	
<i>Guias lineares de precisão</i>	A sua movimentação baseia-se nos princípios de rolamento. É um equipamento com baixo atrito e que permite atingir velocidades elevadas.	
<i>Rolamentos lineares</i>	Rolamentos com recirculação de esferas que se movimentam num veio de precisão com baixa fricção.	
<i>Guias de fricção</i>	Patins sem elementos rolantes, em que o deslizamento ocorre por fricção entre o patim e a guia.	

O guiamento *Compact Rail* representa a gama de produtos das guias em aço para rolamentos laminados a frio, composto por carros de rolamentos com rolamentos radiais. Como referido na Tabela 4, o seu movimento é realizado sobre uma calha de deslocamento interior, temperada por indução e retificada, de perfil em C. Devido à geometria e à forma de contacto entre o rolete e a calha, esta tem elevada resistência à sujidade externa ou detritos. Por essa razão, não é afetada pela sujidade do meio externo, logo, pode ser usado em ambientes agressivos, como pedreiras. Esta é uma solução compacta, que permite velocidades de deslocamento de 9 ms^{-1} e fácil ajuste do carro na guia. A sua superfície é resistente à corrosão e são aptos para trabalhar numa gama de temperaturas de -30°C a 120°C . Estas guias são também capazes de compensar desalinhamentos e desvios angulares existentes entre dois troços de guias. Assim, a família de produtos *Compact Rail* é adequada para aplicações simples com elevadas cargas (Rollon 2018).

As *guias lineares de precisão* baseiam-se num sistema de movimentação com os princípios de rolamento, Figura 15. No entanto, existem diversas soluções construtivas deste tipo de guiamento: patins de esferas e de rolos. Os primeiros são dotados de uma capacidade de carga estática de até cerca 375 kN por patim e velocidades lineares na ordem de 3 ms^{-1} . Quanto aos patins de rolos, como a área de contacto entre os elementos rolantes e a superfície do patim é maior, a capacidade de carga estática é superior às anteriores, na ordem dos 620 kN. A elevada precisão de posicionamento é outra das características principais destes guiamentos. A classe

de precisão selecionada afeta também as tolerâncias de paralelismo e de diferença de alturas, exigindo tolerâncias cada vez mais apertadas conforme a classe de precisão aumenta (N, H, P, SP e UP – classe de precisão crescente). A classe N exige uma tolerância de paralelismo de 9 μm para uma guia com 315 mm de comprimento e a classe H exige uma tolerância de 6 μm . Para as mesmas condições, a classe de precisão P, SP e UP exigem tolerâncias de paralelismo de 3 μm , 2 μm e 1.5 μm , respetivamente (PMI 2018).

Devido ao baixo atrito, o movimento do patim sobre a guia é um movimento suave com baixo ruído. Por outro lado, a resistência à sujidade externa desta solução não é tão elevada como a da família *Compact Rail*, uma vez que a entrada de sujidade para os elementos rolantes dos patins lineares não está totalmente vedada. Geralmente, quando existe exposição direta ao meio externo, usam-se foles de proteção ao longo das guias. A vida útil deste equipamento é, geralmente, elevada, no entanto, depende da forma como as guias são instaladas, respeitando as tolerâncias de paralelismo e diferença de altura definidas pelo fabricante. Esta solução necessita de pouca manutenção e tem uma vida útil longa, por isso, estas guias tornam possível o desenvolvimento de máquinas económicas com alta precisão, rigidez e velocidade (THK 2018, PMI 2018).

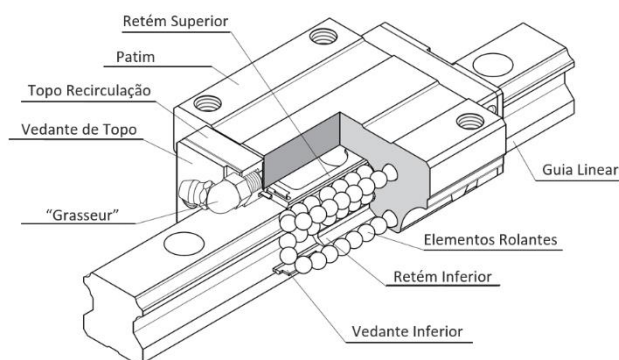


Figura 15 – Identificação dos componentes de um patim linear de esferas (PMI 2018).

Os *rolamentos lineares* são elementos que efetuam movimentos de translação com baixo atrito pois também se baseiam em sistemas de recirculação de esferas. No entanto, a sua capacidade de carga é da ordem de 9.8kN e as velocidades lineares que atingem são da ordem de 1 ms^{-1} . Estes circulam em veios de precisão e são compostos por uma gaiola de polímero com segmentos de pista em aço temperado para guiar conjuntos de esferas dentro de um sistema com recirculação das mesmas. É ainda de realçar que, com este tipo de solução, os eixos dos veios de precisão não têm de estar perfeitamente alinhados à mesma altura pois estes absorvem inclinações ou desalinhamentos do sistema, o que representa uma vantagem face à difícil montagem das guias de precisão. Geralmente, são usados para sistemas de orientação linear simples e económicos (THK 2018).

Por fim, as *guias de fricção* mencionadas na Tabela 4 são produtos que integram a gama da Accuride. São patins de plástico técnico em que o deslizamento ocorre por fricção entre o patim e a guia. A capacidade de carga desta solução é de cerca de 0.5 kN e a velocidade linear atingida é de 2 ms^{-1} . São resistentes a vibrações e à corrosão, não requerem manutenção ou lubrificação e são muito resistentes a ambientes com contaminantes nocivos externos como poeiras ou limalhas. Note-se que as guias podem ser usadas em qualquer orientação, mas quando se interligam dois tramos de guias é necessário alinhar corretamente as mesmas pois desalinhamentos provocarão desgaste excessivo nos patins (Accuride 2018).

4 Acionamento de um equipamento CNC

Apresentados os motores considerados para o projeto, é necessário selecionar a solução mais adequada para a aplicação em causa. Para se compararem as características de todas as soluções possíveis, construiu-se a Tabela 5.

Tabela 5 - Características técnicas das diferentes soluções de acionamento anteriormente apresentadas.

	Servomotor de corrente contínua	Servomotor AC <i>brushless</i>	Servomotor de indução	Motor passo a passo
Binário	•	••	•••	•••
Manutenção	•••	•	•	•
Vida útil	•••	••••	••••	•••
Principal vantagem	Controlo simples Operam numa larga gama de velocidades	Sem escovas Excelente comportamento dinâmico	Sem escovas Sem sensor de posição	Elevado binário a velocidades elevadas Binário de travagem muito elevado
Principal desvantagem	Desgaste das escovas Necessita de sensor de posição	Necessita de sensor de posição	Paragem dinâmica impossível	Perda de passos e resolução Controlo em malha aberta

• - Baixo

•• - Médio

••• - Elevado

•••• - Muito Elevado

Como se pode verificar, os motores passo a passo perdem resolução de posicionamento a velocidades elevadas devido à elevada inércia do rotor e sofrem efeitos de ressonância nestas condições. Tendo em conta que a aplicação pretendida requer precisões elevadas, considera-se que os servomotores são a melhor opção.

Por sua vez, os servomotores AC *brushless* são a melhor solução para o acionamento dos eixos lineares devido ao seu excelente comportamento dinâmico e excelentes capacidades térmicas e de aceleração. Apesar de serem bastante mais dispendiosos do que os motores passo a passo, a vantagem de trabalharem numa larga gama de velocidades e de exercerem binário elevado a baixas velocidades são características importantes para o caso considerado.

Após a definição do tipo de motor a utilizar, é necessário definir a potência do mesmo para cada eixo linear, bem como a potência do *spindle* para a ferramenta (P_c), calculada pela seguinte expressão (Palbit 2018):

$$P_c = \frac{a_p \cdot a_e \cdot v_f}{60\,000\,000 \cdot \eta} \cdot K_c \text{ [kW]} \quad (1)$$

Em que a_p é a profundidade de corte [mm], que é medida no plano do eixo da ferramenta e a_e é a largura de corte [mm], que é medida no plano horizontal de corte. A constante K_c é a pressão específica de corte, que depende do material a maquinar e do avanço por dente definido para as operações de maquinagem e η é o rendimento da operação de corte. A constante pode ser consultada na Tabela 6. A velocidade de avanço, v_f [mm/min], é calculada através da seguinte expressão, em que n é a velocidade de rotação do *spindle* [rpm], Z_n é o número de

dentes da ferramenta e f_z é o avanço por dente [mm/dente], definido pelo operador. Esta expressão permite o cálculo de potência necessária para uma operação de fresagem.

$$v_f = n \cdot Z_n \cdot f_z \left[\frac{mm}{min} \right] \quad (2)$$

Por fim, a velocidade de rotação do *spindle* é calculada de acordo com (Palbit 2018):

$$n = \frac{v_c \cdot 1\,000}{\pi \cdot D_c} \text{ [rpm]} \quad (3)$$

Em que v_c é a velocidade de corte [m/min] escolhida para as operações de maquinagem e D_c é o diâmetro da ferramenta [mm].

Tabela 6 – Valores típicos de pressão específica de corte, K_c . (Carbide 2018)

Work Material	Tensile Strength (MPa) and Hardness	Specific Cutting Force K_c (MPa)				
		0.1mm/tooth	0.2mm/tooth	0.3mm/tooth	0.4mm/tooth	0.6mm/tooth
Mild Steel	520	2200	1950	1820	1700	1580
Medium Steel	620	1980	1800	1730	1600	1570
Hard Steel	720	2520	2200	2040	1850	1740
Tool Steel	670	1980	1800	1730	1700	1600
Tool Steel	770	2030	1800	1750	1700	1580
Chrome Manganese Steel	770	2300	2000	1880	1750	1660
Chrome Manganese Steel	630	2750	2300	2060	1800	1780
Chrome Molybdenum Steel	730	2540	2250	2140	2000	1800
Chrome Molybdenum Steel	600	2180	2000	1860	1800	1670
Nickel Chrome Molybdenum Steel	940	2000	1800	1680	1600	1500
Nickel Chrome Molybdenum Steel	352HB	2100	1900	1760	1700	1530
Austenitic Stainless Steel	155HB	2030	1970	1900	1770	1710
Cast Iron	520	2800	2500	2320	2200	2040
Hard Cast Iron	46HRC	3000	2700	2500	2400	2200
Meehanite Cast Iron	360	2180	2000	1750	1600	1470
Grey Cast Iron	200HB	1750	1400	1240	1050	970
Brass	500	1150	950	800	700	630
Light Alloy (Al-Mg)	160	580	480	400	350	320
Light Alloy (Al-Si)	200	700	600	490	450	390
Light Alloy (Al-Zn-Mg-Cu)	570	880	840	840	810	720


Os parâmetros de corte aconselhados para maquinagem de alumínio estão apresentados na Figura 16.

ISO	PSM	Material	HB (Brinell)	Vc (m/min)	Width of Cut ae (mm)	Depth of Cut ap (mm)	Feed fz(mm/t)
				PH0910			
N	10	Aluminium and Non Ferrous	30-130	350-1400	≤ 25% ØDc	≤5.0	0,35 - 0,40
						5.0 - 10.0	0,30 - 0,35
						10.0 - 15.0	0,25 - 0,30
					< 50% ØDc	≤5.0	0,35 - 0,40
						5.0 - 10.0	0,30 - 0,35
						10.0 - 15.0	0,25 - 0,30
					≤ 75% ØDc	≤5.0	0,30 - 0,35
						5.0 - 10.0	0,25 - 0,30
						10.0 - 15.0	0,20 - 0,25

ISO	PSM	Material	HB (Brinell)	Vc (m/min)	Width of Cut ae (mm)	Depth of Cut ap (mm)	Feed fz(mm/t)
				PH0910			
N	10	Aluminium and Non Ferrous	30-130	350-1400	100% ØDc	≤5.0	0,25 - 0,35
						5.0 - 10.0	0,20 - 0,30
						10.0 - 15.0	0,15 - 0,25

Figura 16 – Parâmetros de corte recomendados para maquinagem de alumínio. (Palbit 2018)

Assim, seleciona-se uma ferramenta que seja capaz de efetuar operações de fresagem de topo ou frontal em alumínio, com diâmetros máximos de 20 mm, como definido nas especificações do projeto. Selecionou-se a ferramenta da gama ALUPRO 76090, com referência **020E76090-01-06-020150-A**, como se pode verificar na Figura 17 (Palbit 2018).



Cylindrical Shank
 $K_p=90^\circ \mid \gamma_p=+6^\circ \sim +11^\circ$

Order code Código	Reference Referência Referencia	⊗	Dimensions Dimensões Dimensiones (mm)				Kg	Specifications			Insert Pastilha Inserto	Stock
			ØDc	Ød	L	L1		Arbor Type	Max ap (mm)	rpm max		
181095000	020E76090-01-06-020150-A	1	20	20	150	60	0,2	A	15,0	40 000	0,4-3,2	⊗
181095100	025E76090-02-09-025180-A	2	25	25	180	90	0,4	A	15,0	38 000	0,4-3,2	⊗
181095200	032E76090-02-09-032200-A	2	32	32	200	120	0,7	A	15,0	33 000	0,4-3,2	⊗
181095300	040E76090-03-11-032250-A	3	40	40	250	65	1,4	A	15,0	29 000	0,4-3,2	⊗
181095400	020E76090-01-06-020150-B	1	20	20	150	60	0,2	B	15,0	40 000	4,0-5,0	⊗
181095500	025E76090-02-09-025180-B	2	25	25	180	90	0,4	B	15,0	38 000	4,0-5,0	⊗
181095600	032E76090-02-09-032200-B	2	32	32	200	120	0,7	B	15,0	33 000	4,0-5,0	○
181095700	040E76090-03-11-032250-B	3	40	40	250	65	1,4	B	15,0	29 000	4,0-5,0	⊗

Figura 17 – Geometria da ferramenta selecionada. (Palbit 2018)

Consideram-se operações de desbaste, em que a velocidade de corte é mais baixa do que no acabamento, mas o avanço e a profundidade de corte são mais elevados. Assim, admite-se uma velocidade de corte de 500 m/min, para larguras de corte iguais ao diâmetro da ferramenta, profundidades de corte de 1.5 mm e avanços de 0.35 mm/dente. Considera-se também um

rendimento da operação de corte de 80% baseado nas recomendações do fabricante de ferramentas (Palbit 2018). O cálculo da potência do *spindle* é, então, dado por:

$$n = \frac{500 \cdot 1\,000}{\pi \cdot 20} = 7\,957.7 \text{ rpm}$$

$$v_f = 7\,958 \cdot 1 \cdot 0.35 = 2\,785 \text{ mm/min}$$

$$P_c = \frac{1.5 \cdot 25 \cdot 2\,785}{60\,000\,000 \cdot 0.8} \cdot 825 = 1.8 \text{ kW}$$

Assim, para cumprir o requisito da potência mencionada e assegurar que o *spindle* consegue acoplar ferramentas de diâmetro máximo de 20 mm, seleciona-se o *spindle* de referência **MT 1090-100-EL-ER32-380V-18/18000-2.5kW-S1**, da *HSD Mechatronics*, com troca de ferramentas manual. Apesar da potência selecionada (2.5 kW) ser superior à potência calculada (1.8 kW), escolheu-se este *spindle* por ter a potência normalizada imediatamente acima da necessária. Apresentam-se, no Anexo A.1 (Desenho técnico do *spindle*), as características técnicas e dimensões do motor (Mechatronics 2018).

Existem duas potências de acionamento distintas a calcular: *potência de corte*, que é necessária durante os movimentos de corte da peça a trabalhar e *potência de avanço*, que é usada para o movimento independente de cada eixo linear. A potência de corte é, então, calculada de acordo com as expressões apresentadas anteriormente. No entanto, de seguida, apresenta-se o método para o cálculo da potência de avanço para o movimento uniformemente acelerado. Note-se que calcular a potência necessária no movimento uniformemente acelerado assegura a potência requerida para o movimento uniforme com velocidade constante (Moreira 2015).

O motor necessário para o avanço dos eixos lineares é, então, selecionado verificando se o binário da carga é inferior ao binário do motor. A sua seleção é um cálculo iterativo, em que o binário do motor está disponível na ficha técnica do mesmo e o binário da carga é calculado de acordo com as seguintes expressões (Moreira 2015):

$$T_{total} = \frac{2\pi \cdot J_{total} \cdot \alpha_n}{\eta} \quad (4)$$

$$J_{total} = J_{motor} + J_{carga} + J_{fuso} \quad (5)$$

$$\alpha_n = \frac{v/\Delta t}{p} \quad (6)$$

$$J_{carga} = \frac{m \cdot p^2}{4 \cdot 10^7} \quad (7)$$

Assim, relativamente às expressões anteriores, T_{total} é o binário da carga exigido pela aplicação [N.m], que contempla o rendimento do sistema η . O primeiro calcula-se com recurso a J_{total} , inércia total do sistema [kg.m²], e α_n , aceleração angular equivalente [rps²]. Para este último parâmetro, é necessário definir a velocidade linear máxima do sistema, v [m/s] e o passo do fuso de cada eixo, p [mm]. Por fim, m [kg] é a massa que cada eixo irá suportar. Tendo desprezado os efeitos das inércias do acoplamento, dos apoios e rendimentos da transmissão do fuso, considera-se um rendimento do sistema de 60%. Para o cálculo da potência do eixo xx, considera-se que a velocidade máxima do eixo é de 0.25ms⁻¹ e que é atingida em 0.1s.

De seguida, apresenta-se o procedimento de cálculo para a seleção de cada um dos servomotores dos eixos lineares, de acordo com as expressões apresentadas anteriormente. Os motores são escolhidos com base no catálogo da SEW (SEW 2018).

4.1 Dimensionamento do eixo xx

Para este eixo linear, admite-se que o passo do fuso é de 5 mm e que a massa a suportar por este eixo é de 100 kg.

CMP40S – T₀ = 0.5 N.m

$$J_{carga} = \frac{100 \cdot 5^2}{4 \cdot 10^7} = 0.0000625 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{motor} = 0.1 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{fuso} = 1.86 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{total} = 0.0000625 + 0.00001 + 0.00000186 = 0.00007436 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$\alpha_n = \frac{0.25/0.1}{0.005} = 500 \text{ rps}^2$$

$$T_{total} = \frac{2\pi \cdot 0.00007436 \cdot 500}{0.6} = 0.389 \text{ N} \cdot \text{m} < 0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Assim, como $T_{motor} > T_{total}$, com base no catálogo de servomotores da SEW, seleciona-se o servomotor **CMP40S** para acionamento do eixo linear xx.

4.2 Dimensionamento do eixo yy

Para este eixo linear, admite-se que o passo do fuso é de 5 mm e que a massa a suportar por este eixo é de 50 kg.

CMP40S – T₀ = 0.5 N.m

$$J_{carga} = \frac{50 \cdot 5^2}{4 \cdot 10^7} = 0.00003125 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{total} = 0.00004311 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$T_{total} = \frac{2\pi \cdot 0.00004311 \cdot 500}{0.6} = 0.226 \text{ N} \cdot \text{m} < 0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Assim, como $T_{motor} > T_{total}$, o servomotor **CMP40S** assegura o acionamento do eixo linear yy.

4.3 Dimensionamento do eixo zz

Para este eixo linear, admite-se ainda que o passo do fuso é de 5 mm e que a massa a suportar por este eixo é de 25 kg.

CMP40S – T₀ = 0.5 N.m

$$J_{carga} = \frac{25 \cdot 5^2}{4 \cdot 10^7} = 0.00001563 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{total} = 0.00002649 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$T_{total} = \frac{2\pi \cdot 0.00002649 \cdot 500}{0.6} = 0.144 \text{ N} \cdot \text{m} < 0.5 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Assim, como $T_{motor} > T_{total}$, o servomotor **CMP40S** assegura o acionamento do eixo linear zz.

O servomotor usado para o acionamento dos eixos lineares é, portanto, o servomotor **CMP40S**. Esta é uma medida que cumpre os requisitos logísticos, uma vez que prevê apenas

uma referência em *stock* para se fazer a manutenção do equipamento. De seguida, apresentam-se as características técnicas do servomotor, na Figura 19, bem como as suas dimensões gerais, na Figura 18 (SEW 2018).

n_N rpm	Motor	M_0 Nm	I_0 A	M_{pk} Nm	I_{max} A	M_{0VR} Nm	I_{0VR} A	m kg	J_{mot} 10^{-4} kgm^2
3000	CMP40S	0.5	1.2	1.9	6.1	-	-	1.3	0.1
	CMP40M	0.8	0.95	3.8	6.0	-	-	1.6	0.15
	CMP50S	1.3	0.96	5.2	5.1	1.7	1.25	2.3	0.42
	CMP50M	2.4	1.68	10.3	9.6	3.5	2.45	3.3	0.67
	CMP50L	3.3	2.2	15.4	13.6	4.8	3.2	4.1	0.92
	CMP63S	2.9	2.15	11.1	12.9	4	3	4.0	1.15
	CMP63M	5.3	3.6	21.4	21.6	7.5	5.1	5.7	1.92
	CMP63L	7.1	4.95	30.4	29.7	10.3	7.2	7.5	2.69
	CMP71S	6.4	4.9	19.2	25	8.7	6.7	7	3.04
	CMP71M	9.4	7.5	30.8	39	13.7	10.9	8.4	4.08
	CMP71L	13.1	9.4	46.9	58	21	15.1	11.4	6.18
	CMP80S	13.4	10	42.1	47	18.5	13.8	12.8	8.78
	CMP80M	18.7	13.4	62.6	69	27	19.3	16.5	11.9
	CMP80L	27.5	18.7	107	107	44	30	21.4	18.1
	CMP100S	25.5	19.6	68.3	73	36	27.5	19.8	19.34
CMP100M	31	21.8	108	102	47	33	24.8	26.25	
CMP100L	47	32.3	178.8	167	70	48	34.6	40	

Figura 19 - Características técnicas do servomotor CMP40S (SEW 2018).

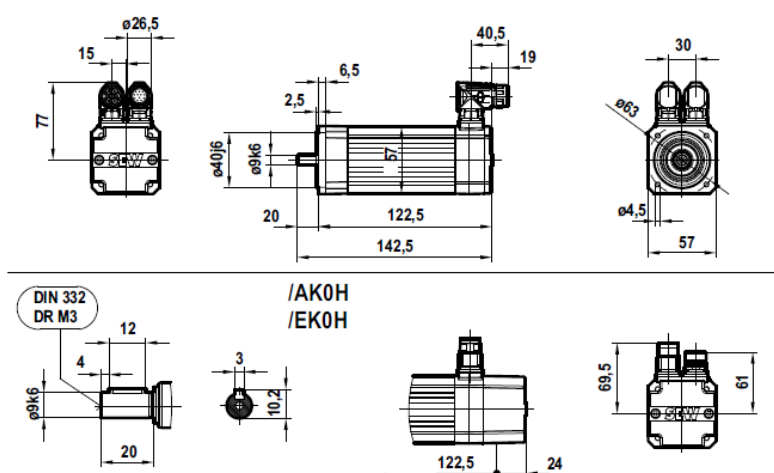


Figura 18 - Dimensões do servomotor CMP40S (SEW 2018).

Por fim, apresentam-se na Tabela 7 as referências do *spindle* e dos servomotores de acordo com os respetivos fabricantes (Mechatronics 2018, SEW 2018).

Tabela 7 - Referências das soluções de acionamento (Mechatronics 2018, SEW 2018)

Descrição	Referência	Binário nominal [N.m]
<i>Spindle</i> da ferramenta	MT 1090-100-2.5kW-S1	1.33
Servomotor do eixo xx	CMP40S	0.5
Servomotor do eixo yy	CMP40S	0.5
Servomotor do eixo zz	CMP40S	0.5

4.4 Seleção dos sensores fim de curso

Na maioria das aplicações industriais é necessário existir um constante controlo do processo para que a saída do sistema seja identificada e se tomem as devidas providencias. No caso desta aplicação é essencial haver controlo de posicionamento dos eixos lineares, o que implica o uso de sensores fim de curso de proximidade. Estes são componentes de comando eletrónico que operam por aproximação, ou seja, sem contacto físico (Schmersal 2018).

No entanto, existem diversas soluções possíveis para os sensores fim de curso, em que as mais usadas são:


- *Sensores indutivos* – são usados para detetar materiais metálicos através do seu campo eletromagnético. Estes efetuam um bloqueio elétrico sem que seja preciso contacto com um corpo metálico. Os sensores indutivos contêm um oscilador de rádio frequência que introduz oscilações quando se introduz um objeto metálico dentro do campo magnético da bobina. Estas alterações são detetadas pelo *trigger* de modo a serem obtido sinais *high-low* (onda quadrada bem definida) capazes de excitar um circuito de potência com condições para efetuar um bloqueio sobre bobinas de relés, pequenos contactores ou mesmo circuitos lógicos. O seu circuito eletrónico é equipado com proteção contra sobrecargas, curto-circuito e ruído transiente. Estes têm um grau de proteção elevado, acabamento robusto, evitando contaminações externas e protegendo o equipamento contra choques ou vibrações (Schmersal 2018, WEG 2018).
- *Sensores capacitivos* – estes detetam quaisquer materiais sólidos metálicos ou não metálicos, bem como líquidos. São usados geralmente para deteção de níveis máximos e mínimos de líquidos ou sólidos. O seu princípio de funcionamento baseia-se na mudança de capacitância da placa detetora devido à aproximação de um corpo qualquer. Esta capacitância pode ser alterada por qualquer objeto que se aproxime do campo de atuação do sensor. A mudança de frequência é enviada a um circuito detetor que transforma a mudança de frequência num nível de tensão. Por sua vez, o *trigger* recebe o sinal de tensão gerado no detetor e transforma-o numa onda quadrada adequada a excitar um circuito de comutação (Schmersal 2018, WEG 2018).
- *Sensores óticos* – o seu funcionamento baseia-se na emissão de um feixe de luz, que é recebido por um elemento foto-sensível. A interrupção de um feixe luminoso sobre um foto-recetor provoca uma comutação eletrónica. A emissão de luz é invisível uma vez que são emitidos raios infravermelhos. O recetor ótico está sintonizado para a mesma frequência que o emissor, imunizando o sistema da receção da iluminação ambiente ou raios luminosos estranhos. Estes sensores podem ser utilizados ilimitadamente em ambientes internos ou externos. Existem três tipos de sensores óticos: refletivos, difusivos ou por difração (WEG 2018).

Os sensores selecionados para a aplicação em causa são os **sensores indutivos** uma vez que estes operam sem ruídos, impactos ou retroações. São insensíveis a vibrações e, por não terem elementos mecânicos que se desgastem, tais como atuadores e contactos, a sua vida útil é praticamente ilimitada. Para mais, estes são os sensores mais economicamente eficientes.

Assim sendo, de seguida, na Figura 20, apresentam-se as características do sensor indutivo selecionado.

Linha SL - Sensor Indutivo, Cilíndrico, Corpo Plástico

2 Fios



Dimensões	Distância de comutação S_n (mm)	Face sensível	Tensão de alimentação	Frequência de chaveamento (Hz)	Tipo de saída		Referência com cabo	Referência com cabo (engate)	Referência com conector
50C	25	Faceada	90-250 V CA	30	-	NA	SL25-50C1PWA	SL25-50C2PWA	SL25-50C3PWA
					-	NF	SL25-50C1PWF	SL25-50C2PWF	SL25-50C3PWF
					-	NA ou NF	SL25-50C1PWP	SL25-50C2PWP	SL25-50C3PWP
70C	40	Faceada	90-250 V CA	10	-	NA	SL40T-70C1PWA	SL40T-70C2PWA	SL40T-70C3PWA
					-	NF	SL40T-70C1PWF	SL40T-70C2PWF	SL40T-70C3PWF
					-	NA ou NF	SL40T-70C1PWP	SL40T-70C2PWP	SL40T-70C3PWP

Figura 20 - Características do sensor indutivo (WEG 2018).

O sensor indutivo selecionado, **SL25-50C3PWP**, tem, portanto, uma distância de comutação de 25 mm, uma tensão de alimentação de 90 a 250 V em corrente alternada, 30 Hz de frequência de comutação e a sua face sensível é retificada. É importante referir que a face sensível de um sensor é a face por onde sai o campo eletromagnético de alta frequência e que a distância de comutação é a distância entre a face sensível do sensor e o metal ativador. No entanto, esta distância de comutação deve sofrer um fator de correção dependendo do tipo de material que está a ser detetado para garantir o acionamento seguro do sensor. No caso do alumínio, material que será detetado, a distância de comutação de serviço é 40% da distância nominal de comutação, ou seja, 10 mm. Por fim, a frequência de comutação é o maior número de comutações possíveis por segundo.

4.5 Seleção dos acoplamentos

Depois de apresentados os acoplamentos flexíveis mais adequados para a aplicação em causa, é necessário selecionar qual o acoplamento a ser usado. Na Tabela 8 apresentam-se as características principais dos mesmos.

Tabela 8 - Características técnicas dos diferentes acoplamentos apresentados anteriormente (R+W 2018, ChiaravalliGroup 2018)

	Acoplamento de ranhura helicoidal	Acoplamento de fole	Acoplamento de disco	Acoplamento de elastómero
Folga axial	•	•	•	•
Rigidez torsional	•••	••••	••••	•••
Momento de inércia	•••	••	•••	•••
Custo	•••	••	•••	••

• - Nulo

•• - Baixo

••• - Médio

•••• - Elevado

Como se pode verificar, as características dos acoplamentos são bastante semelhantes. No entanto, o tipo de acoplamento selecionado é o acoplamento de fole metálico devido à sua elevada rigidez torsional e baixo momento de inércia.

Para se calcular qual o binário que os acoplamentos têm que suportar, é necessário considerar o binário máximo do motor majorado por um coeficiente de segurança de 1.5. Assim, uma vez que o servomotor selecionado para os três eixos lineares tem um binário máximo de 1.9 N.m, vem:

$$T_{\text{acoplamento}} = 1.5 \cdot T_{\text{máximo}} \quad (8)$$

$$T_{\text{acoplamento}} = 1.5 \cdot 1.9 = 2.85 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Considerando os diâmetros dos veios acoplados e o binário máximo a suportar, o acoplamento selecionado com base no catálogo da R+W é o **BKC-15-8-11-4**. As suas características são apresentadas na Figura 21 e o seu desenho técnico no Anexo A.2 (Desenho e ficha técnica do acoplamento).

BKC Serien		15	30	60	150	300	500
Rated torque (Nm)	T_{KN}	15	30	60	150	300	500
Overall length (mm)	A^{-2}	48	58	67	78	94	100
Fit length (mm)	C	16,5	21	23	27,5	34	34
Inside diameter possible from \varnothing to \varnothing H7 (mm)	D_1/D_2	8-28	12-32	14-35	19-42	24-60	32-75
Outside diameter (mm)	B	49	56	66	82	110	123
Moment of inertia (10^{-3} kgm^2)	$J_{ges.}$	0,05	0,1	0,26	0,65	6,3	9
Approximate weight (kg)		0,13	0,21	0,37	0,72	3,26	3,52
Torsional stiffness (10^9 Nm/rad)	C_T	23	31	72	141	157	290
Axial $\pm \begin{matrix} \text{H} \\ \text{E} \end{matrix}$ (mm)	max.	1	1	1,5	2	2	2,5
Lateral $\pm \begin{matrix} \text{H} \\ \text{E} \end{matrix}$ (mm)	max.	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
Angular $\pm \begin{matrix} \text{H} \\ \text{E} \end{matrix}$ (degree)	max.	1	1	1	1	1	1
Axial spring stiffness (N/mm)	C_a	30	50	67	77	112	72
Lateral spring stiffness (N/mm)	C_r	315	366	679	960	2940	2200
Fastening screw ISO 4762	E	M5	M6	M8	M10	M12	M12
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	E	8	15	40	75	120	125
Distance between centerlines (mm)	F	17,5	20	23	27	39	45
Distance (mm)	G	6,5	7,5	9,5	11	13	13
Hub material		Aluminium	Aluminium	Aluminium	Aluminium	Steel	Steel
Speed max. with G = 2.5 balancing (min-1)		80000	70000	60000	50000	40000	30000

Figura 21 - Características técnicas do acoplamento de folo metálico (R+W 2018).

5 Transmissão de um equipamento CNC

Após apresentar as diversas soluções de transmissão, é necessário avaliar qual a que mais se adequa à aplicação em causa. Assim, apresenta-se na Tabela 9 uma comparação entre as soluções mencionadas anteriormente.

Tabela 9 - Características técnicas das diferentes soluções de transmissão anteriormente apresentadas

	Fuso trapezoidal	Fuso de esferas	Cremalheiras de precisão
Precisão	0.05 mm	0.012 mm	0.02 mm
Atrito	••••	•	••
Vida útil	••	••••	••
Principal vantagem	Auto-retenção (sem necessidade de motor de freio)	Elevada eficiência, rigidez e precisão	Elevada precisão
Principal desvantagem	Dissipação de energia muito baixa	Necessita de motor com freio em aplicações de elevação de cargas	Aparecimento de folgas funcionais e de desgaste
Custo	••	•••	•••

• - Baixo

•• - Médio

••• - Elevado

•••• - Muito Elevado

Relativamente à Tabela 9, considera-se uma precisão de 0.05 mm nos fusos trapezoidais de classe 50. Considera-se também uma precisão de 0.02 mm nas cremalheiras de precisão de classe Q5 com um módulo de 1 mm. Por fim, considera-se uma precisão de 0.012 mm nos fusos de esferas para um curso aleatório de 300 mm do fuso de classe C3. Todas as classes de precisão mencionadas são as mais elevadas disponíveis para cada caso.

Como já foi mencionado, a principal desvantagem das cremalheiras de precisão é o aumento das folgas axiais devido ao desgaste do pinhão. Esse desgaste influencia a precisão de posicionamento, deteriorando-a. Existe ainda uma folga de funcionamento que obriga a utilização de caixas redutoras de elevada precisão com pinhão duplo ou a utilização de pinhões bipartidos. Assim, face às cremalheiras, os fusos revelam-se uma melhor solução por serem necessários menos componentes para o bom funcionamento do equipamento.

Quanto aos fusos trapezoidais, estes são dotados de auto-retenção (característica necessária em aplicações verticais). No entanto, como o atrito entre as superfícies deslizantes gera o sobreaquecimento do fuso em movimentos repetitivos, é imperativo que as aplicações onde estes são aplicados tenham baixos *duty cycles* (razão de ciclos). Por esta razão, o tempo de vida útil de um fuso trapezoidal é inferior ao tempo de vida útil de um fuso de esferas.

Assim, na presente dissertação, seleciona-se como solução de transmissão os fusos de esferas para todos os eixos lineares. No entanto, para assegurar que há retenção do sistema no eixo zz, é necessário implementar um motor com travão/freio.

Para a seleção do fuso a implementar, é necessário definir as suas características baseadas nos requisitos da aplicação. De seguida, serão apresentados os parâmetros relativos aos fusos.

1 – Definir classe de precisão do fuso

De acordo com as recomendações definidas pelo fabricante de fusos de esferas PMI, a classe de precisão é definida pela norma ISO 3408-3. A classe recomendada para equipamentos de maquinagem (como fresadoras e furadoras) é, no mínimo, classe de precisão 5, como se pode verificar na Figura 22 (Standardization 2006).

Application	Name of axis	Accuracy grade								
		C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C10
Lathe	X	•	•	•	•	•	•			
	Z				•	•	•			
Machining center	X,Y		•	•	•	•	•			
	Z			•	•	•	•			
Drilling machine	X,Y				•	•	•			
	Z						•	•	•	
Milling machine Boring machine	X,Y		•	•	•	•	•			
	Z			•	•	•	•			
Jig boring machine	X,Y	•	•							
	Z	•	•							
Grinder	X,Y	•	•	•						
	Z		•	•	•					

Figura 22 – Classes de precisão recomendadas para fusos de esferas de acordo com a aplicação (PMI 2018).

2 – Determinar o diâmetro, comprimento e passo do fuso

Como a área útil de trabalho tem as dimensões de 400x300x200 mm, os fusos de cada eixo linear devem ter comprimentos diferentes. Para o eixo xx, e de acordo com o modelo virtual apresentado posteriormente na dissertação, define-se um comprimento de 910 mm. Da mesma forma, para o eixo yy define-se um comprimento de fuso de 880 mm e para o eixo zz um fuso de comprimento 510 mm.

Esta diferença entre o comprimento do fuso e o curso útil apresentado nas especificações deste projeto deve-se à aplicação de foles de proteção, expostos posteriormente nesta dissertação.

$$p = \frac{v}{n_s} = \frac{0.25}{3\,000/60} = 5 \text{ mm} \quad (9)$$

Quanto ao passo do fuso, p [mm], seleciona-se o passo de 5 mm uma vez que a velocidade linear máxima, v [m/s], é de 0.25 m/s e o servomotor tem uma velocidade nominal, n_s [rpm], de 3 000 rpm. Para iniciar os cálculos para seleção dos fusos dos diferentes eixos, o diâmetro nominal escolhido para os fusos de esferas é de 16 mm.

3 – Verificar carga axial admissível

Para verificar a carga axial admissível, recorre-se a um gráfico que relaciona esta última com a distância entre apoios, para cada diâmetro nominal e passo de fuso, representado na Figura 23. Note-se que, como já foi mencionado, a configuração de montagem do fuso é fixo-apoiado (PMI 2018).

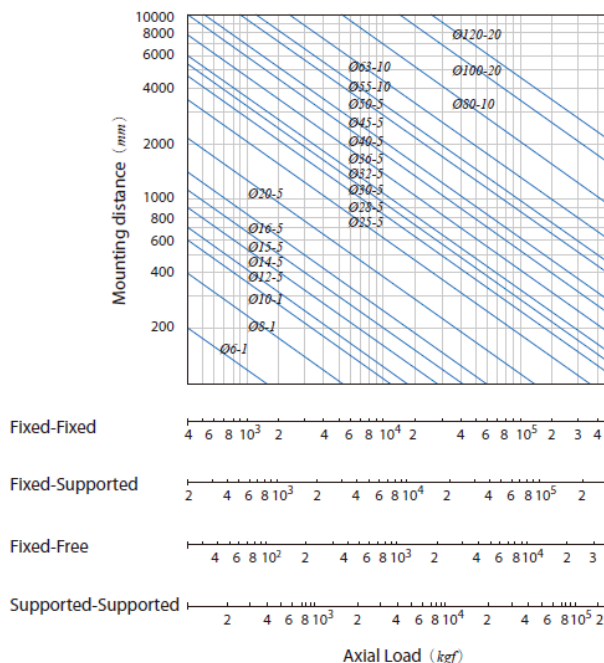


Figura 23 – Carga axial admissível do fuso de esferas (PMI 2018).

A carga axial admissível tem de ser superior à força de compressão máxima aplicada na direção axial. Esta é usada para verificar se o fuso sofre encurvadura na presença de condições-fronteira e carga axial da aplicação. A carga axial admissível, Fa_{max} , pode também ser calculada através da expressão seguinte (PMI 2018):

$$Fa_{max} = m_1 \cdot \frac{d_r^4}{L^2} \cdot 10^3 [kgf] \quad (10)$$

Relativamente à expressão anterior, define-se d_r [mm] como o diâmetro menor da rosca do fuso de esferas, L [mm] como a distância entre os apoios de montagem do fuso e m_1 como um coeficiente adimensional em que o seu valor depende da configuração de suporte do fuso (PMI 2018):

$m_1=5.1$	Apoiado-apoiado
$m_1=10.2$	Fixo-apoiado
$m_1=20.3$	Fixo-fixo
$m_1=1.3$	Fixo-livre

4 – Verificar velocidade de rotação admissível

À semelhança do caso anterior, a verificação da velocidade de rotação do fuso é determinada através de um gráfico que relaciona esta última com a distância entre apoios, para cada diâmetro e passo do fuso, como está representado na Figura 24 (PMI 2018).

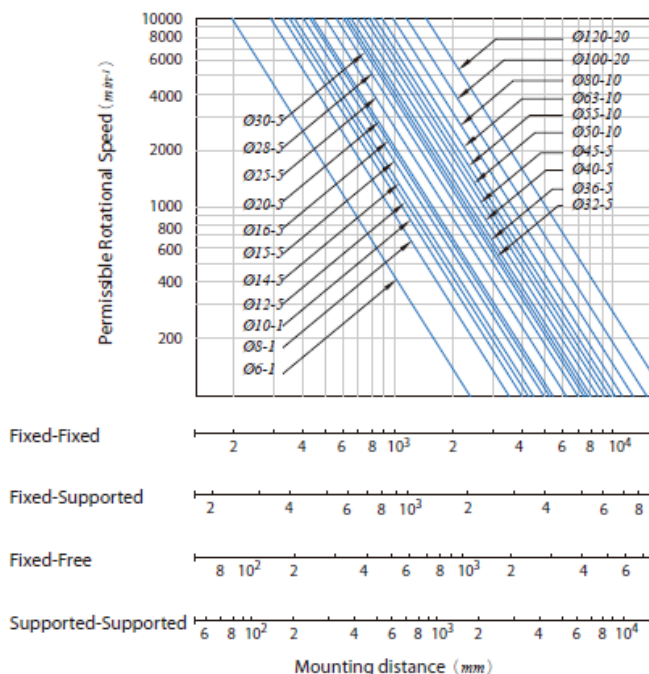


Figura 24 – Velocidade de rotação crítica do fuso de esferas (PMI 2018).

Esta verificação é necessária para garantir que o fuso não atinge a frequência de ressonância, que pode levar à destruição do sistema. Também para o caso da velocidade crítica, n_{crit} [rpm], pode ser usada uma expressão para o seu cálculo (PMI 2018):

$$n_{crit} = f_1 \cdot \frac{d_r}{L^2} \cdot 10^7 \text{ [rpm]} \quad (11)$$

Quanto à expressão anterior, f_1 é um coeficiente adimensional que depende da configuração de montagem do fuso de esferas (PMI 2018):

$f_1=9.7$	Apoiado-apoiado
$f_1=15.1$	Fixo-apoiado
$f_1=21.9$	Fixo-fixo
$f_1=3.4$	Fixo-livre

5 – Cálculo da vida útil do fuso de esferas

De acordo com o fabricante, existem valores de referência para o número de horas de trabalho mínimas para as quais os fusos devem estar dimensionados, tendo em conta a aplicação em causa. Para um centro de maquinagem, os fusos devem ter um período mínimo de 20 000 horas de trabalho (PMI 2018).

A vida em serviço de um fuso pode ser calculada de três formas: número de revoluções L_r , número de horas de trabalho L_t ou por distância percorrida L_s , através das expressões abaixo (PMI 2018):

$$L_r = \left(\frac{Ca}{Fa \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \text{ [rev]} \quad (12)$$

$$L_t = \frac{L_r}{60 \cdot n_s} \text{ [horas]} \quad (13)$$

$$L_s = \frac{L_r \cdot p}{10^6} \text{ [km]} \quad (14)$$

Ca é a carga básica dinâmica, Fa é a carga axial resultante da aplicação em kgf , n_s é a velocidade nominal do motor em rpm, p é o passo do fuso em mm. Por fim, f_w é definido como o fator de carga e está relacionada com a velocidade do sistema, e a intensidade de vibrações e impactos, de acordo com a Figura 25.

Vibration and impact	Velocity (V)	f_v
Light	$V < 15 \text{ (m/min)}$	1.0~1.2
Medium	$15 < V < 60 \text{ (m/min)}$	1.2~1.5
Heavy	$V > 60 \text{ (m/min)}$	1.5~3.0

Figura 25 – Fator de carga, f_v . (PMI 2018)

5.1 Dimensionamento do eixo xx

Como já foi referido, o diâmetro do fuso selecionado para iniciar as iterações de cálculo para o eixo xx tem como referência **1R16-05-T3-910-0.023**. O fuso tem, portanto, 16 mm de diâmetro, 5 mm de passo e pertence à classe de precisão 5. Note-se que para assegurar que a carga axial admissível é superior à carga axial resultante da aplicação é necessário calcular esta última.

$$n_s = \frac{v}{p} = \frac{250}{5} = 50 \text{ rps} = 314.16 \frac{\text{rad}}{\text{s}} = 3\,000 \text{ rpm} \quad (15)$$

$$F_a = \frac{T_{total} \cdot n_s}{v} = \frac{0.389 \cdot 314.16}{0.25} = 489.3 \text{ N} = 49 \text{ kgf} \quad (16)$$

Usando os gráficos e expressões expostas anteriormente, apresentam-se os resultados respetivos para o eixo xx, na Tabela 10.

Tabela 10 – Resultados do dimensionamento do fuso de 16 mm para o eixo xx (PMI 2018).

Referência do fuso	1R16-05-T3-910-0.023
Carga axial admissível [kgf]	333.2
Velocidade crítica [rpm]	2 340
Vida útil [rev]	$5.72 \cdot 10^9$
Vida útil [horas]	31 776
Vida útil [km]	28 600

Dos resultados apresentados na Tabela 10, pode-se verificar que a carga axial admissível pelo fuso de esferas é superior à carga axial a que o fuso estará sujeito na aplicação, o que significa que não existe o risco de o fuso sofrer encurvadura. Quanto ao número de horas de serviço do fuso, este é superior a 20 000 horas, valor recomendado pelo fabricante. No entanto, a velocidade de rotação crítica do fuso é inferior à velocidade de rotação máxima do servomotor (3 000 rpm), o que significa que existe o risco de o fuso atingir a frequência de ressonância aquando o seu funcionamento. Isto acontece devido ao elevado distanciamento entre os apoios do fuso. É, portanto, necessário selecionar o diâmetro de fuso acima (20 mm) para calcular qual a velocidade de rotação crítica do mesmo. Os resultados do dimensionamento do fuso de 20 mm de diâmetro, com passo de 5 mm e uma distância entre apoios de 910 mm são os apresentados na Tabela 11.

Tabela 11 - Resultados do dimensionamento do fuso de 20 mm para o eixo xx (PMI 2018).

Referência do fuso	1R20-05-T4-910-0.023
Carga axial admissível [kgf]	987
Velocidade crítica [rpm]	3 070
Vida útil [rev]	$5.72 \cdot 10^9$
Vida útil [horas]	31 776
Vida útil [km]	28 600

Assim, uma vez que a velocidade de rotação crítica é superior à velocidade de rotação do servomotor (3 000 rpm), considera-se que o fuso de esferas é adequado para a aplicação.

5.2 Dimensionamento do eixo yy

Como já foi referido, o diâmetro do fuso selecionado para iniciar as iterações no eixo yy tem como referência **1R16-05-T3-880-0.023**. À semelhança do eixo xx, é necessário calcular a carga axial resultante da aplicação.

$$F_a = \frac{T_{total} \cdot n_s}{v} = \frac{0.226 \cdot 314.16}{0.25} = 283.65 \text{ N} = 28.4 \text{ kgf}$$

Usando os gráficos e expressões expostas anteriormente, apresentam-se os resultados respetivos para o eixo yy, na Tabela 12.

Tabela 12 – Resultados do dimensionamento do fuso de 16 mm do eixo yy (PMI 2018).

Referência do fuso	1R16-05-T3-880-0.023
Carga axial admissível [kgf]	356.3
Velocidade crítica [rpm]	2 500
Vida útil [rev]	$2.94 \cdot 10^{10}$
Vida útil [horas]	163 075
Vida útil [km]	146 768

À semelhança do caso anterior, verifica-se que a carga axial admissível pelo fuso de esferas é superior à carga axial a que o fuso estará sujeito em funcionamento, o que significa que não existe o risco de o fuso sofrer encurvadura. Também o requisito do número de horas de serviço do fuso ser superior a 20 000 horas é cumprido. No entanto, à semelhança do eixo xx, é necessário aumentar o diâmetro do fuso de esferas uma vez que a velocidade crítica de rotação do fuso é inferior à do servomotor. Os resultados do dimensionamento do fuso de esferas com diâmetro de 20 mm encontram-se na Tabela 13.

Tabela 13 - Resultados do dimensionamento do fuso de 20 mm para o eixo yy (PMI 2018).

Referência do fuso	1R20-05-T4-880-0.023
Carga axial admissível [kgf]	1 055.5
Velocidade crítica [rpm]	3 280
Vida útil [rev]	$2.94 \cdot 10^{10}$
Vida útil [horas]	163 075
Vida útil [km]	146 768

Uma vez que a velocidade crítica de rotação do fuso de esferas, neste caso, é superior à velocidade e rotação do servomotor, considera-se este fuso adequado para a aplicação.

5.3 Dimensionamento do eixo zz

Como já foi referido, o fuso com que se iniciam os cálculos no eixo zz tem como referência **1R1605B-510-C5**. À semelhança dos eixos xx e yy, é necessário calcular a carga axial resultante da aplicação.

$$F_a = \frac{T_{total} \cdot n_s}{v} = \frac{0.1439 \cdot 314.16}{0.25} = 180.84 N = 18 kgf$$

Usando os gráficos e expressões expostas anteriormente, apresentam-se os resultados respetivos para o eixo zz, Tabela 14.

Tabela 14 - Resultados do dimensionamento do fuso do eixo zz (PMI 2018).

Referência do fuso	1R16-05-T3-510-0.023
Carga axial admissível [kgf]	1 060
Velocidade crítica [rpm]	7 445
Vida útil [rev]	$1.13 \cdot 10^{11}$
Vida útil [horas]	629 268
Vida útil [km]	566 341

Por fim, relativamente ao eixo zz, verifica-se que a carga axial admitida pelo fuso de esferas é superior à carga axial a que o fuso estará sujeito na aplicação, o que significa que não existe o risco de o fuso sofrer encurvadura. Também é possível verificar que a velocidade de rotação crítica é superior à velocidade de rotação máxima do servomotor (3000 rpm), logo o fuso não correrá o risco de entrar em ressonância aquando o seu funcionamento. Por fim, o

número de horas de serviço do fuso nas condições apresentadas é superior a 20 000 horas, valor recomendado pelo fabricante. Assim sendo, o fuso de esferas selecionado é adequado para a aplicação em causa.

Na Tabela 15 apresentam-se as referências dos produtos usados na transmissão do equipamento CNC de acordo com a nomenclatura do fabricante (PMI 2018, Hiwin 2018).

Tabela 15 – Referências das soluções de transmissão (PMI 2018, Hiwin 2018).

Eixo linear xx	1R20-05T4-DDB-910-0.023	Φ20x5
Eixo linear yy	1R20-05T4-DDB-880-0.023	Φ20x5
Eixo linear zz	1R16-05T3-DDB-510-0.023	Φ16x5

Note-se que foram usadas fêmeas de esferas duplas para eliminar a folga axial existente, como foi explicado anteriormente.

5.4 Seleção dos apoios do fuso e suas extremidades

Como já foi referido anteriormente, a configuração dos apoios do fuso adotada é fixa-apoiada para que o mancal fixo suporte as cargas axiais e radiais existentes e o mancal apoiado compense desalinhamentos e contrações/expansões térmicas do fuso. No entanto, o modelo de suporte selecionado deve ter em conta a configuração do eixo linear e a forma de fixação de cada caso. Note-se que, nos três casos, o servomotor do eixo linear será acoplado do lado do suporte fixo.

Nos casos dos eixos xx e zz, os fusos encontram-se nas posições horizontal e vertical, respetivamente. Assim sendo, a configuração do suporte mais adequada são os modelos **SFA10** (apoio fixo) e **SLA10** (suporte apoiado) para o diâmetro nominal de 16 mm e os modelos **SFA12** e **SLA12** para o fuso de diâmetro nominal de 20 mm, Figura 26.



Figura 26 - Apoios dos fusos de esferas dos eixos xx e zz. Suporte fixo SFA (à esquerda) e apoiado SLA (à direita) (Hiwin 2018).

Como já foi referido, o diâmetro nominal do fuso de esferas do eixo xx é de 20 mm. No entanto, selecionam-se os suportes SFA10 e SLA10 (indicados para o fuso de diâmetro nominal de 16 mm) uma vez que estes suportam as cargas axiais presentes no eixo xx, Figura 27. Optou-se, então, por maquinar as pontas do fuso de acordo com o necessário para os suportes mais pequenos, o que implica que a redução de secção nas suas extremidades seja superior ao normal. No entanto, esta redução não cria problemas de resistência uma vez que a flexão máxima ocorre a meio vão do fuso e não extremidades. Note-se que, para diminuir a dureza superficial do fuso, as extremidades deste são sujeitas a um recozido. Assim, as extremidades tornam-se mais fáceis

de maquinar. Para mais, com esta decisão, existem apenas duas referências de suportes distintas, o que facilita a manutenção do equipamento e cumpre os requisitos logísticos definidos.

Article number	Bearing type	C_0 axial [N]	C_{dyn} axial [N]	Max. speed [n/min]	Lock nut			
					Type	Nut tightening torque [Nm]	Screw size	Screw tightening torque [Nm]
SFA06	ZKLFA0630.2Z	6100	4900	14000	HIR 06	2	M4	1
SFA10	ZKLFA1050.2RS	8500	6900	6800	HIR 10	6	M4	1

Figura 27 - Características técnicas do suporte fixo SFA (Hiwin 2018).

Por outro lado, no caso do eixo yy, o fuso está na posição horizontal mas, segundo a solução construtiva do equipamento, é conveniente que os suportes se fixem perpendicularmente ao eixo do fuso. Assim, os apoios adequados para o eixo yy são o **FK10** (apoio fixo para diâmetro de fuso de 16 mm) e **FF10** (suporte apoiado para diâmetro de fuso 16 de mm), como se pode observar na Figura 28.



Figura 28 - Mancais de apoio do fuso de esferas do eixo yy. Suporte fixo (à esquerda) e suporte apoiado (à direita) (Hiwin 2018).

Para além dos suportes, é ainda necessário seleccionar a *nut housing* dos fusos de esferas, que serve de apoio ao fuso e fixa a posição da fêmea. Assim, para o diâmetro de fuso de 16 mm, selecciona-se a *nut housing* **GFD16** e para o diâmetro de fuso de 20 mm selecciona-se a *nut housing* **GFD20**, Figura 29.



Figura 29 - *Nut housing* dos fusos de esferas (Hiwin 2018).

Assim, na Tabela 16, apresenta-se um resumo das referências usadas para o suporte dos fusos de esferas dos diferentes eixos lineares dimensionados.

Tabela 16 – Referências dos suporte dos fusos de esferas (Hiwin 2018).

Suporte fixo do eixo xx e zz	SFA10
Suporte livre do eixo xx e zz	SLA10
Suporte fixo do eixo yy	FK10
Suporte livre do eixo yy	FF10
<i>Nut housing</i> dos eixos xx e yy	GFD20
<i>Nut housing</i> do eixo zz	GFD16

Tendo em conta os suportes de fusos de esferas selecionados para cada eixo linear, dimensionaram-se as extremidades dos fusos. No caso dos eixos xx e zz, as extremidades normalizadas dos fusos são as mesmas uma vez que os apoios usados são os mesmos, Figura

BS nominal Ø	Fixed bearing		Supported bearing	
	Pillow block	End machining	Pillow block	End machining
12	SFA06	S2-06 / S3-06 / S21-06	SLA06	S1-06 / S5-06 / S11-06
15, 16	SFA10	S2-10 / S3-10 / S21-10	SLA10	S1-10 / S5-10 / S11-10
20	SFA12	S2-12 / S3-12 / S21-12	SLA12	S1-12 / S5-12 / S11-12
25	SFA17	S2-17 / S3-17 / S21-17	SLA17	S1-17 / S5-17 / S11-17
32	SFA20	S2-20 / S3-20 / S21-20	SLA20	S1-20 / S5-20 / S11-20
40	SFA30	S2-30 / S3-30 / S21-30	SLA30	S1-30 / S5-30 / S11-30
50	SFA40	S2-40 / S3-40 / S21-40	SLA40	S1-40 / S5-40 / S11-40

Figura 30 - Extremidades dos fusos usadas nos mancais SFA e SLA (Hiwin 2018).

30 (Hiwin 2018).

Assim, no caso dos eixos xx e zz, as extremidades do suporte fixo SFA e apoiado SLA têm a configuração apresentada na Figura 31.

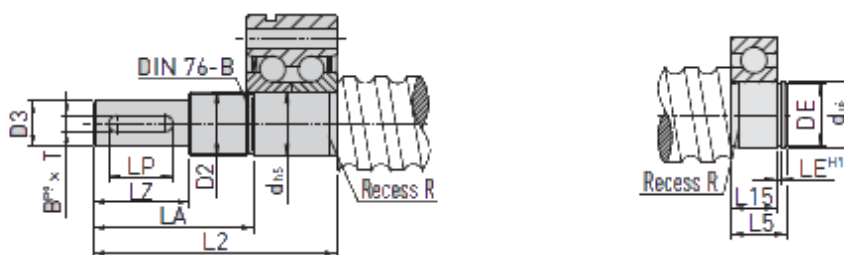


Figura 31 – Configuração das extremidades do fuso de esferas dos suportes SFA (à esquerda) e SLA (à direita) (Hiwin 2018).

Relativamente ao eixo yy, que usa os apoios FK e FF, a configuração das extremidades do fuso é de acordo com a Figura 32.

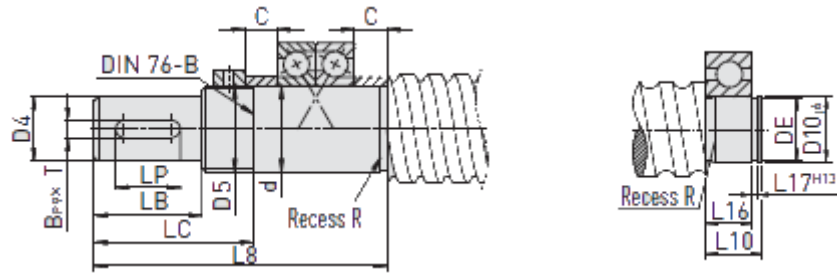


Figura 32 - Configuração das extremidades do fuso de esferas dos suportes FK (à esquerda) e FF (à direita) (Hiwin 2018).

6 Guiamento de um equipamento CNC

Tendo em conta as soluções de guiamento apresentadas no subcapítulo 3.4, apresenta-se uma comparação das características das diferentes soluções de guiamento na Tabela 17.

Tabela 17 – Características técnicas das diferentes soluções de guiamento anteriormente apresentadas (Rollon 2018, PMI 2018, Accuride 2018).

	<i>Compact Rail</i>	Guias lineares		Veios lineares	Guias de fricção
		Esferas	Rolos		
Capacidade de carga	15 kN	102.4 kN	277 kN	9.8 kN	0.5 kN
Precisão	90 $\mu\text{m/m}$	20 $\mu\text{m/m}$	20 $\mu\text{m/m}$	6 $\mu\text{m/m}$	0.75mm
Velocidade linear	9 ms^{-1}	3 ms^{-1}	3 ms^{-1}	1 ms^{-1}	2 ms^{-1}
Rigidez	•••	•••	••••	••	•
Atrito	•••	•	••	•	••••
Vida útil	••	••	••	••	••
Custo	••	•••	•••	•	•

• - Baixo

•• - Médio

••• - Elevado

•••• - Muito Elevado

É importante que a solução escolhida faça um movimento com o menor atrito possível para minimizar as perdas de energia e, portanto, evitar a diminuição de rendimento. O sistema de guiamento tem que ter uma orientação rígida, a 90° , relativamente aos outros eixos. Uma vez que este é um equipamento para efetuar movimentos com precisão, é também essencial eliminar a folga para que haja uma fixação rígida entre a guia e o objeto movimentado.

Como os patins da família *Compact Rail* são concebidos para absorver cargas radiais, ou seja, absorvem cargas no plano dos roletes como apresentado na Figura 33, é necessário escolher cuidadosamente a direção de aplicação da carga, de forma a que as maiores cargas sejam na direção do sistema linear.

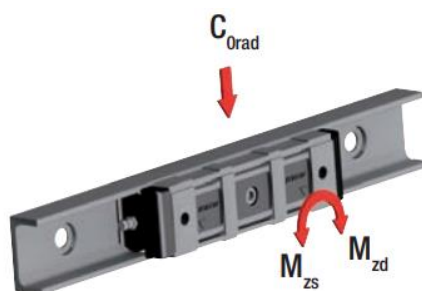


Figura 33 - Cargas absorvidas por patins da família *Compact Rail* (Rollon 2018).

Note-se que os rolamentos lineares têm mais um grau de liberdade face às guias lineares uma vez que existe rotação do rolamento em torno do veio de precisão. No entanto, como na aplicação pretendida serão usadas duas guias (uma de cada lado do sistema de transmissão central), o grau de liberdade será impedido. Este sistema apresenta menor rigidez do que as guias lineares (SKF 2018, THK 2018).

Assim, para máxima precisão com o menor atrito possível, selecionam-se as guias lineares de precisão. Estas conferem uma rigidez elevada ao sistema, bem como a possibilidade de velocidades lineares elevadas com baixo ruído. A necessidade de reduzida manutenção e lubrificação é ainda uma vantagem importante desta solução.

Após a seleção do tipo de guiamento a utilizar, é necessário dimensionar os patins e respectivas guias e definir a configuração do sistema de guiamento. Para definir o comprimento das guias a incorporar na máquina CNC, é necessário ter em conta que existem dois tipos de limites. Os limites físicos são impostos pela máquina, para evitar que os patins saiam das guias. Por outro lado, os limites do CNC têm de ser impostos aquando o projeto da máquina, para evitar que os patins alcancem os limites físicos, como representado na Figura 34 (Hiwin 2018).

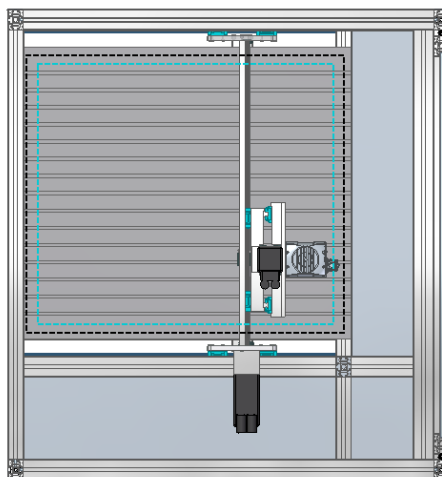


Figura 34 – Representação ilustrativa da diferença entre limites físicos (a preto) e do CNC (a azul).

Note-se que os limites do CNC são controlados pelos servomotores (através da automatização do equipamento) e os limites físicos são assegurados pelos sensores de fim de curso e de segurança. Na Tabela 18, apresentam-se ambos os limites definidos em projeto.

Tabela 18 – Definição dos limites físicos e de CNC dos diferentes eixos lineares.

Eixo	Limite CNC [mm]	Limite físico [mm]
x	400	910
y	300	880
z	200	510

Note-se que, como já foi referido, serão utilizados os equipamentos disponíveis na empresa. Assim sendo, no caso dos patins e guias lineares, serão escolhidos os componentes da marca PMI – Linear Motion Systems. No entanto, para o seu dimensionamento, será usado o *software* da Bosch Rexroth, *Linear Motion Designer* uma vez que o método de cálculo deste último fabricante é mais simples. Dado que são produtos normalizados com características técnicas equivalentes, a aproximação é considerada válida.

1 – Definir a configuração do sistema de guiamento

É necessário definir a configuração do sistema que será utilizada em todos os eixos lineares. Concluiu-se que a melhor configuração para o sistema de guiamento é a utilização de duas guias lineares com dois patins em cada guia, Figura 35. A utilização de dois patins por guia equilibra a estrutura previne momentos nos apoios da mesma. Estes também absorvem possíveis desvios de paralelismo que poderão ter ocorrido na montagem (PMI 2018).

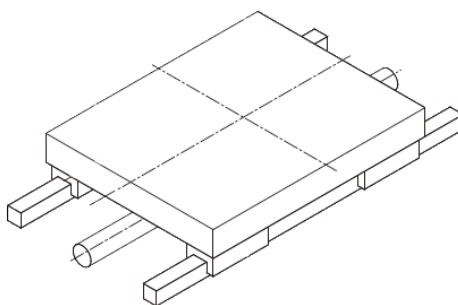


Figura 35 – Configuração do sistema de guiamento (PMI 2018).

2 – Selecionar tipo e tamanho dos patins

Os patins para o sistema de guiamento devem suportar a estrutura da mesa de trabalho e a carga colocada em cima da mesma. Quanto à *solução construtiva* dos patins, estes devem ser patins de esferas de flange com montagem universal, como representado na Figura 36. A fixação das guias é feita pelo topo da guia e a fixação dos patins pode ser feita pelo topo ou por baixo do patim.

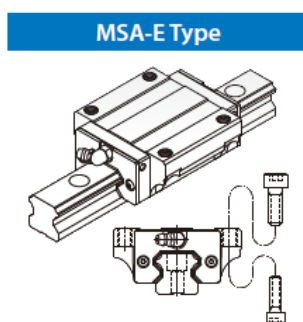


Figura 36 - Solução construtiva dos patins (PMI 2018).

De acordo com o fabricante PMI, no caso em que no sistema de transmissão se recorre a fusos de esferas, o *tamanho* das guias/patins deve ser semelhante ao diâmetro do fuso escolhido (PMI 2018). Assim, uma vez que o diâmetro nominal dos fusos de esferas utilizados é de 16 mm, o tamanho das guias/patins selecionado é o tamanho 15. Note-se que esta seleção será validada pelo cálculo de cargas nos patins apresentado posteriormente.

Quanto à *proteção do patim* contra ambientes agressivos, existem vários níveis de proteção. No entanto, no caso de existirem poeiras ou detritos no meio ambiente, é recomendada a utilização de folios de proteção. Ainda assim, considera-se também o uso de uma junta de proteção bidirecional e uma inferior, Figura 37 (PMI 2018).

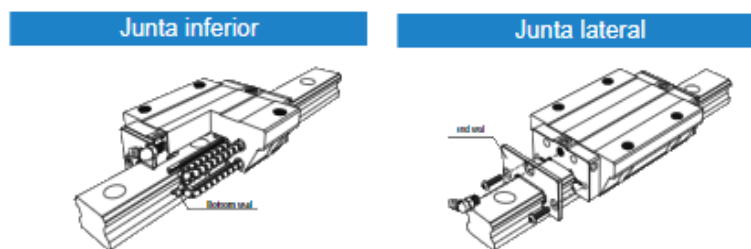


Figura 37 - Junta de proteção para patins. Vedante inferior à esquerda e vedante lateral à direita (PMI 2018).

O vedante inferior, Figura 37 (esquerda), evita a inclusão de material estranho entre o patim e a guia, impedindo que as esferas sejam danificadas. Por sua vez, o vedante lateral, Figura 37 (direita), é bidirecional, e proporciona uma proteção elevada contra poeiras (PMI 2018).

Para promover o correto funcionamento das guias e patins, é também recomendado o uso de tampas especiais para o furo do parafuso de fixação das guias (ver Figura 38) de forma a evitar que contaminantes externos entrem em contacto com as esferas do patim (PMI 2018).

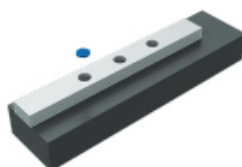


Figura 38 - Proteção para guias lineares (PMI 2018).

A *pré-carga nos patins* é conseguida utilizando esferas com uma dimensão ligeiramente superior ao espaço entre o patim e guia, o que permite aumentar a rigidez e precisão do conjunto. A pré-carga deve ser selecionada corretamente para cada aplicação, uma vez que tem uma influência direta na vida do patim, como se pode comprovar na Figura 39. Note-se que uma pré-carga demasiado elevada irá diminuir a sua vida útil (PMI 2018).

Preload grade	Fitted condition	Application examples
Clearance (FZ)	<ul style="list-style-type: none"> The loading direction is fixed, vibration and impact are light, and two axes are applied in parallel. High precision is not required, and the low frictional resistance is needed. 	Semiconductor facilities, medical equipment, stage systems, press machine, welding machine, industrial robot, and other small sliding systems.
Light preload (FC)	<ul style="list-style-type: none"> The loading direction is fixed, vibration and impact are light, and two axes are applied in parallel. High precision is not required, and the low frictional resistance is needed. 	Welding machine, binding machine, auto packing machine, XY axis of ordinary industrial machine, material handling equipments.
Medium preload (FO)	<ul style="list-style-type: none"> Overhang application with a moment load. Applied in one-axis configuration The need of light preload and high precision. 	Z axis of industrial machines, EDM, precision XY table, PC board drilling machine, industrial robot, NC lathe, measuring equipment, grinding machine, auto painting machine.
Heavy preload (F1)	<ul style="list-style-type: none"> Machine is subjected to vibration and impact, and high rigidity required. Application of heavy load or heavy cutting. 	Machine center, NC lathe, grinding machine, milling machine, Z axis of boring machine and machine tools.
Ultra heavy preload (F2)	<ul style="list-style-type: none"> Machine is subjected to vibration and impact, and high rigidity required. Application of heavy load or heavy cutting. 	Machine center, NC lathe, grinding machine, milling machine, Z axis of boring machine and machine tools.

Figura 39 – Seleção de pré-carga dos patins considerando a aplicação (PMI 2018).

Como se pode verificar pela Figura 39, para o caso desta dissertação, é exigida uma pré-carga elevada (F1), pois esta aplicação exige elevada rigidez e suporta cargas elevadas de corte. O valor desta pré-carga é de 5% da carga dinâmica máxima suportada pelo patim (PMI 2018).

Por fim, é necessário definir a *classe de precisão* do conjunto patim e guia. A precisão de uma guia linear inclui as tolerâncias dimensionais de altura, largura e de paralelismo do conjunto. Existem 5 classes de precisão: classe normal (N), precisão elevada (H), precisão muito elevada (P), super precisão (SP) e ultra precisão (UP). Note-se que, para classes de precisão elevadas, o conjunto patim e guia são calibrados em fábrica e comercializados já montados (PMI 2018, Standardization 2006).

Segundo o fabricante PMI, a classe de precisão depende também da aplicação em causa, como se pode consultar na Figura 40.

Como se pode verificar, a classe de precisão recomendada para a aplicação é a classe P. No entanto, a precisão de um equipamento deve ser apenas a necessária ao correto funcionamento das peças, pelo que a classe adotada nesta dissertação será a classe H (Morais 2003, Standardization 2006).

Sort	Application	Accuracy Grade				
		N	H	P	SP	UP
	Machining center			•	•	
	Lathe			•	•	
	Milling machine			•	•	
	Boring machine			•	•	
	Jig borer				•	•

Figura 40 - Classes de precisão recomendadas de acordo com a aplicação pretendida (PMI 2018).

3 – Definição das dimensões e orientação do sistema

Para o cálculo das cargas exercidas nos patins de cada eixo linear, é necessário definir as distâncias relativas dos patins e respectivas guias, como representado na Figura 41.

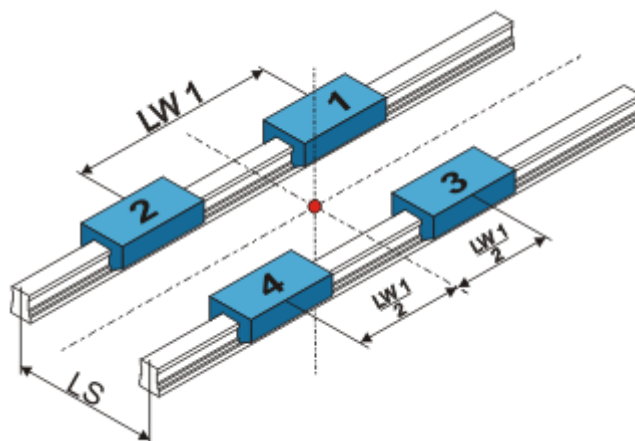


Figura 41 - Distâncias a definir para o sistema de guiamento (BoschRexroth 2006).

Note-se que, se a carga se encontrar desviada do centro da placa, a distância entre patins afeta o cálculo das cargas uma vez que, quanto mais afastados estiverem, menor serão os

momentos suportados pelos patins de um eixo linear. Por outro lado, o afastamento entre guias lineares não tem qualquer influência no cálculo das reações nos patins (PMI 2018).

Quanto à orientação do sistema, este encontra-se na horizontal nos eixos xx e yy. Por outro lado, no eixo zz, encontra-se na vertical. Em qualquer um dos casos, o sistema de guiamento não apresenta ângulo de inclinação relativamente a qualquer um dos eixos.

4 – Definição do ciclo dinâmico do sistema

O ciclo dinâmico do sistema inclui uma fase com aceleração constante até à velocidade de trabalho, seguida de uma fase com velocidade constante e aceleração nula percorrendo o curso útil do eixo linear definido nas especificações do projeto. Posteriormente, existe uma fase de desaceleração até se atingir a velocidade nula. Por fim, o sistema regressa até à posição inicial repetindo o ciclo dinâmico explicado, no sentido oposto. Todo o ciclo dinâmico está definido na Figura 42.

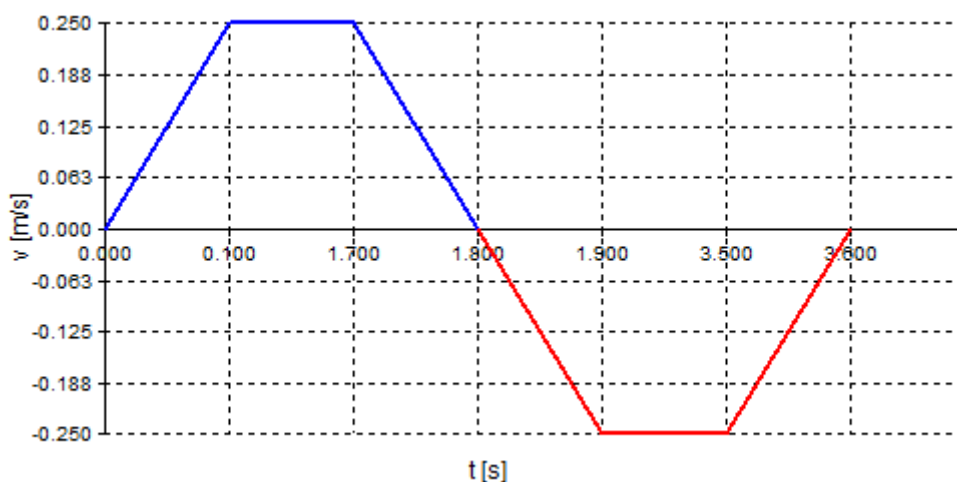


Figura 42 - Ciclo dinâmico dos eixos lineares.

Note-se que o ciclo dinâmico apresentado é semelhante para todos os eixos, à exceção do curso percorrido no troço com velocidade uniforme, que altera consoante o curso útil definido para o respetivo eixo linear.

5 – Definir cargas e forças externas

Nesta fase é necessário definir as massas externas a atuar no sistema de guiamento bem como o seu ponto de aplicação, como representado na Figura 43. É também necessário referir em que fases do ciclo dinâmico as massas externas estão a atuar no sistema.

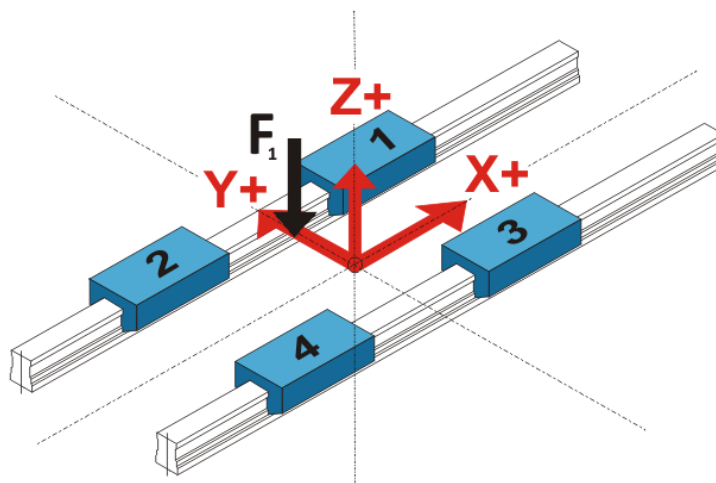


Figura 43 - Massas externas a atuar no sistema de guiamento.

Quanto às forças externas, tem de ser considerado o valor da força de corte, F_c . Esta força é calculada de acordo com a seguinte expressão:

$$P_c = F_c \cdot v_c \quad (17)$$

Assim, vem:

$$F_c = \frac{2870 [W]}{8.3(3) \left[\frac{m}{s}\right]} = 345 N$$

A força de corte atuante no sistema tem então 345 N de magnitude e será aplicada no mesmo ponto do que a massa externa. A direção em que a força é aplicada depende do movimento que a fresa estiver a fazer durante a maquinação da peça.

6 – Verificar o tamanho mais adequado dos patins

Por fim, são selecionadas as especificações anteriormente referidas para os patins de cada eixo linear (como pré-carga, classe de precisão e qual o tipo de patim mais adequado) e verifica-se se o tempo de vida em serviço segue as recomendações do fabricante. Note-se que, para a aplicação em análise, o tempo de vida útil recomendado, em horas, é de 20 000 horas.

Os cálculos da primeira iteração iniciaram-se com os patins de flange de tamanho 15. Na XX apresentam-se as características técnicas do patim referido.

Modelo N°	Dimensiones del rail (mm)					Cap. de carga		Momento estático				Peso		
	ancho W1	altura H1	paso P	E std	D x h x d	C. dinámico kN	C. estático kN	Mp kN.m		My kN.m		Mr kN.m	Patín Kg	Rail kg/m
								simple*	doble*	simple*	doble*			
MSA 15-E	15	15	60	20	7.5x5.3x4.5	11.8	18.9	0.12	0.68	0.12	0.68	0.14	0.18	1.5

Figura 44 - Características técnicas do patim MSA 15 E (PMI 2018).

6.1 Dimensionamento do eixo xx

Como já foi referido, a seleção dos patins de um eixo linear é um processo iterativo. Assim, para o eixo linear xx, a primeira iteração foi feita com os patins **MSA 15 E SS F1 H**. A distância entre os patins pertencentes à mesma guia é de 145 mm e a distância entre guias é de 935 mm. O ciclo dinâmico usado neste caso foi o ciclo dinâmico apresentado na Figura 42. Considerou-se uma massa de 100 kg (resultante da massa dos três eixos lineares) concentrada entre os patins da mesma guia, junto a uma das guias lineares, em que o ponto de aplicação da massa externa tem as seguintes coordenadas:

X=0 mm

Y=465 mm

Z=100 mm

Apresentam-se na Tabela 19 os resultados das reações nos patins e o tempo de vida útil em serviço para as condições de fronteira expressas anteriormente.

Tabela 19 – Resultados do dimensionamento dos patins para o eixo linear xx (BoschRexroth 2006).

Referência do patim	MSA 15 E SS F1 H
Carga aplicada [kg]	100
Força aplicada [N]	345
Reação no patim 1 [N]	534.6
Reação no patim 2 [N]	534.6
Reação no patim 3 [N]	189.4
Reação no patim 4 [N]	189.4
Vida útil [rev]	$2.187 \cdot 10^8$
Vida útil [horas]	218 700
Vida útil [km]	185 900

Os patins selecionados para o eixo linear xx têm como equivalência para o fabricante PMI a referência **MSA 15 E SS F1 H**.

6.2 Dimensionamento do eixo yy

À semelhança do caso anterior, a primeira iteração do eixo linear yy foi feita com os patins **MSA 15 E SS F1 H**. A distância entre os patins pertencentes à mesma guia é de 242 mm e a distância entre guias é de 180 mm. O ciclo dinâmico usado neste caso foi semelhante ao caso anterior, no entanto, o curso percorrido no troço com velocidade uniforme foi de 300 mm. É necessário notar que este eixo se encontra na posição frontal. A massa atuante no eixo linear yy é de 50 kg e o seu ponto de aplicação é o seguinte:

X= 121 mm

Y= 0 mm

Z= 100 mm

À semelhança do eixo xx, também neste atua a força de corte com uma magnitude de 345N no mesmo ponto de aplicação que a massa externa.

Apresentam-se, então, na Tabela 20, os resultados das reações nos patins e o tempo de vida em serviço dos mesmos para condições de fronteira definidas anteriormente.

Tabela 20 – Resultados do dimensionamento dos patins para o eixo linear yy (BoschRexroth 2006).

Referência do patim	MSA 15 E SS F1 H
Carga aplicada [kg]	50
Força aplicada [N]	345
Reação no patim 1 [N]	400.9
Reação no patim 2 [N]	155.9
Reação no patim 3 [N]	400.9
Reação no patim 4 [N]	155.9
Vida útil [rev]	$2.45 \cdot 10^8$
Vida útil [horas]	190 600
Vida útil [km]	159 300

Assim, os patins selecionados para o eixo linear yy foram os patins inicialmente previstos, em que a referência equivalente para o fabricante PMI é **MSA 15 E SS F1 H**.

6.3 Dimensionamento do eixo zz

Por fim, no eixo linear zz, os patins a serem usados para uma primeira iteração foram os patins com referência **MSA 15 E SS F1 H**. A distância entre os patins pertencentes à mesma guia é de 200 mm e a distância entre guias é de 260 mm. O ciclo dinâmico usado neste caso foi semelhante aos casos anteriores, no entanto, o curso percorrido no trecho com velocidade uniforme foi de 200 mm. Note-se que o eixo linear zz se encontra na posição vertical. A massa aplicada no eixo linear zz é de 25 kg e o seu ponto de aplicação é o seguinte:

X= 0 mm

Y= 130 mm

Z= 100 mm

Apresentam-se, então, na Tabela 21, os resultados das reações nos patins e o tempo de vida em serviço dos mesmos para condições de fronteira definidas anteriormente.

Tabela 21 – Resultados do dimensionamento dos patins para o eixo linear zz (BoschRexroth 2006).

Referência do patim	MSA 15 E SS F1 H
Carga aplicada [kg]	25
Força aplicada [N]	345
Reação no patim 1 [N]	142
Reação no patim 2 [N]	142
Reação no patim 3 [N]	142
Reação no patim 4 [N]	142
Vida útil [rev]	$1.529 \cdot 10^{10}$
Vida útil [horas]	$8.496 \cdot 10^6$
Vida útil [km]	$6.882 \cdot 10^6$

Assim, os patins selecionados para o eixo linear zz foram os patins inicialmente previstos, em que a referência equivalente para o fabricante PMI é **MSA 15 E SS F1 H**.

De seguida, na Tabela 22, apresenta-se o resumo dos componentes usados no sistema de guiamento.

Tabela 22 - Resumo das referências usadas no sistema de guiamento.

Patins	MSA 15 E SS F1 H
Guia linear do eixo xx	MSA 15 R 910 H
Guia linear do eixo yy	MSA 15 R 887 H
Guia linear do eixo zz	MSA 15 R 600 H

7 Mesa de trabalho

A mesa de trabalho é o local onde são colocadas as peças a maquinar. Note-se que a sua principal função é a fixação das peças, de forma a manter a sua posição durante as operações de maquinagem. Para tal, a solução mais comum é o uso de mesas com rasgos “em T” como representado na Figura 45, onde são colocados os respetivos grampos de fixação. Esta solução construtiva da mesa de trabalho permite também o escoamento do eventual fluido lubrificante.

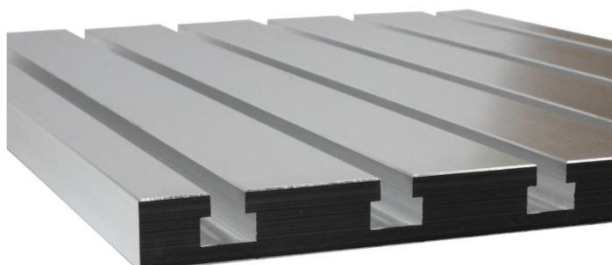


Figura 45 – Mesa de trabalho com rasgos “em T”(Vakuumtisch 2018).

De seguida, apresentam-se as dimensões da mesa de trabalho selecionada para esta dissertação, Figura 46. Esta é uma solução comercial em liga de alumínio e a sua tolerância é de 0.01 mm por cada 200 mm de comprimento (Vakuumtisch 2018).

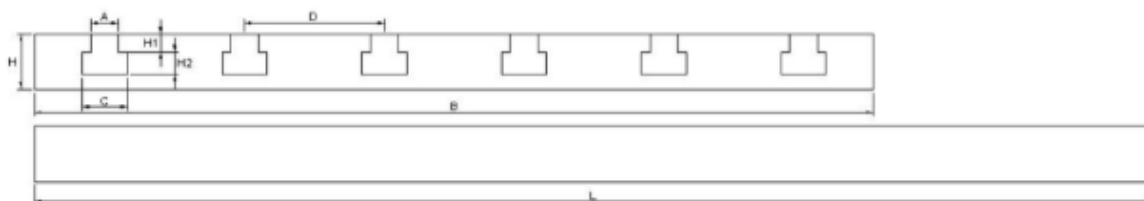


Figura 46 – Dimensões da mesa de trabalho (Vakuumtisch 2018).

C= 16 mm	H1= 6.5 mm
A= 10 mm	H2= 8 mm
B= 850 mm	H= 20 mm
L= 1000 mm	D= 50 mm

Para a presente dissertação, foi selecionada uma estrutura de suporte da mesa em alumínio com travessas longitudinais para diminuir a flecha, como representado na Figura 47. A mesa encontra-se fixa através de parafusos apenas nas extremidades, ou seja, estas travessas da estrutura de suporte funcionam apenas como um apoio para a mesma.

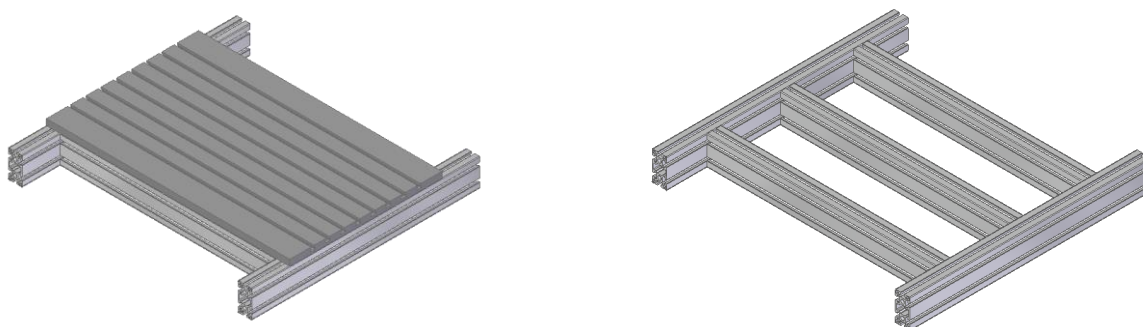


Figura 47 – Configuração da mesa de trabalho (à esquerda) e dos seus suportes (à direita).

As travessas horizontais e seus suportes foram colocados na orientação de maior inércia ao longo de todas as extremidades da mesa de trabalho, adicionando uma travessa a meio da sua largura para diminuir a flecha da mesa. A flecha da mesa e respetiva estrutura que a suporta será calculada posteriormente nesta dissertação.

Para a fixação da peça à mesa de trabalho são necessários acessórios, como fêmeas “em T” em aço, Figura 48. Estas fêmeas estão de acordo com a norma DIN 508 (Vakuumtisch 2018).

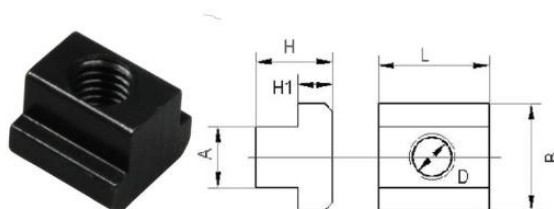


Figura 48 - Fêmea em T em aço para fixação da peça à mesa de trabalho (Vakuumtisch 2018).

Como referido anteriormente, são usados os grampos de fixação para fixação das peças à mesa, Figura 49. Estes permitem a fixação de peças com 4 a 45 mm de altura e o ajuste é feito através de um parafuso (Vakuumtisch 2018).

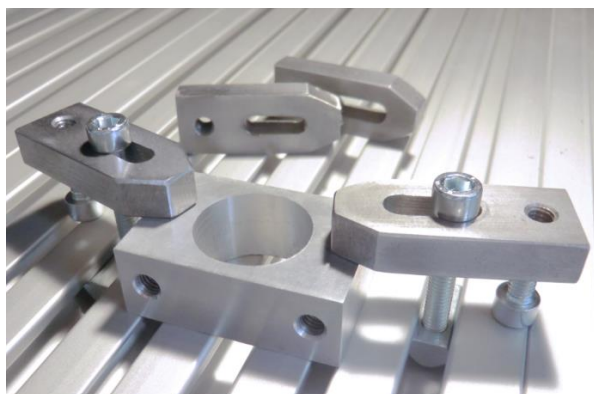


Figura 49 – Acessório para fixação e ajuste da peça na mesa de trabalho (Vakuumtisch 2018).

8 Protótipo virtual

Depois de selecionados e simulados os componentes necessários à construção do equipamento CNC, foi construído um modelo 3D com o auxílio do *software* SolidEdge®, da Siemens®. Na Figura 50 apresenta-se o modelo 3D do protótipo final do equipamento CNC de 3 eixos.



Figura 50 - Protótipo virtual do equipamento CNC proposto.

É conveniente esclarecer a relação existente entre os diferentes eixos lineares. Assim, apresenta-se o equipamento sem a estrutura de perfil, na Figura 51, e o diagrama que relaciona os diferentes eixos, na Figura 52.

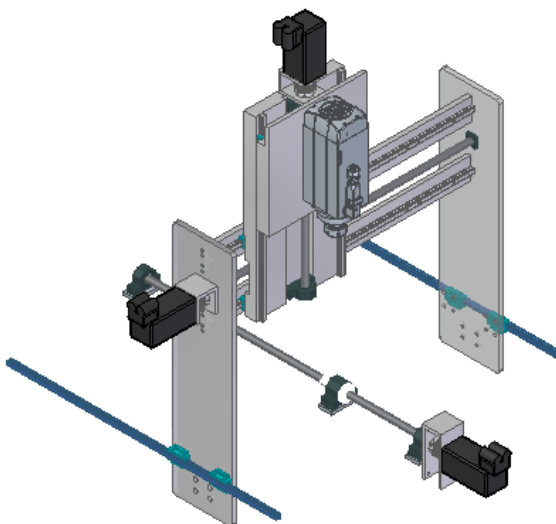


Figura 51 - Equipamento CNC sem sistema de estrutura.

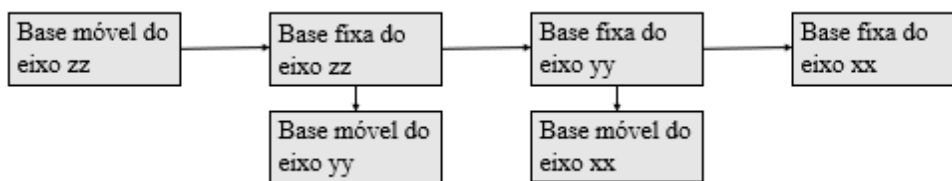


Figura 52 - Diagrama das relações entre os diferentes eixos lineares.

De acordo com o diagrama acima apresentado, a base móvel do eixo zz está fixa por ligações aparafusadas ao sistema de guiamento e transmissão do eixo zz. As guias deste eixo, por sua vez, estão também fixas por ligações aparafusadas à base fixa do eixo zz. Note-se que os patins e o suporte da fêmea do eixo yy estão ligados à base fixa do eixo zz, ou seja, a base móvel do eixo yy é a base fixa do eixo zz. Quanto ao eixo xx, o princípio da solução construtiva é o mesmo, ou seja, a base fixa do eixo yy é a base móvel do eixo xx, que está ligada à base fixa do eixo xx. No caso do eixo xx, as guias lineares e os suportes do fuso (mancais de apoio e suporte da fêmea) estão apoiados na estrutura de perfil de alumínio. Todas as ligações necessárias são aparafusadas. De seguida, apresentam-se os modelos 3D das bases dos eixos lineares. Todas as bases dos eixos lineares foram projetadas em alumínio.

8.1 Eixo zz

A base móvel do eixo zz tem furações para os patins e suporte da fêmea do mesmo eixo, bem como as furações para o servomotor e *spindle*, como representado na Figura 53. Estão também previstas as superfícies de referência para a montagem dos patins pertencentes ao eixo yy. O material da base móvel do eixo zz é em alumínio.

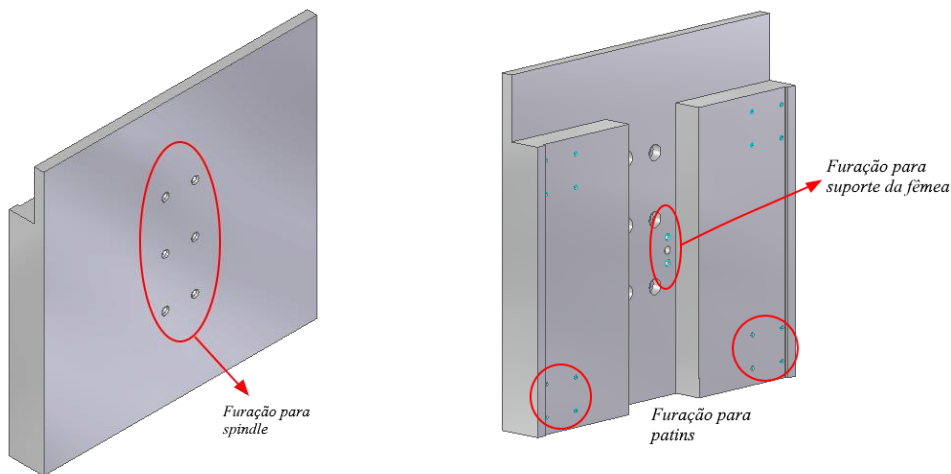


Figura 53 - Base móvel do eixo zz. Vista frontal (à esquerda) e vista traseira (à direita).

8.2 Eixo yy

Como já foi referido, a base fixa do eixo zz é a base móvel do eixo yy, o que significa que esta base terá que incluir as furações para as guias do eixo zz, para os suportes do fuso do eixo zz e para os patins do eixo yy. Esta base móvel do eixo yy em alumínio prevê as superfícies de referência para os patins do eixo yy e para as guias do eixo zz, representadas na Figura 54.

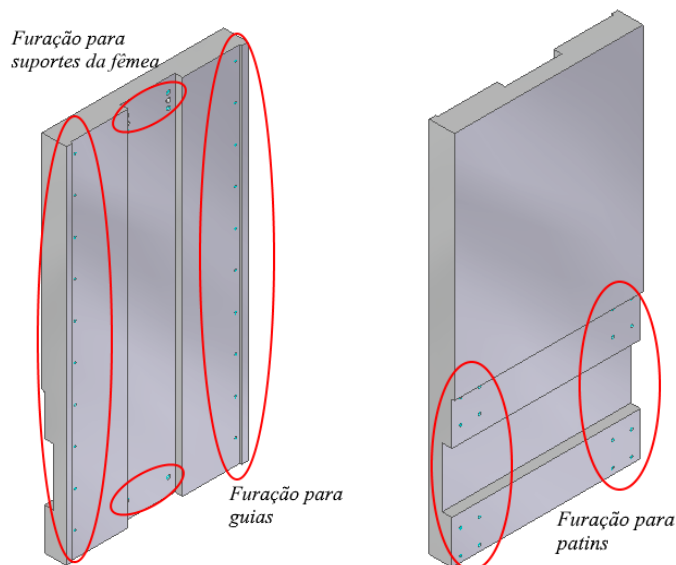


Figura 54 - Base móvel do eixo yy. Vista frontal (à esquerda) e vista traseira (à direita)

Os suportes do fuso do eixo yy bem como os patins do eixo xx estão fixos aos pórticos laterais do equipamento. A representação tridimensional destes apresenta-se na Figura 55.

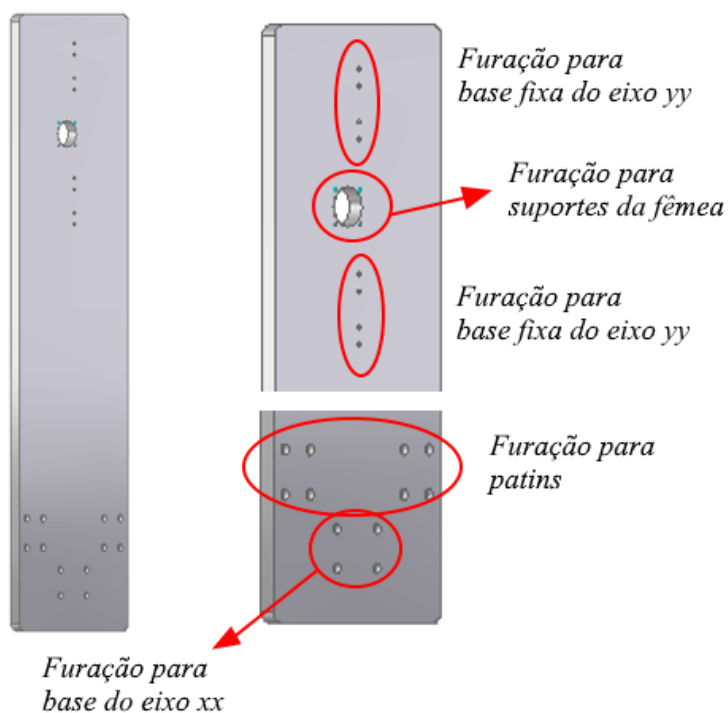


Figura 55 - Pórtico lateral com as furações para as bases fixas do eixo yy bem como para o suporte do fuso do eixo yy (em cima à direita); e para os patins do eixo xx e base de apoio dos suportes do fuso do eixo xx (em baixo à direita).

8.3 Eixo xx

Como foi referido, as guias e os suportes do fuso do eixo xx estão fixas por ligações aparafusadas à estrutura de perfil de alumínio. Assim, a configuração do suporte do eixo xx está representado na Figura 56.

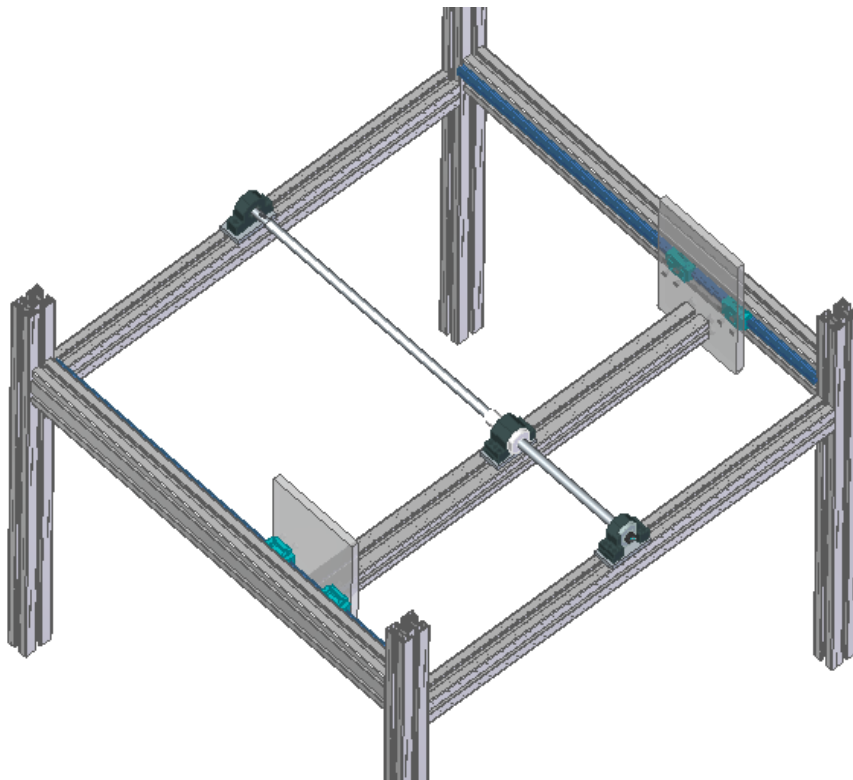


Figura 56 - Configuração das bases móvel e fixa do eixo xx.

Como se pode observar na Figura 56, as guias pertencentes ao eixo xx, representadas a azul escuro, estão fixas diretamente ao perfil de alumínio através de fêmeas em “T” e parafusos. Note-se que, como foi referido anteriormente, é necessário montar a proteção nos furos das guias para impedir a acumulação de substâncias externas nocivas no interior dos patins. Os patins que circulam nas guias lineares estão fixos aos pórticos laterais, o que significa que quando o eixo xx é acionado, todo o pórtico de *Gantry* se move, solidariamente à fêmea do fuso de esferas.

O desenho de conjunto do protótipo virtual apresentado encontra-se no Anexo B.1 – (Desenho de conjunto).

8.4 Estrutura

A estrutura do equipamento foi projetada para ser construída em perfil de alumínio, fornecido pela representada Wolweiss®. Os perfis são classificados de acordo com as dimensões exteriores e classe de resistência (classe SL – super ligeiro; L – ligeiro; H – reforçado) dos mesmos (Wolweiss 2018).

Os perfis selecionados para o equipamento CNC projetado nesta dissertação foram os perfis de secção 45x60. Para os suportes da mesa de trabalho foram selecionados os perfis de secção 45x90H (reforçados) por ser necessário um momento de inércia superior para cumprir o requisito da resolução do equipamento. De seguida, na Figura 57, são apresentadas secções de cada um dos perfis bem como as dimensões dos mesmos.

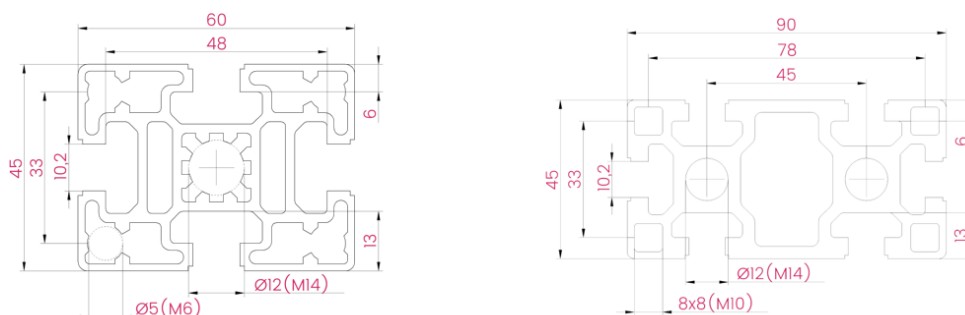


Figura 57 - Dimensões dos perfis 45x60 (à esquerda) e 45x90H (à direita) (Wolweiss 2018).

De seguida, na Figura 58 apresentam-se as características dos perfis 45x60 e 45x90H (Wolweiss 2018).

Code Referência	Mass (kg/m) Massa	Moment of inertia I _x (cm ⁴) Momento de inércia	Moment of inertia I _y (cm ⁴) Momento de inércia	Moment of resistance W _x (cm ³) Momento resistente	Moment of resistance W _y (cm ³) Momento resistente
AST04509006H	4,4	32,5	122,2	14,5	27,2
AST04506004	2,4	16,2	27,8	7,2	9,3

Figura 58 - Características dos perfis (Wolweiss 2018).

Quanto às cargas suportadas pela estrutura do equipamento, esta suporta o peso da mesa e peça, bem como o peso dos eixos lineares. No entanto, estas duas cargas são suportadas por secções diferentes da estrutura. Assim, é necessário saber qual a flecha sofrida pelos perfis quando sujeitos às cargas da aplicação.

A configuração dos suportes da mesa de trabalho encontra-se representada na Figura 47. Uma vez que a massa da mesa e da peça a trabalhar representa uma massa total de cerca de 70 kg, simular-se-á a estrutura anterior sujeita a uma carga distribuída de 70 kg na face superior da mesa de trabalho. As condições de fronteira simuladas estão presentes na Figura 59, nas faces que contactam com o exterior.

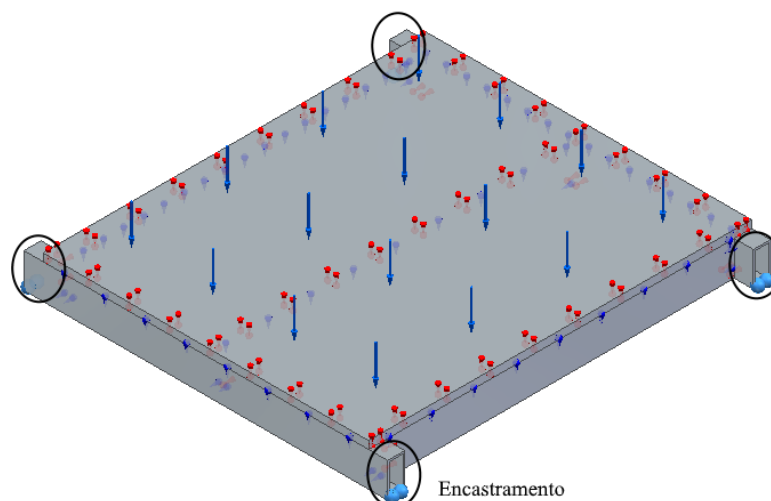


Figura 59 - Condições de fronteira utilizadas na simulação da mesa de trabalho.

Note-se que, para esta simulação utilizou-se uma representação simplificada dos perfis uma vez que o *software* não permitia a geração de malha em geometrias com esta complexidade. Assim, foi usado um perfil tubular com os mesmos momentos de inércia e os resultados obtidos estão representados na Figura 60.

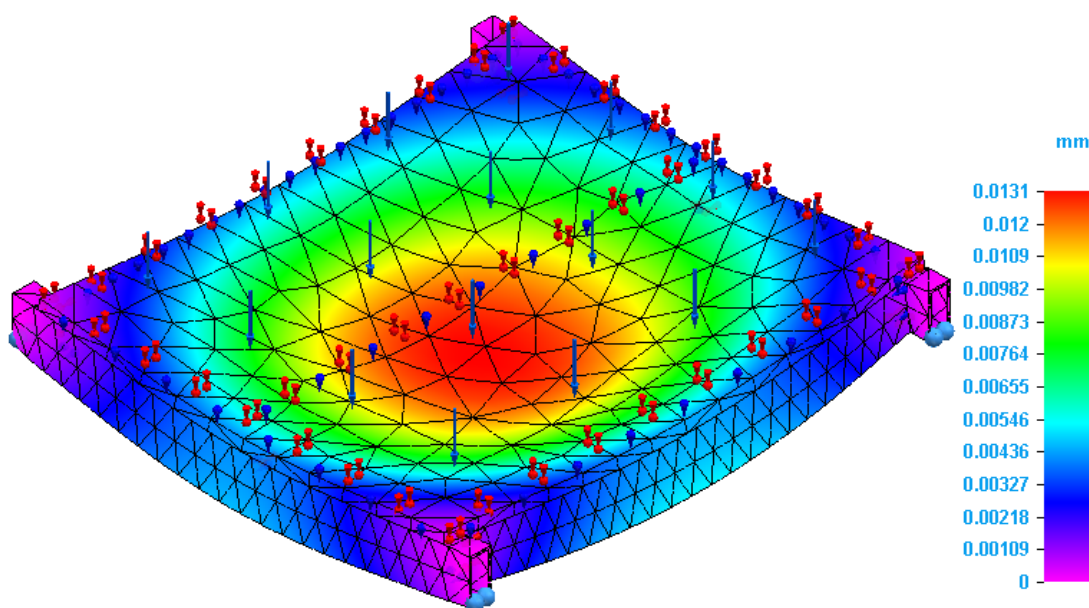


Figura 60 - Resultados da simulação da mesa de trabalho.

Desta forma, é possível verificar que a flecha máxima da estrutura de suporte da mesa de trabalho ocorre no centro da mesa de trabalho com uma magnitude de 0.0131 mm.

É também necessário estudar a flecha nos perfis que suportam o peso dos eixos lineares. A massa total dos eixos lineares é de 100 kg e está apoiada em dois perfis de dimensões 45x90H reforçado. Isto significa que cada perfil suporta metade do peso dos eixos lineares. Assim, foi calculada a flecha de cada perfil, em que este se encontra encastrado nas extremidades e está sujeito a uma carga concentrada de 50 kg no meio da viga (situação crítica). A expressão que calcula a flecha de uma viga com estas condições de fronteira é dada por:

$$f = \frac{F \cdot L_1^3}{192 \cdot E \cdot I \cdot 10^4} [mm] \quad (18)$$

Da equação (18), f é flecha do perfil em mm, F é a carga a que o perfil está sujeito [N], L_1 é o comprimento do perfil [mm], E é o módulo de Young do perfil [MPa] e I é o momento de inércia relativo ao eixo que suporta a carga [cm⁴]. Este, como já foi referido, é o eixo de maior inércia do perfil. Uma vez que está a ser usado perfil de alumínio com as dimensões 45x90 mm reforçado, o módulo de Young toma o valor de 70 000 MPa e o momento de inércia utilizado para este cálculo é de 122.2 cm⁴.

Assim, vem:

$$f = \frac{500 \cdot 910^3}{192 \cdot 70\,000 \cdot 122.2 \cdot 10^4} = 0.023 \text{ mm}$$

A flecha máxima destes perfis é, portanto, de 0.023 mm. Conclui-se que todas as flechas existentes são aceitáveis para a aplicação em causa.

8.5 Fixação servomotor-acoplamento

A fixação dos servomotores ao sistema de transmissão (fuso de esferas) é realizada através de um acoplamento e uma flange que faz a ligação entre ambos os componentes. A flange é fixa à estrutura (neste caso, ao pórtico lateral da máquina) e ao servomotor, que tem a furação para fixação de acordo com a Figura 18. De seguida, na Figura 61 apresenta-se a configuração utilizada para a fixação do servomotor. No Anexo B.1 apresentam-se os desenhos de definição das flanges dos eixos lineares.

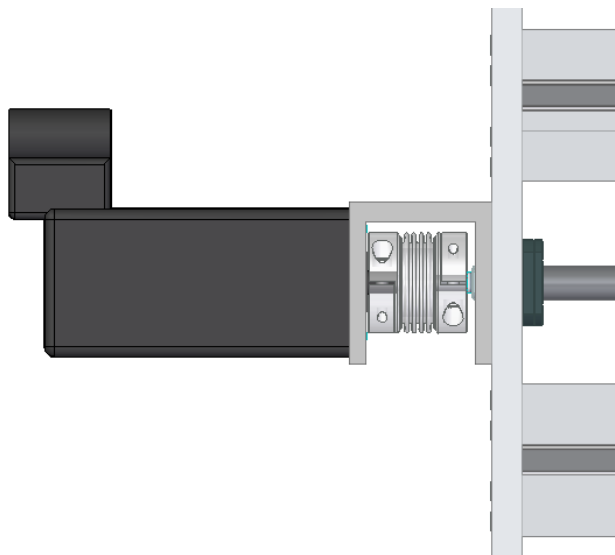


Figura 61 - Fixação entre servomotor e estrutura adotada no modelo 3D.

9 Acessórios

Para além de integrar os diferentes sistemas até então dimensionados, é necessário selecionar outros componentes que contribuam para o bom funcionamento da máquina, prolongando a sua vida útil.

9.1 Foles de proteção

Os *foles e blindagens de proteção* têm como objetivo principal a segurança do equipamento ou dos operadores das máquinas. Estes são usados para proteção dos operadores na medida em que vedam o acesso dos mesmos a locais perigosos do equipamento, como locais em que existem massas em movimento, por exemplo. São também acessórios muito importantes no que diz respeito à proteção dos equipamentos uma vez que previnem a entrada de objetos estranhos que possam danificar os próprios componentes da máquina. Em alguns casos, também é aconselhado o uso de foles de proteção quando é necessário ocultar componentes que prejudiquem o *design* do equipamento (PEI 2017).

Assim, neste caso, é recomendada a utilização de foles de proteção para proteger os componentes do equipamento, como guias e patins lineares e fusos de esferas. Como já foi referido anteriormente, se componentes externos entrarem na recirculação de esferas dos patins lineares colocam em causa o seu correto funcionamento. Assim, é especialmente importante proteger estes últimos componentes.

A representada PEI® disponibiliza um tipo de foles de proteção especialmente concebidos para guias lineares, componente crítico a proteger, como se pode observar na Figura 62. É então necessário definir determinados requisitos e dimensões para o fole de proteção uma vez que estes são componentes únicos.

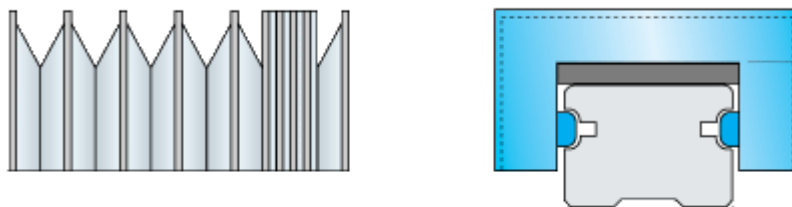


Figura 62 – Fole de proteção para guias (PEI 2017).

Para determinar as dimensões que o fole precisa de ter é necessário definir o material do mesmo, como apresentado na Figura 63, uma vez que este influencia o espaço ocupado quando o fole está fechado.

Type of material	Stiffener	Fabric material	Closed length for 1000 mm of open length
S1	PVC 0,50	PVC + Polyester + PVC 0,25 (TEMAT020)	90
P1	PVC 0,50	Polyurethane + Polyester + Polyurethane 0,25 (TEMAT015)	90
LX	PVC 1,00	Polyurethane Panox/Kevlar + Polyurethane 0,33 (TEMAT169)	150

Figura 63 - Materiais possíveis para o fole de proteção (PEI 2017).

O material selecionado foi o LX-TEMAT 169 uma vez que o fole e as suas fixações são mais resistentes que os restantes. Este material tem excelente resistência à abrasão e a óleos, bem como elevada resistência a limalhas quentes. Este tipo de foles de proteção ocupa 150 mm quando se encontra fechado, o que significa que este componente tem de ser previsto no projeto do equipamento ou, mais tarde, irá eliminar curso dos eixos lineares. Assim, no caso deste

equipamento, o curso útil dos eixos lineares foi projetado para que os foles de proteção possam ser implementados. As dimensões do fole de proteção são apresentadas de seguida, na Figura 64. Estas têm que ser verificadas para assegurar que são compatíveis com os patins do fabricante PMI (PEI 2017).

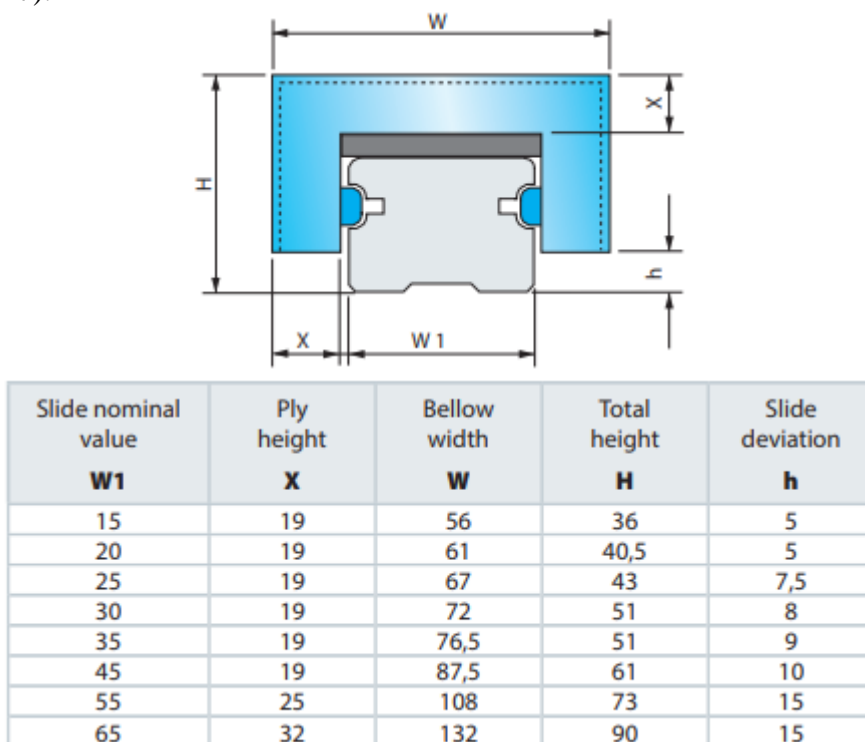


Figura 64 - Dimensões do fole de proteção (PEI 2017).

Definidas estas características é ainda necessário definir o tipo de fixação do fole à estrutura da máquina. Esta pode ser feita através de ligações aparafusadas ou de uma flange com velcro. Para a aplicação em causa, seleciona-se a fixação com ligações aparafusadas pela sua simplicidade, como apresentado na Figura 65.

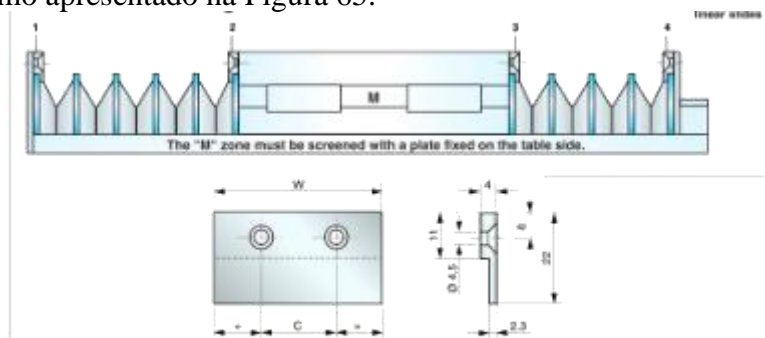


Figura 65 - Fixação dos foles de proteção (PEI 2017).

9.2 Guias para abertura da porta frontal

Para ser possível o acesso ao interior do equipamento é necessário implementar guias na zona frontal do mesmo. Foi construída uma porta em perfil de alumínio fixa aos patins para possibilitar a abertura desta porta de forma guiada e sem esforço.

Para esta aplicação, uma vez que não é necessária a precisão dos eixos lineares, selecionaram-se as guias X-Rail, da Rollon®, representadas na Figura 66. Selecionou-se a configuração apoio fixo/mancal livre, uma vez que a guia em U compensa os erros de paralelismo e as folgas existentes.



Figura 66 - Guias lineares para abertura da porta frontal do equipamento (Rollon 2018).

Assim sendo, os modelos selecionados, com base no catálogo da Rollon®, para a abertura da porta frontal do equipamento foram **TES-20 – CES20** para apoio fixo e **UES-20 – CESU20** para apoio livre. As guias são fixas à estrutura do equipamento e os patins são fixos nos rasgos do perfil móvel.

9.3 Pega da porta

Para permitir a abertura da porta, é também necessária uma pega. Foi selecionada uma pega da representada Elesa+Ganter®, com a referência **EBR-SW-D-F5**, representada na Figura 67.



Figura 67 - Pega para abertura da porta frontal (Elesa+Ganter 2018b).

Este dispositivo contém um contacto normalmente aberto (NA) e um normalmente fechado (NC) para que sejam feitas as ligações de forma a assegurar que a porta não é aberta quando o equipamento se encontra em funcionamento. O acionamento dos contactos dá-se ao pressionar

o botão da pega. Esta é alimentada a 24V DC e o estado do microswitch é indicado pela presença de uma luz vermelha ou verde.

Assim, com as ligações corretas aplicadas, a luz vermelha da pega encontra-se ligada enquanto o equipamento está em funcionamento e a luz verde está desligada. Quando o botão é pressionado, o operador pede acesso ao interior do equipamento e, neste caso, a luz vermelha desliga-se e a luz verde liga-se (Elesa+Ganter 2018b).

9.4 Atuador pneumático

Para ser possível regular a posição da porta frontal do equipamento, foi selecionado um atuador pneumático, da FESTO®. Este atuador é de duplo efeito para que consiga controlar ambos os movimentos de subida e descida e respeita a norma ISO 15552.



Figura 68 - Atuador pneumático (FESTO 2018).

A referência de fabricante deste atuador é **DSBC** e tem amortecimento ajustável em ambas as posições finais e tem um curso até 2 800 mm. No caso da aplicação, é apenas necessário um curso de 1165 mm e tem um curso de amortecimento de 17 mm. O diâmetro do êmbolo escolhido é de 32 mm e a força teórica que o cilindro consegue fazer a 6 bar de pressão no movimento de avanço é de 483 N e no movimento de retorno é de 415 N. A detecção de posição é realizada através de sensores de proximidade.

9.5 Quadro elétrico

Todos os equipamentos necessitam de um local para acomodar componentes elétricos (como *drivers*, contactores, entre outros) que sejam necessários para o comando e automatização do equipamento. Assim, selecionou-se uma caixa para um quadro elétrico, onde poderão ser armazenados esses componentes. Este armário mural faz parte da gama de produtos da Quitérios® (Quitérios 2017).

O modelo escolhido tem as dimensões 550x500x90 mm e é fabricado em chapa de aço. A sua referência, de acordo com o fabricante, é **CX QUADRO (2x24+1x23) 71md P90 EXT**, como apresentado na Figura 69.

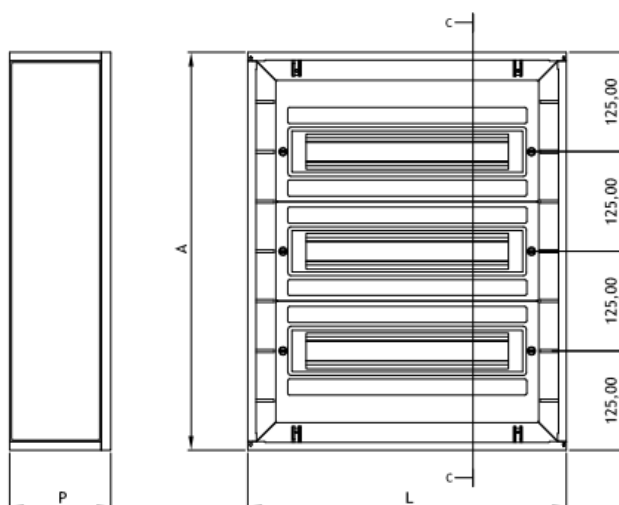


Figura 69 - Dimensões gerais do quadro elétrico (Quitérios 2017).

Aquando do projeto de automatização do equipamento, serão selecionados os acessórios necessários para fixação dos *drivers* e outros.

É de notar que o espaço indicado para estes componentes foi projetado, situando-se numa das laterais do equipamento, onde existirá fácil acesso aos mesmos, sempre que necessário.

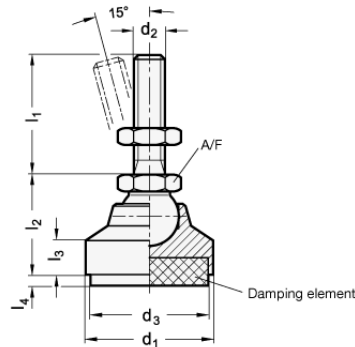
9.6 Pés niveladores

Os pés niveladores são componentes importantes para o nivelamento do equipamento. Selecionaram-se os pés niveladores da representada Eles+Ganter®. Estes têm a capacidade de absorver vibrações, contribuindo para o melhor funcionamento do equipamento. Assim sendo, o modelo selecionado foi **GN 342.2**, representado na Figura 70.



Figura 70 - Pés niveladores GN342.2 (Elesa+Ganter 2018a).

De seguida, apresentam-se as dimensões dos pés niveladores selecionados para a aplicação, na Figura 71. A coluna com descrição “ l_4 Compression in N/mm^2 0” refere-se à carga a que cada pé nivelador pode estar permanentemente sujeito. (Elesa+Ganter 2018a).



Description	d_1	d_2	l_1	d_3	l_2	l_3	l_4 Compression in N/mm^2 0
GN 342.2-32-M10-50-SV	32	M 10	50	30	29	11	5.5
GN 342.2-32-M10-80-SV	32	M 10	80	30	29	11	5.5
GN 342.2-40-M12-63-SV	40	M 12	63	38	30	9.5	6
GN 342.2-40-M12-100-SV	40	M 12	100	38	30	9.5	6
GN 342.2-50-M12-63-SV	50	M 12	63	48	30.5	9	6.5
GN 342.2-50-M12-100-SV	50	M 12	100	48	30.5	9	6.5
GN 342.2-60-M16-80-SV	60	M 16	80	58	37.5	10	7
GN 342.2-60-M16-125-SV	60	M 16	125	58	37.5	10	7

Figura 71 - Dimensões e características técnicas dos pés niveladores (Elesa+Ganter 2018a).

10 Componentes utilizados

Componente	Referência	Qtd.	Fabricante
Mesa de trabalho	T-Nutenplatte 10085	1	Vakuumtisch
Perfil alumínio 45x90	AST04509004H	7	Wolweiss
Perfil alumínio 45x60	AST04506004	39	Wolweiss
Guias lineares xx	MSA 15 R 910 H	2	PMI
Guias lineares yy	MSA 15 R 880 H	2	PMI
Guias lineares zz	MSA 15 R 510 H	2	PMI
Patins lineares	MSA 15 E SS F1 H	12	PMI
Fuso/fêmea de esferas xx	1R20-05T4-DDB-910-0.023	1	Hiwin
Fuso/fêmea de esferas yy	1R20-05T4-DDB-880-0.023	1	Hiwin
Fuso/fêmea de esferas zz	1R16-05T3-DDB-510-0.023	1	Hiwin
Suporte fixo	SFA-10	2	Hiwin
Suporte livre	SLA-10	2	Hiwin
Suporte fixo	FF10-C5	1	Hiwin
Suporte livre	FK10-C5	1	Hiwin
Suporte p/ fêmea	GFD16	1	Hiwin
Suporte p/ fêmea	GFD20	2	Hiwin
Guias p/ porta	TES-20 – CES20	2	Rollon
<i>Spindle</i>	MT 1090-100-2.5kW-S1	1	HSD
Servomotor	CMP40S	3	SEW
Acoplamento	BKC-15-8-9-4	3	R+W
Quadro elétrico	CX QUADRO (2x24+1x23) 71md P90 EXT	1	Quitérios
Pés niveladores	GN 342.2-32-M10-80-SV	6	Elesa+Ganter
Pega	EBR-SW-D-F5	1	Elesa+Ganter
Atuador pneumático	DSBC	1	FESTO
Foles de proteção		6	PEI
Sensores fim de curso	SL25-50C3PWP	6	Schmersal
Pórtico lateral		2	
Placas de ligação		3	
Base fixa yy (cima)		1	
Base fixa yy (baixo)		1	
Base fixa zz		1	
Base móvel zz		1	
Flange xx		1	

Flange yy		1	
Flange zz		1	
Blindagem		1	
Prateleiras		3	
Proteções acrílico		5	

Após a listagem de peças, foi calculado o custo de material para o fabrico do equipamento e estimado qual o valor de aquisição do equipamento CNC no mercado. Concluiu-se que o valor de aquisição no mercado do equipamento CNC no estado atual seria de cerca de 11 000€.

11 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro

Nesta dissertação foi proposta a realização do projeto de um equipamento CNC de 3 eixos para realizar operações de maquinagem em alumínio ou outros metais macios. Para isso, foi necessário dimensionar sistemas de acionamento, transmissão, guiamento, estrutura e segurança.

A solução adotada para o sistema de acionamento foram os servomotores *AC brushless* pois não necessitam de manutenção, são compactos e têm uma precisão elevada. O seu comportamento dinâmico excelente foi também uma vantagem importante que levou à escolha desta solução. Para a transmissão de movimento entre o servomotor e o fuso foram selecionados acoplamentos de fole metálico devido à sua elevada rigidez torsional e baixo momento de inércia. Estes também absorvem desalinhamentos que minimizam erros no controlo de posição.

O sistema de acionamento da ferramenta foi também dimensionado. Para isso, foi necessário definir qual o maior diâmetro de fresa que o equipamento permitia utilizar e calcular a potência de corte necessária para as operações de fresagem. Foi assim definido o *spindle* que aciona a ferramenta de trabalho.

Por sua vez, para o sistema de transmissão, foram selecionados fusos de esferas devido à sua elevada precisão e baixo atrito. Para mais, verificou-se que a utilização de elementos rolantes (como esferas ou rolos) nos componentes se traduzem numa elevada capacidade de carga e eficiência dos mesmos. Assim, tendo isto em consideração, para o sistema de guiamento, concluiu-se que as guias e patins lineares de precisão são a melhor solução para a aplicação devido ao seu baixo atrito, elevadas velocidades lineares e precisão.

Quanto à estrutura, esta foi projetada em perfil de alumínio uma vez que é uma solução versátil, capaz de construir estruturas complexas e de baixo custo. Esta foi idealizada de acordo com as dimensões características de cada eixo linear. A estrutura é também um elemento integrante da componente de segurança uma vez que o acesso dos operadores ao interior do equipamento quando este se encontra em funcionamento foi vedado, evitando a projeção de limalha resultante da operação de maquinagem. Foram também selecionados sensores fim de curso e sensores de segurança para assegurar a proteção do equipamento em caso de avarias ou irregularidades de controlo.

Por fim, foi realizado um desenho de conjunto de todo o sistema bem como os desenhos de definição das peças projetadas (bases fixas e móveis dos eixos lineares, entre outras), essenciais para a interpretação e construção de um projeto no ramo de Engenharia Mecânica.

O projeto de construção mecânica está completo e permite a sua implementação e construção. No entanto, após esta dissertação, é ainda necessário dimensionar e implementar todos os componentes de controlo e automatização do equipamento uma vez que este contém apenas elementos mecânicos. Para que este seja comercializado, é necessário verificar o cumprimento das normas de segurança de acordo com a Diretiva Europeia - Máquinas. É também importante a redação de um manual de manutenção do equipamento CNC para expor quais as medidas que garantem o correto funcionamento do equipamento e o prolongamento da sua vida útil. Uma vez implementadas estas medidas, o equipamento encontrar-se-á totalmente funcional para ser comercializado, como pretendido.

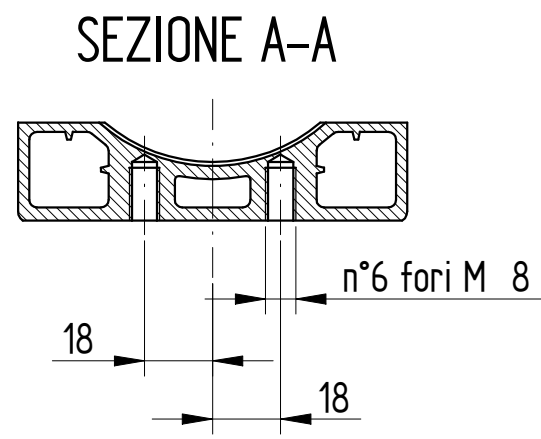
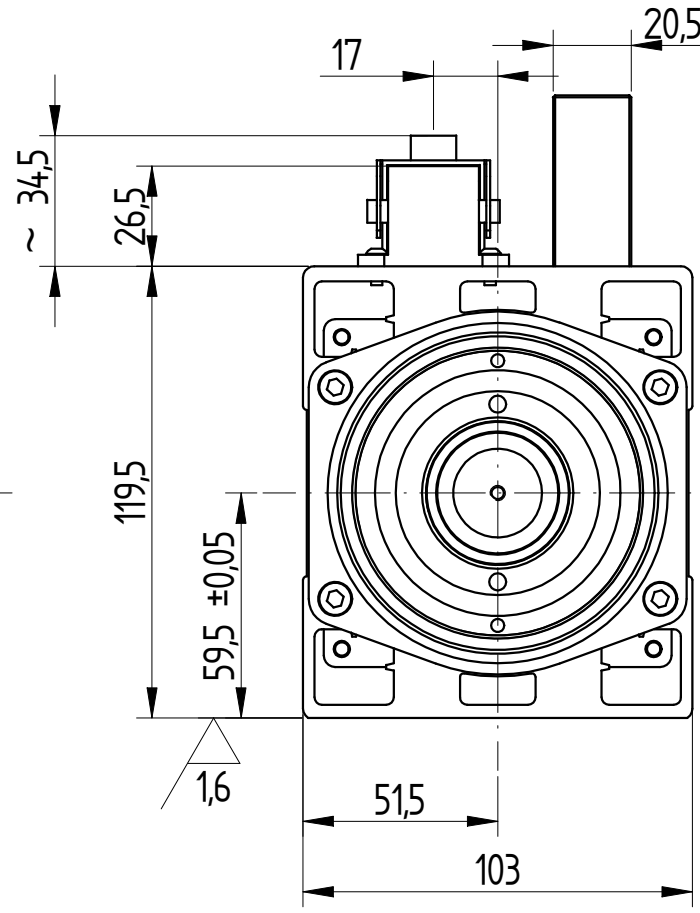
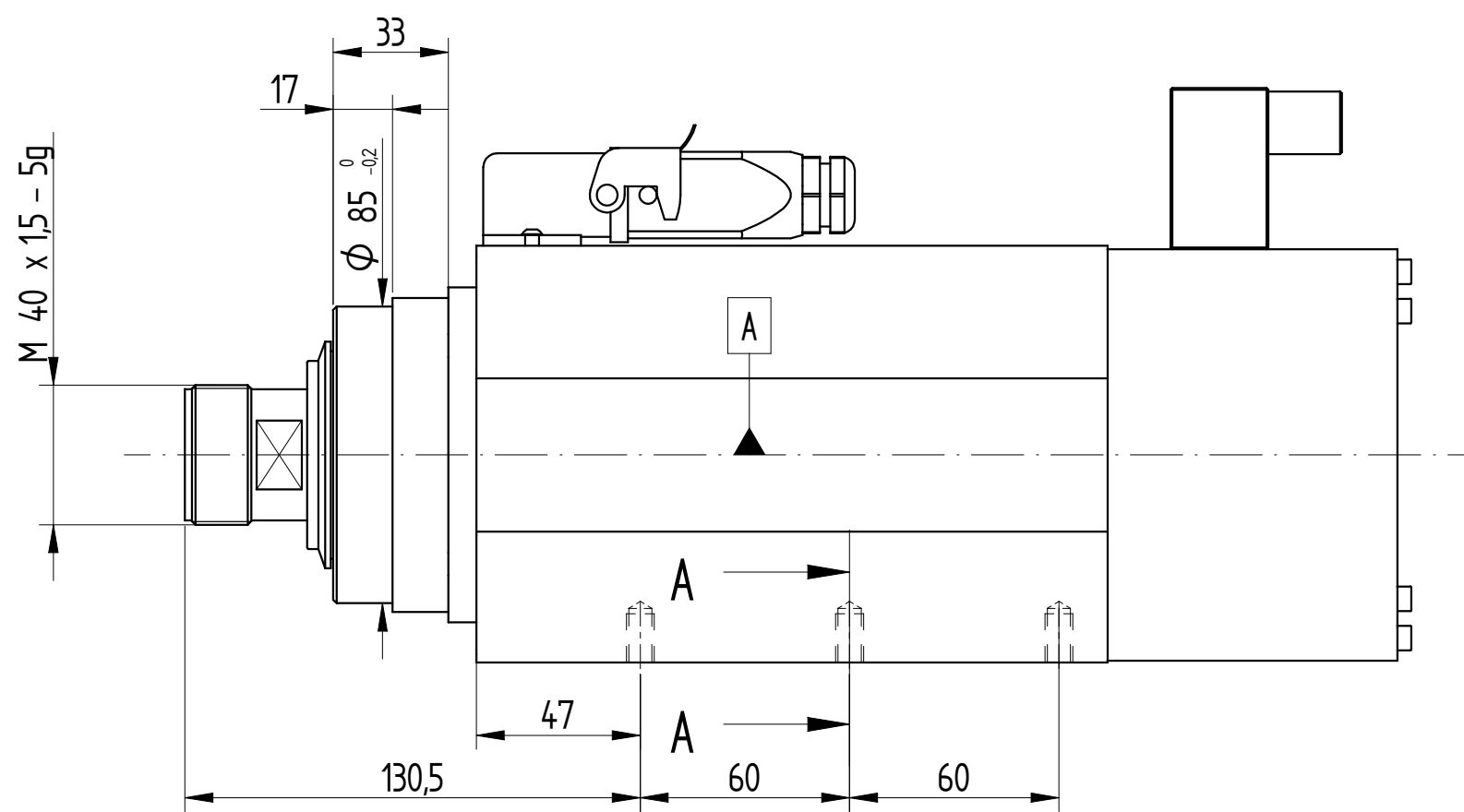
Referências

- Abreu, Paulo. 2017. Apontamentos de Sistemas Eletromecânicos, FEUP.
- Accuride. 2018. "Linear Motion Technology." accessed 16.02.2018. <https://www accuride.com/en-us>.
- Arieiro, Tiago. 2013. "Manutenção e reparação de máquinas-ferramentas de comando numérico." Dissertação de Mestrado, Universidade do Minho.
- AtiBrasil. 2018. accessed 05.03.2018. <http://atibrasil.com.br/produto/cremalheira-dente-helicoidal-m3-1000mm-q6/>.
- Azevedo, Américo Luiz de. 2008. *Fundamentos CNC para usinagem*.
Linear Motion Designer 3.0.
- Carbide, Mitsubishi. 2018. Technical Data Catalog.
- ChiaravalliGroup. 2018. Standard Open Transmission Components. Italy.
- ContiGroup. 2018. "Trapezoidal Threaded Spindles".
- Elesa+Ganter. 2018a. Levelling Elements. Italy.
- Elesa+Ganter. 2018b. U-Handles.
- Europeu, Parlamento. 2006. "Diretiva 2006/42/CE do Parlament Europeu e do Conselho relativa às máquinas." *Jornal Oficial da União Europeia*.
- FESTO. 2018. "Standard cylinders."
- Gambini. 2018. Gambini meccanica - Product Catalog.
- Gonçalves, Diogo. 2015. "Montagem e Teste de um CNC modular." Dissertação de Mestrado, DeMec, Universidade de Porto.
- Hiwin. 2018. "Hiwin - General Catalog."
- Mechatronics, HSD. 2018. accessed 11.04.2018. http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co_id=403.
- Misumi. 2018. "Fasteners." <https://uk.misumi-ec.com/>.
- Morais, Simões. 2003. *Desenho Técnico Básico*. 23 ed. Vol. 3: Porto Editora.
- Moreira, André Filipe Leal. 2015. "Máquina-ferramenta CNC para gravação: desenvolvimento de protótipo de baixo-custo." Dissertação de Mestrado, Universidade do Minho.
- Omicron. 2018. "Omicron." accessed 10.02.2018. <http://omicrom.com.br/geral/guias-lineares-2/>.
- Ouplan. 2018. "Ouplan." accessed 10.02.2018. <http://www.ouplan.net/pt/index.html>.
- Palbit. 2018. General Catalog. edited by S.A. Palbit.
- PEI. 2017. Thermic welded covers for linear slides.
- PMI. 2018. Linear Motion Systems - General Catalog.
- Pronum. 2018. "Pronum." accessed 10.02.2018 http://www.pronum.pt/index.php?lang=pt&service=3_eixos#home.
- Quitérios. 2017. SafetyMax.
- R+W. 2018. Precision Couplings.

- Rollon. 2018. "Compact Rail." accessed 10.02.2018. <http://www.rollon.com/IN/en/products/linear-line/1-compact-rail/>.
- Schmersal. 2018. "Sensores indutivos e capacitivos." accessed 10.06.2018. <http://www.schmersal.com.br/nc/produtos/automacao/produto/product/sensores-indutivos-e-capacitivos/>.
- SEW. 2018. CMP Servomotors Catalog.
- SKF. 2018. "Linear Motion Technologies." accessed 16.02.2018. <http://www.skf.com/pt/products/motion-technologies/linear-guides-and-tables/linear-ball-bearings/index.html>
- Standardization, International Organization for. 2006. "Ball Screws: Acceptance conditions and acceptance tests."
- Suh, Suk-Hwan, Seong Kyoon Kang, Dae-Hyuk Chung, and Ian Stroud. 2008. *Theory and design of CNC systems*: Springer Science & Business Media.
- THK. 2018. "THK ", accessed 09.02.2018. <http://www.thk.com/?q=br/node/4661>
- Vakuumtisch. 2018. "T-Nutenplatten." accessed 27.04.2018. <https://www.vakuumtisch.de/>.
- WEG. 2018. "Automação - Sensores e fontes." accessed 10.06.2018. <http://www.weg.net/institutional/US/en/>.

ANEXO A: Ficha técnica dos componentes utilizados

Anexo A.1 - Desenho técnico do *spindle*

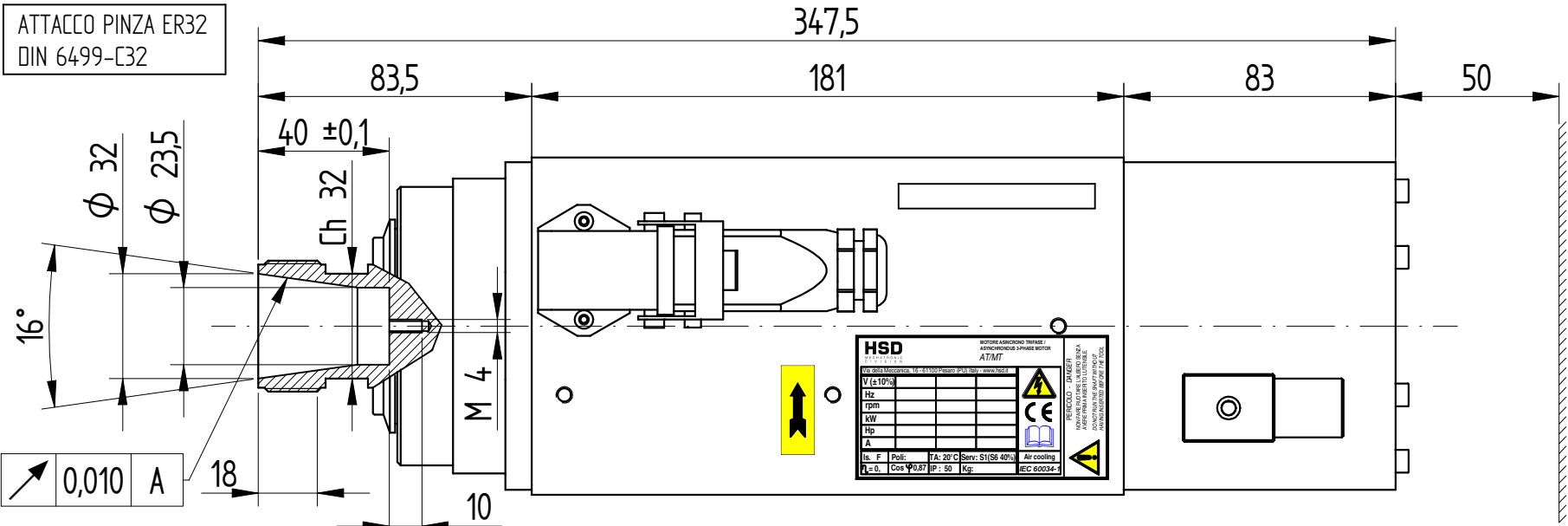


Collegamento elettroventola
Fan wiring 24V - dc

24V - dc
270 mA
6,5 W

2 - BLACK (-Vcc)
1 - RED (+Vcc)

ATTACCO PINZA ER32
DIN 6499-C32



CONNESSIONI ELETTRICHE / ELECTRIC CONNECTIONS															
	<table border="1"> <thead> <tr> <th>Nr. Pin</th> <th>Descrizione / Description</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>1</td> <td>U Fase / Motor phase</td> </tr> <tr> <td>2</td> <td>V Fase / Motor phase</td> </tr> <tr> <td>3</td> <td>W Fase / Motor phase</td> </tr> <tr> <td>4</td> <td>** Bimetallo / Bi-metallic</td> </tr> <tr> <td>5</td> <td>** Bimetallo / Bi-metallic</td> </tr> <tr> <td>⊕</td> <td>Terra elettromandrino / Earth connection</td> </tr> </tbody> </table>	Nr. Pin	Descrizione / Description	1	U Fase / Motor phase	2	V Fase / Motor phase	3	W Fase / Motor phase	4	** Bimetallo / Bi-metallic	5	** Bimetallo / Bi-metallic	⊕	Terra elettromandrino / Earth connection
Nr. Pin	Descrizione / Description														
1	U Fase / Motor phase														
2	V Fase / Motor phase														
3	W Fase / Motor phase														
4	** Bimetallo / Bi-metallic														
5	** Bimetallo / Bi-metallic														
⊕	Terra elettromandrino / Earth connection														
** Vedi "Manuale istruzioni ed avvertenze per l'uso" per le caratteristiche tecniche ** See "User's guide" for technical informations															

DATI MOTORE E CURVE CARATTERISTICHE / PERFORMANCES AND MOTOR RATINGS	
Tensione / Voltage	V ±10% 380
Potenza resa / Output Power	kW 2,5 (3,2)
Corrente nom. / Current	A 5,2 (6,7)
Frequenza / Frequency	Hz 300
rpm	rpm 18000
Coppia nom. / Torque	Nm 1,33 (1,7)
Cuscinetto Ant. / Front Bearing	cont.obliquo
Cuscinetto Post. / Post. Bearing	radiale
Rendimento / Efficiency	η 0,82
Fattore di potenza / Power factor	cos φ 0,86
Numero di poli / Poles	2
Tipo di servizio / Service type	S1 (S6 40%)
Classe di isolam. / Insulation class	F
Raffreddamento / Cooling	Elettroventola
Peso / Weight	Kg 10
Grado IP / Type of Protection	IP 50

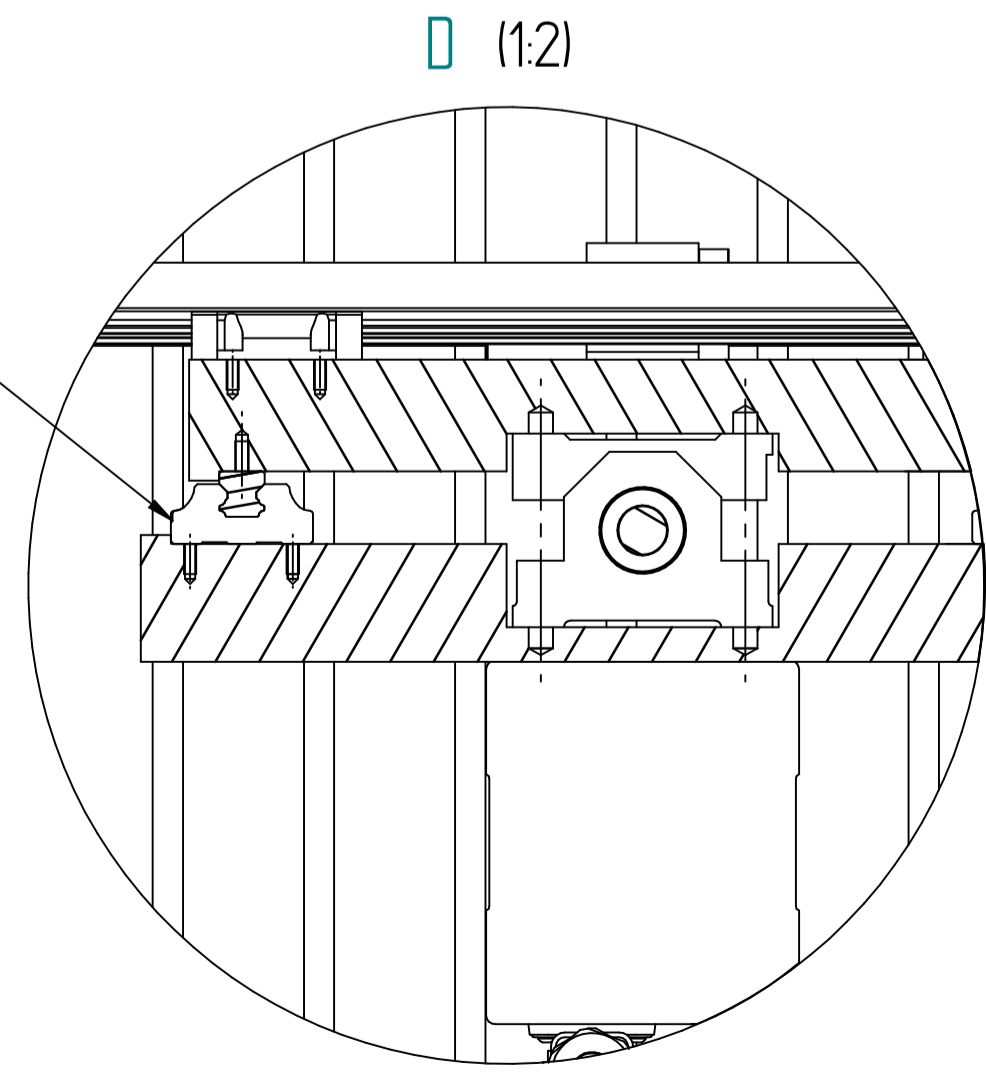
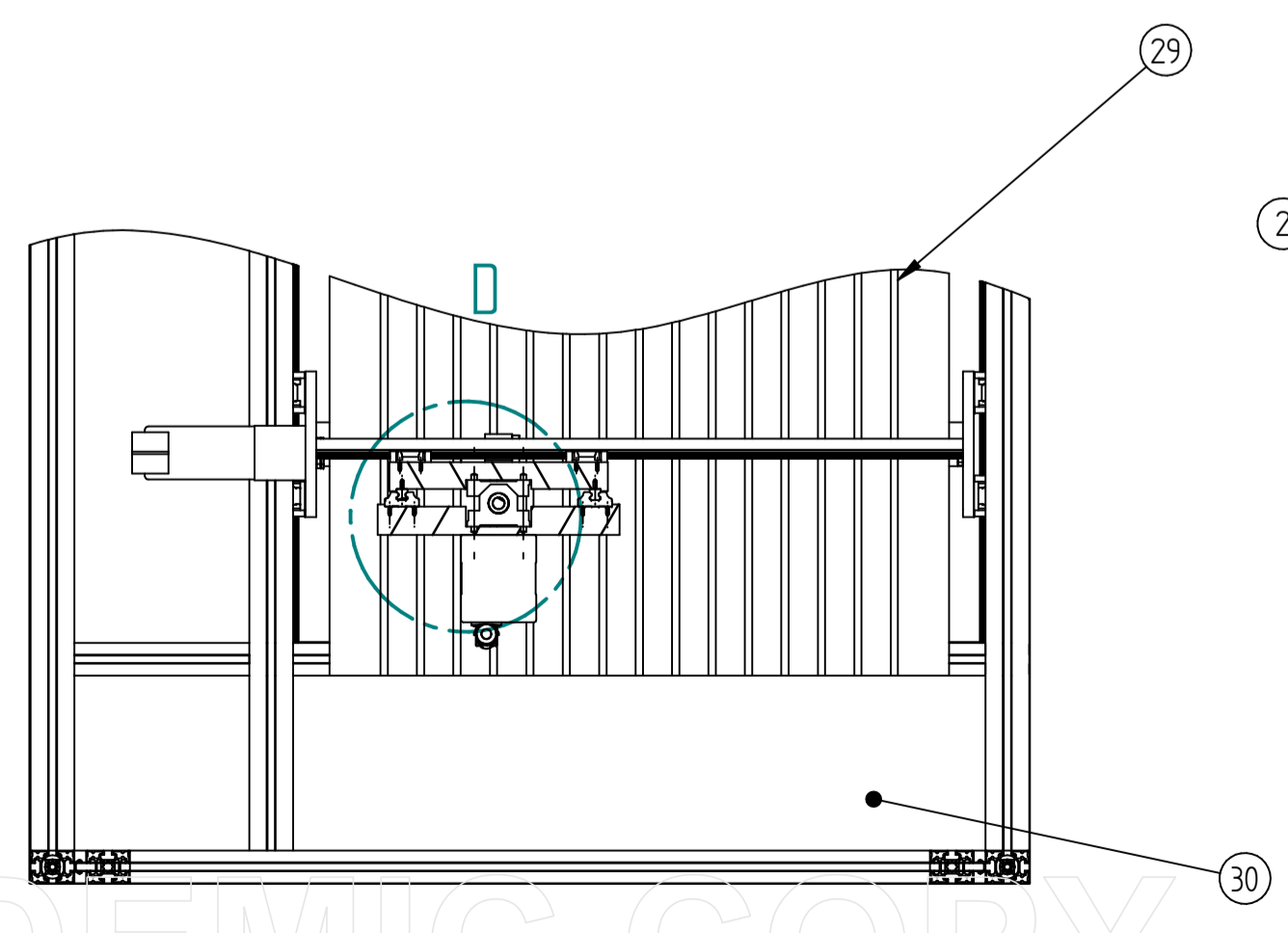
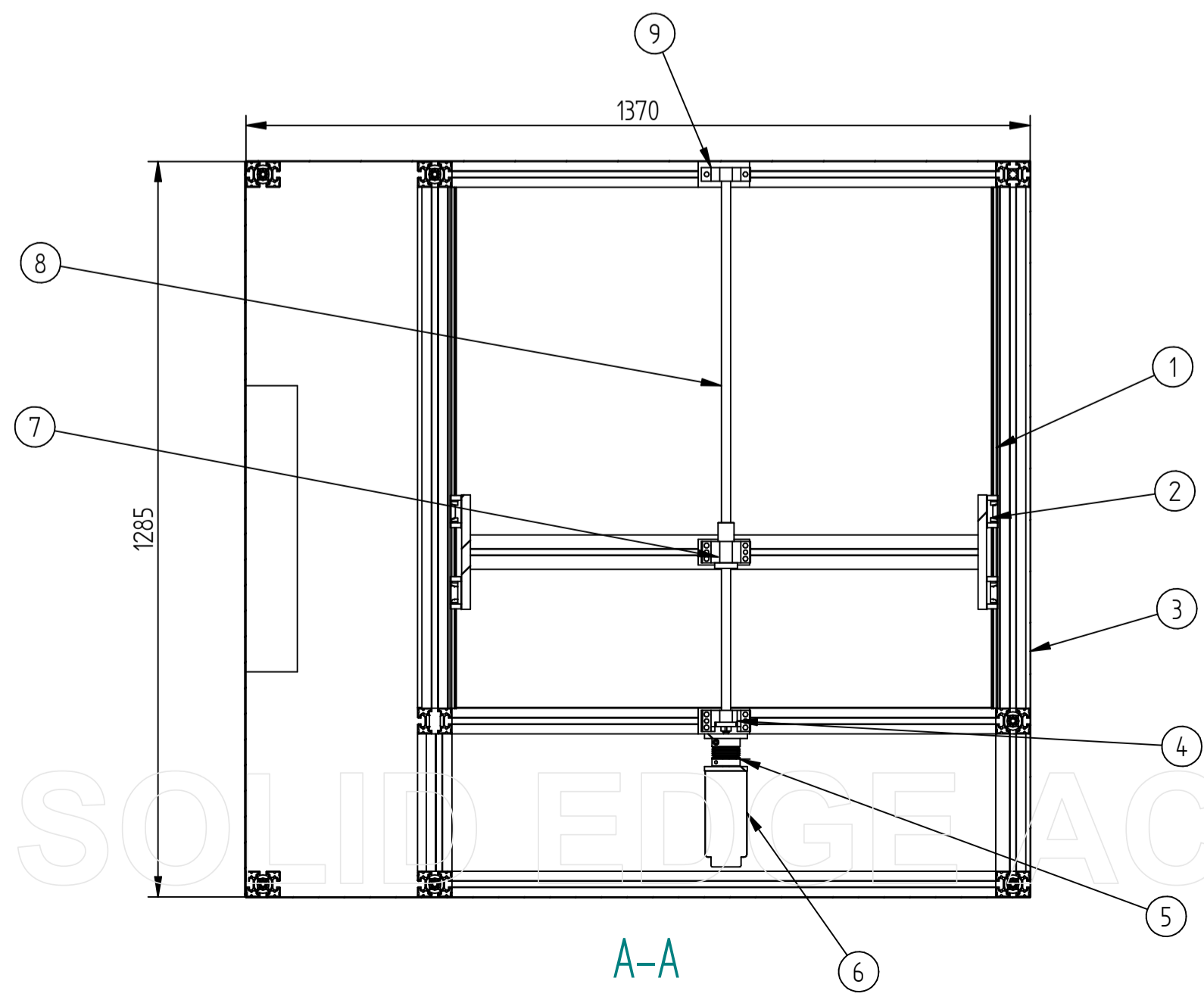
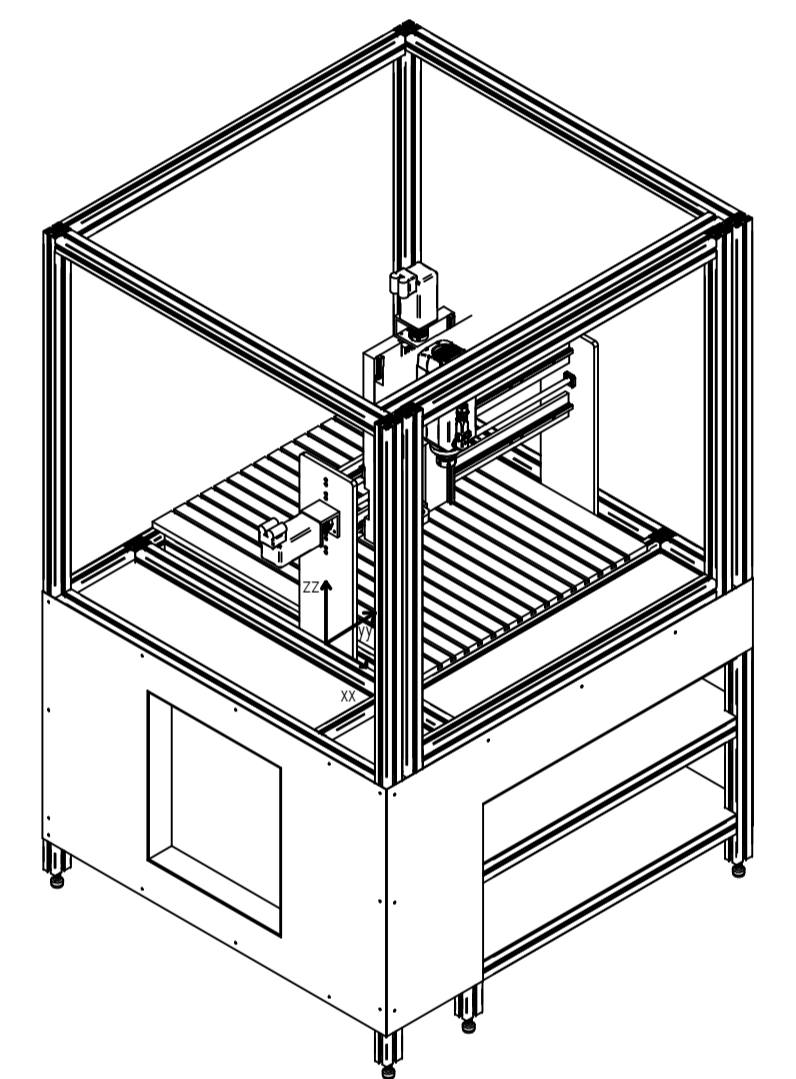
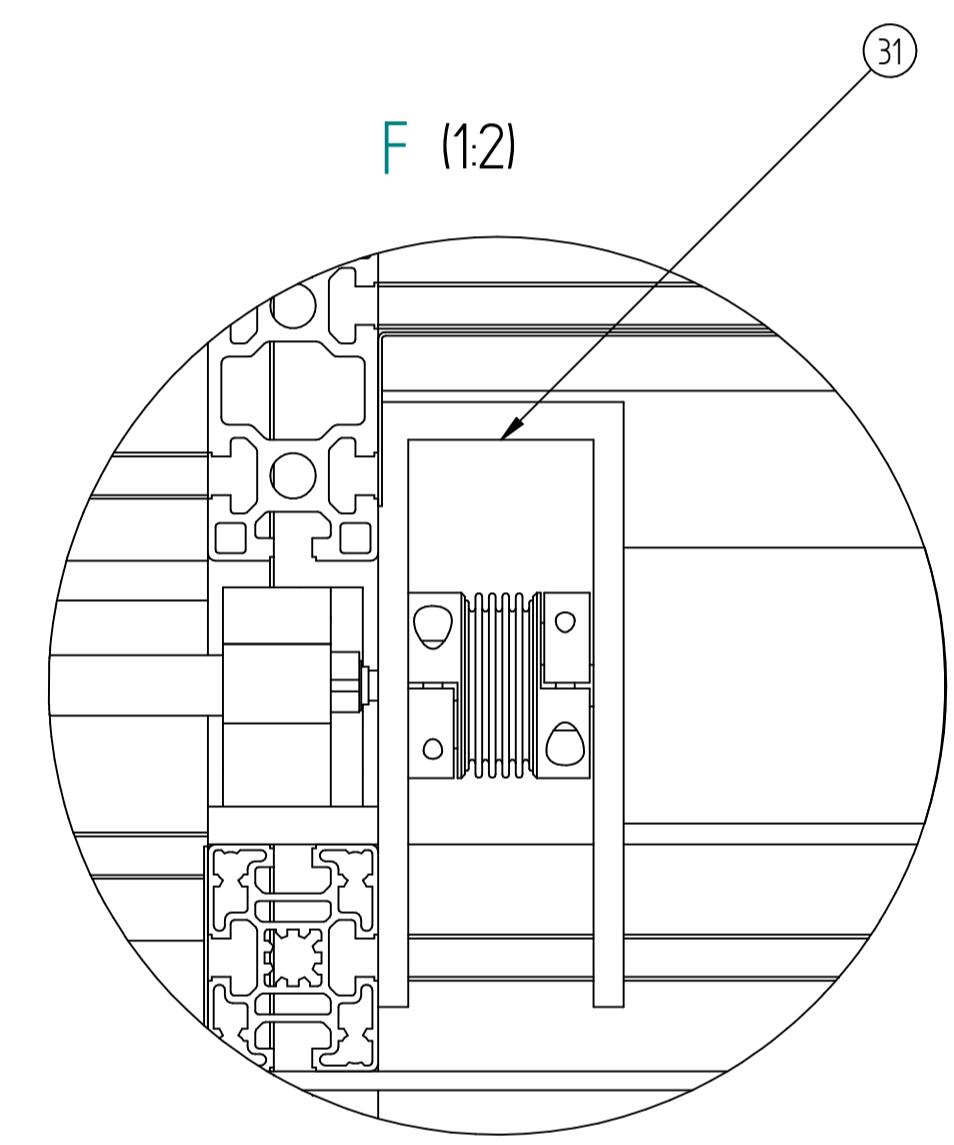
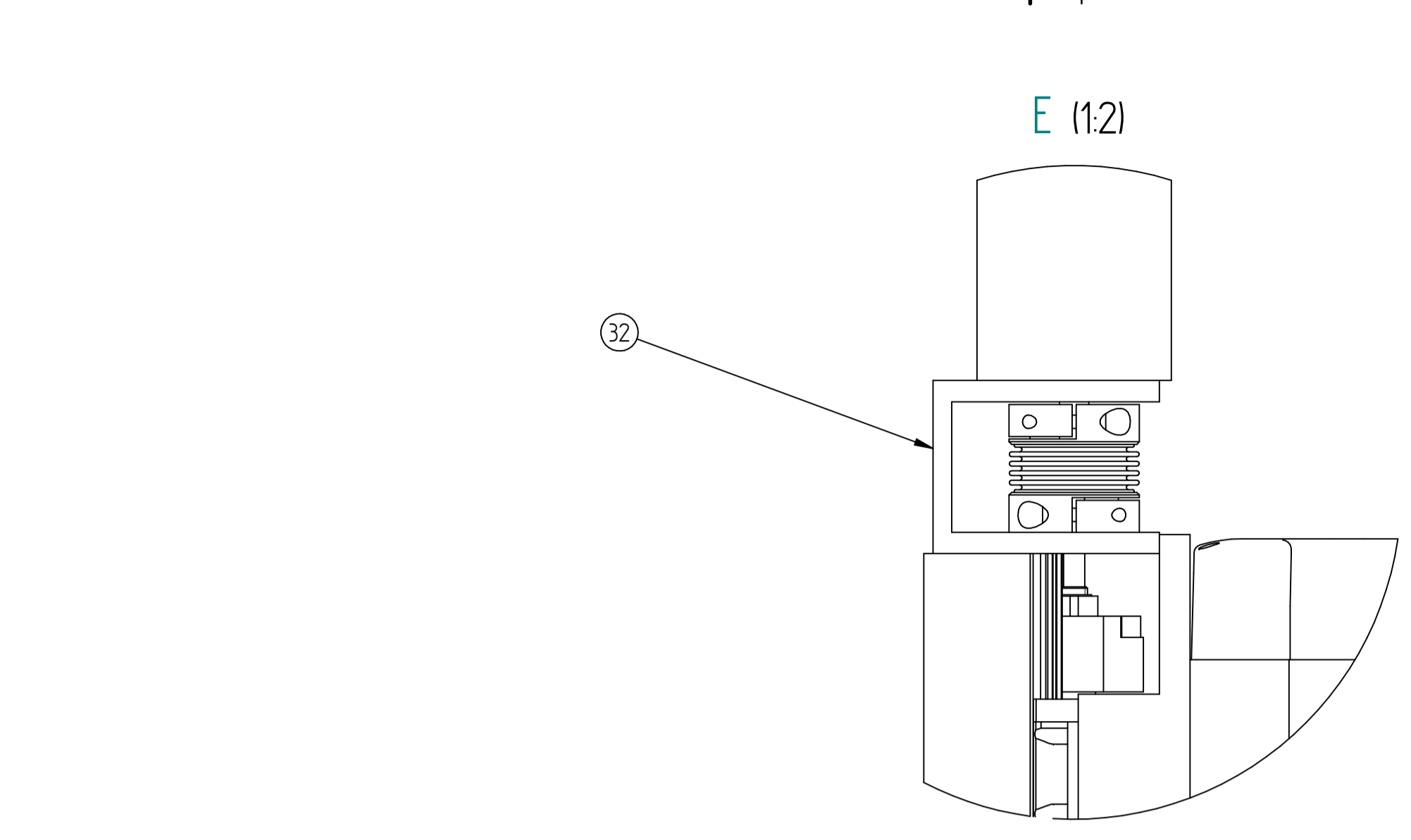
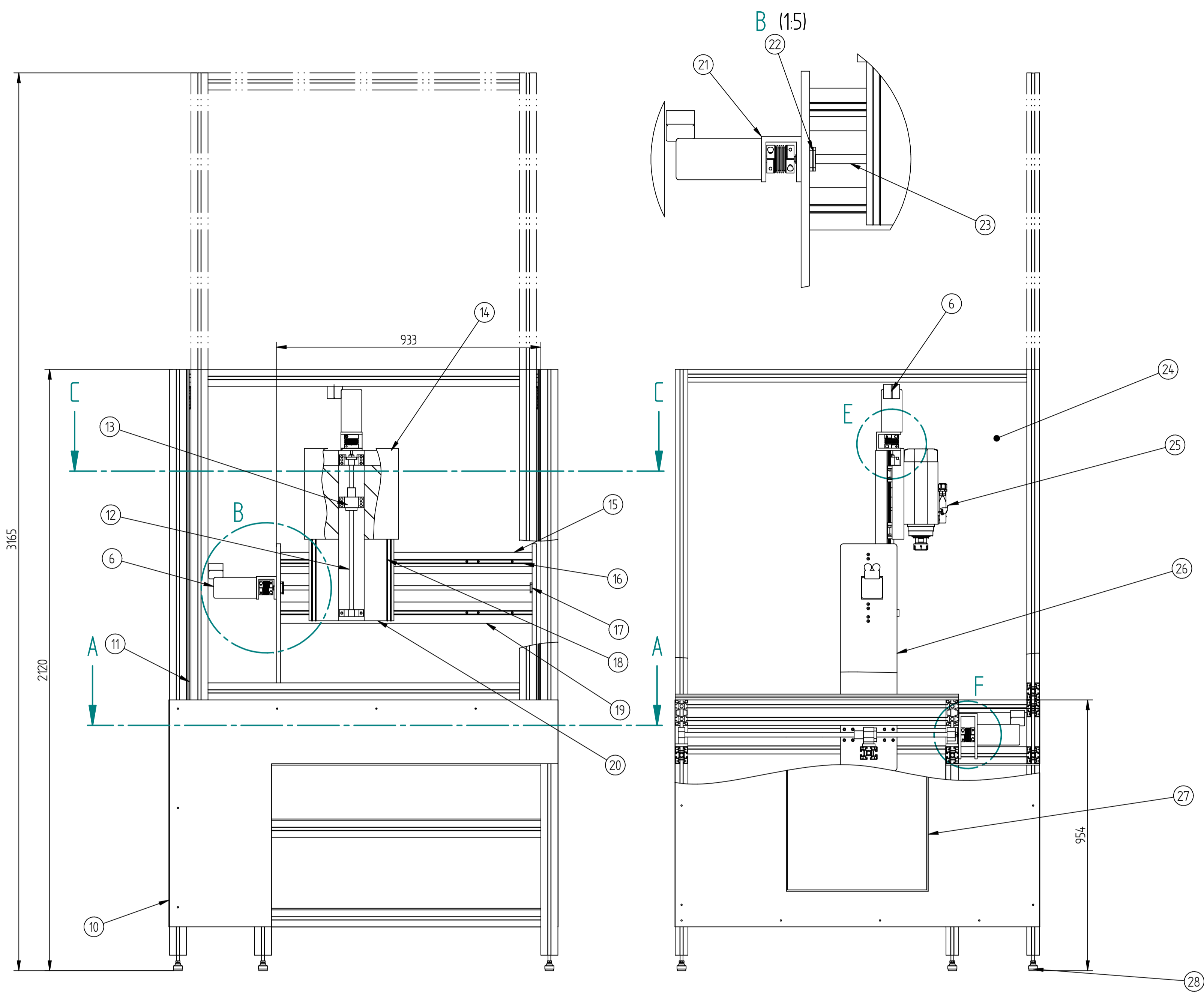
RIPRODUZIONE E/O DIFFUSIONE VIETATA				HSD DIVISION	
REV.	DESCRIZIONE REVISIONE			DATA	FIRMA
	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	SCALA: 1:2	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA
DATA	29/04/08	29/04/08		PESO:	- LAVORAZIONI MECCANICHE: UNI EN 22768-fH
FIRMA	Burroni L.	Frati R.		GREZZO DI:	- SALDOCARPENTERIE:
MATERIALE:				SOSTITUISCE:	- GETTI:
TRATTAMENTO TERMICO:				CICLO DI VERNICIATURA:	
RIVESTIMENTO SUPERFICIALE:					
DENOMINAZIONE:	E.M. MT1090-100-EL-ER32-380V-18/18000-2,5kW S1				
CODICE ARTICOLO	Y6162Y0059				

Anexo A.2 - Desenho e ficha técnica do acoplamento

ANEXO B: Desenho de conjunto

Anexo B.1 - Desenho de conjunto do equipamento CNC de 3 eixos

REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



Eixo linear	Curso útil
xx	400
yy	300
zz	200

Dimensões máximas da peça a maquinar:
800x900x200

NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015	Cantos e chanfros gerais ISO 13175
DRAWN Raquel Reis	06/22/18	Tolerâncias gerais ISO 2768	Rugosidades gerais ISO 1302
CHECKED		TÍTULO	
ENG APPR		Equipamento CNC de 3 eixos	
MGR APPR		SIZE DWG NO	REV
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES *XX*		A1	
2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX		Solid Edge	
SCALE: 1:10	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

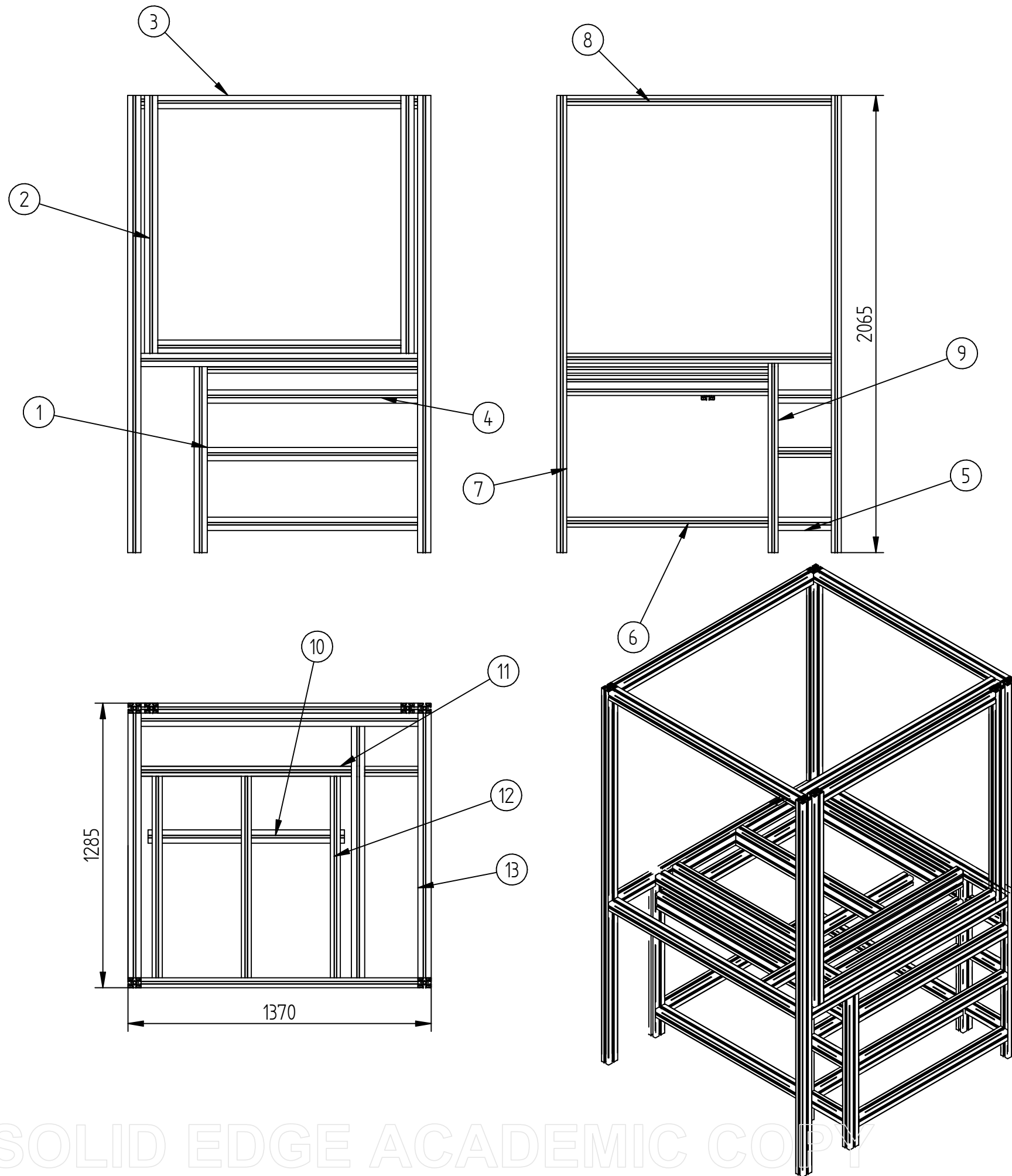
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

Ref.	Qtd.	Nome da peça	Dados técnicos	Desenho	Ref.	Qtd.	Nome da peça	Dados técnicos	Desenho
32	1	Flange zz		17	16	2	Guias lineares yy	MSA 15 R 880 H	
31	1	Flange xx		16	15	1	Base fixa yy (cima)		9
30	3	Prateleiras	Acrílico	15	14	1	Base móvel zz		8
29	1	Mesa de trabalho	T-Nuttenplate 10085		13	1	Suporte p/ fêmea	GFD 16	
28	6	Pés niveladores	GN 342.2-32-M10-80-SV		12	1	Fuso/fêmea de esferas zz	1R16-05T3-DDB-510-0.023	
27	1	Quadro elétrico	CX QUADRO 71md P90 EXT		11	2	Guia p/ porta	TES-20 - CES-20	
26	2	Pórtico lateral		14	10	1	Blindagem		2-7
25	1	Spindle	MT 1090-100-2.5kW-S1		9	2	Suporte livre	SLA-10	
24	5	Proteções	Acrílico	13	8	1	Fuso/fêmea de esferas xx	1R20-05T4-DDB-910-0.023	
23	1	Fêmea/fuso de esferas yy	1R20-05T4-DDB-880-0.023		7	2	Suporte p/fêmea	GFD 20	
22	1	Suporte fixo	FF10-C5		6	3	Servomotor	CMP40S	
21	1	Flange yy		12	5	3	Acoplamento	BKC-15-8-9-4	
20	1	Base fixa zz		11	4	2	Suporte fixo	SFA-10	
19	1	Base fixa yy (baixo)		10	3	1	Estrutura	Perfil de alumínio	1
18	2	Guias lineares zz	MSA 15 R 880 H		2	12	Patins lineares	MSA 15 E SS F1 H	
17	1	Suporte livre	FK10-C5		1	2	Guias lineares xx	MSA 15 R 910 H	

	NAME	DATE		
DRAWN	Raquel Reis	06/26/18		
CHECKED				
ENG APPR			TITLE	
MGR APPR			Lista de peças	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO
			A3	
			SCALE:	WEIGHT:
			SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



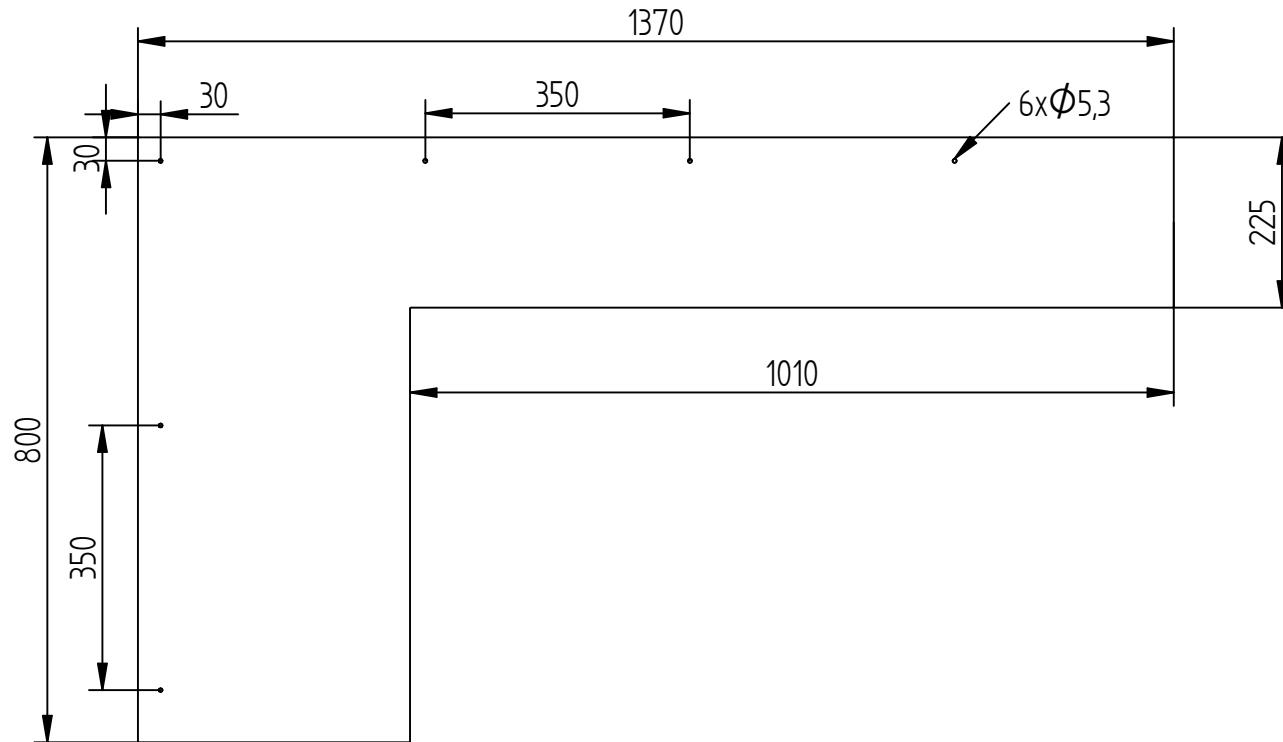
Ref.	Qty.	Nome da peça	Dados técnicos
9	3	AST04506004900	L=900
8	3	AST045060041195	L=1195
7	4	AST045060042065	L=2065
6	4	AST04506004910	L=910
5	10	AST04506004240	L=240
4	9	AST04506004950	L=950
3	2	AST045060041098	L=1098
2	2	AST045060041165	L=1165
13	3	AST045060041250	L=1250
12	5	AST04509006H910	L=910
11	2	AST04509006H950	L=950
10	1	AST04506004887	L=887
1	1	AST04506004850	L=850

	NAME	DATE		
DRAWN	Raquel Reis	06/25/18		
CHECKED				
ENG APPR			TITLE Estrutura	
MGR APPR				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A3	DWG NO 1
			SCALE: 1:20	WEIGHT: SHEET 1 OF 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

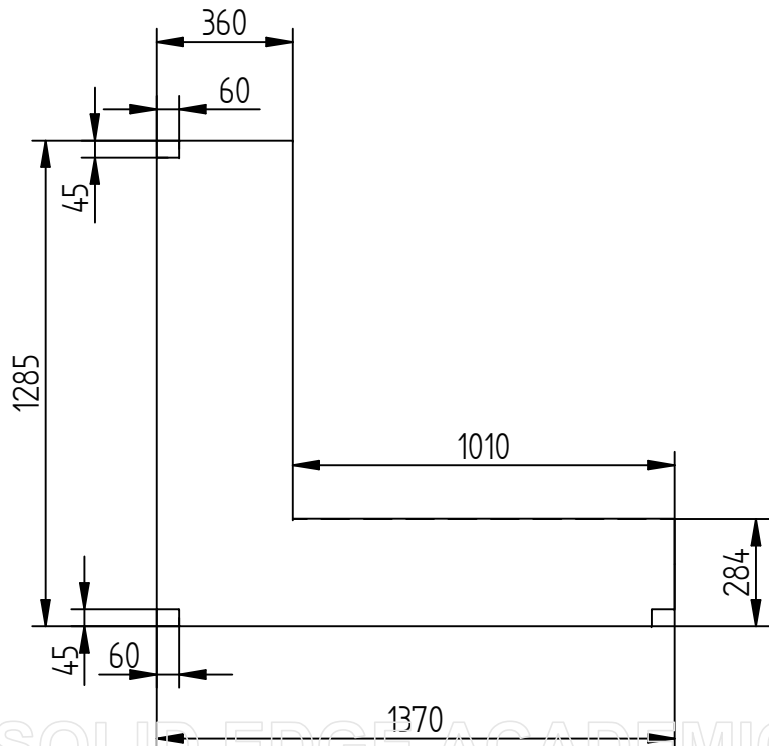
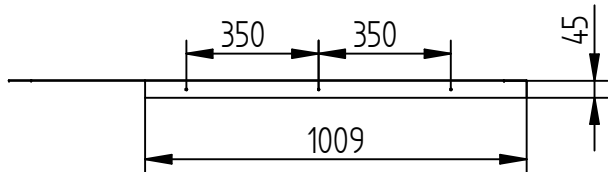


Chapa em alumínio
 Espessura da chapa: 1 mm
 Quebra de cantos com R1

	NAME	DATE	Toleranciamanento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302		
ENG APPR			TITLE		
MGR APPR			Chapa_1		
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV
			A4	2	
SCALE: 1:10			WEIGHT:		SHEET 1 OF 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

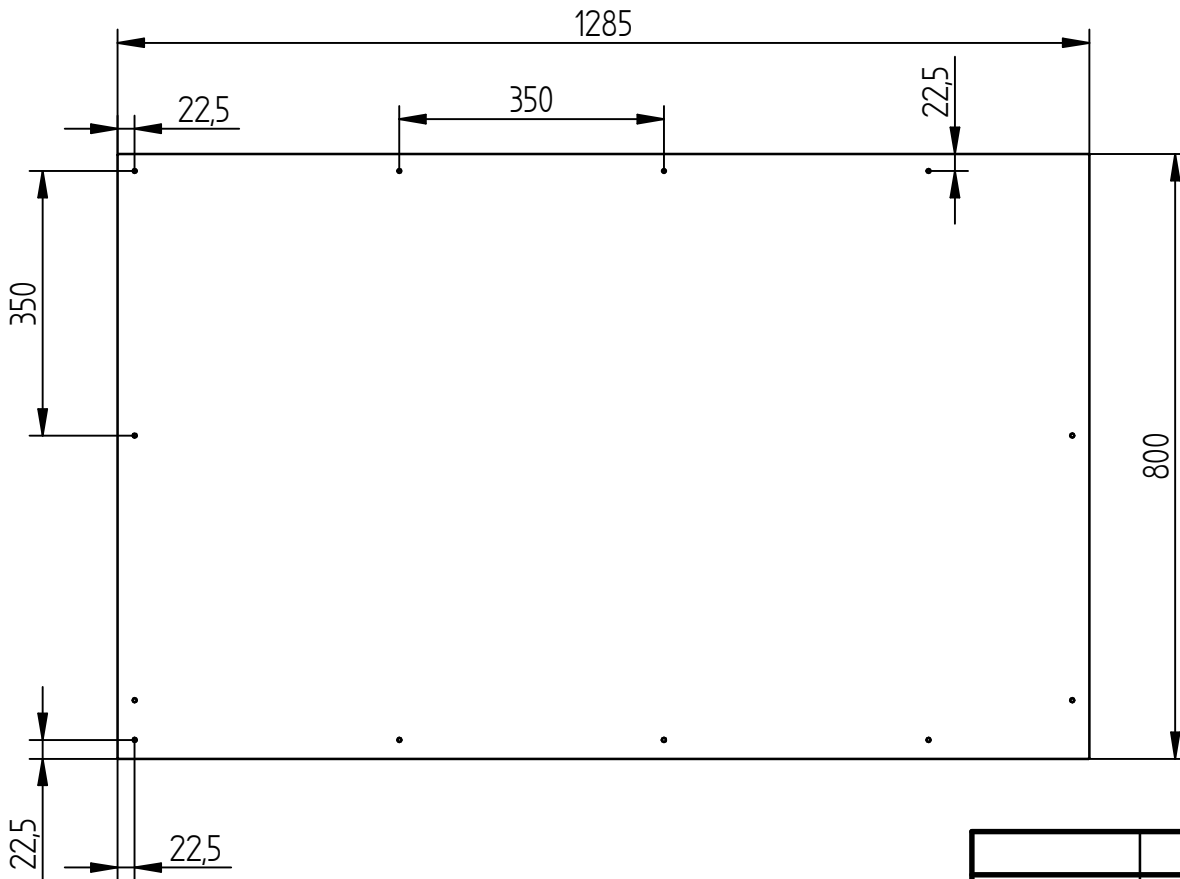
REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



Chapa em alumínio
 Espessura da chapa de 1 mm
 Quebra de cantos com R1

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Chapa 2			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	3		
SCALE: 1:20			WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

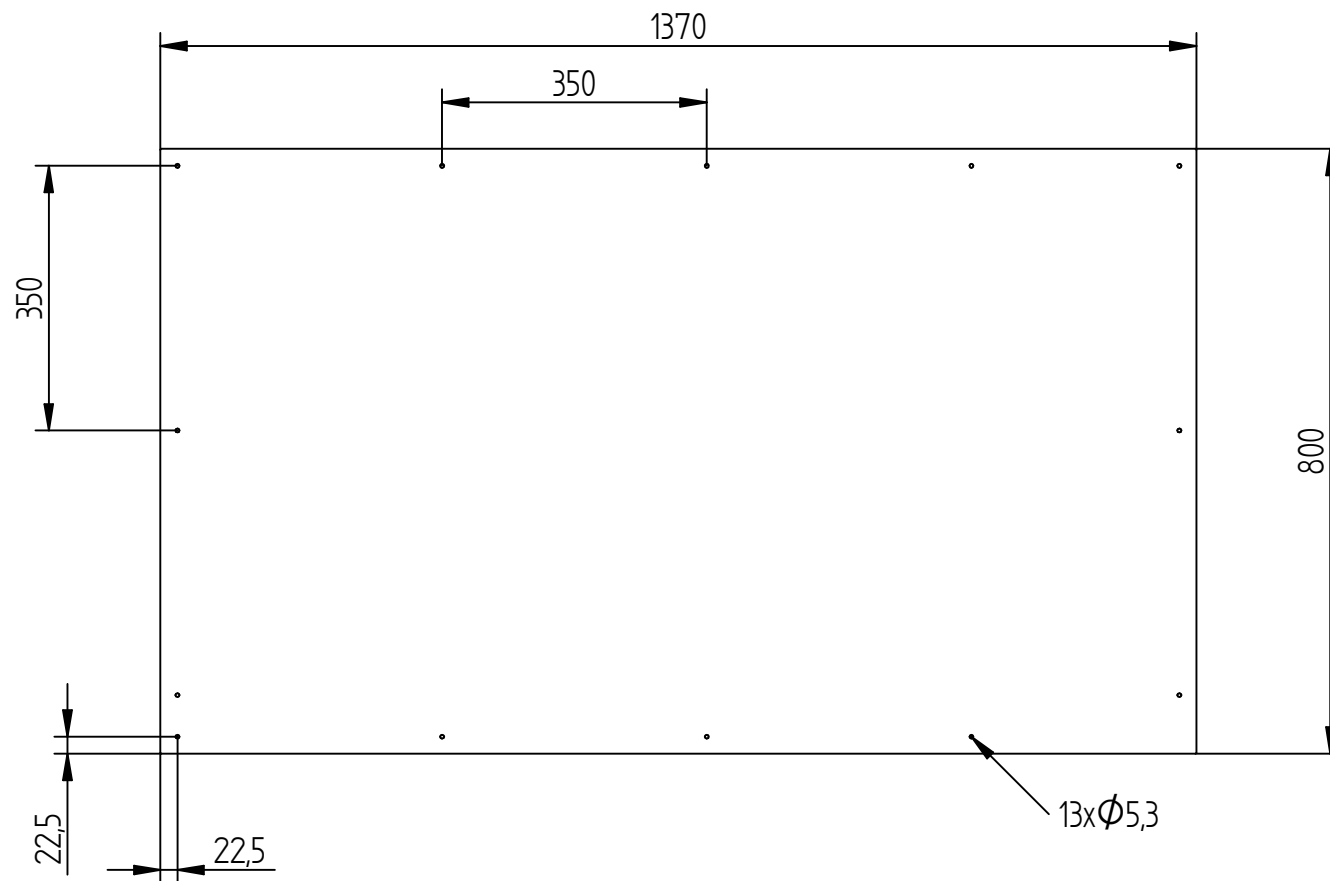
Chapa em alumínio
 Espessura da chapa de 1 mm
 Quebra de cantos com R1

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais 2768 - mK		ISO 13 175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Chapa 3			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	4		
			SCALE: 1:10	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

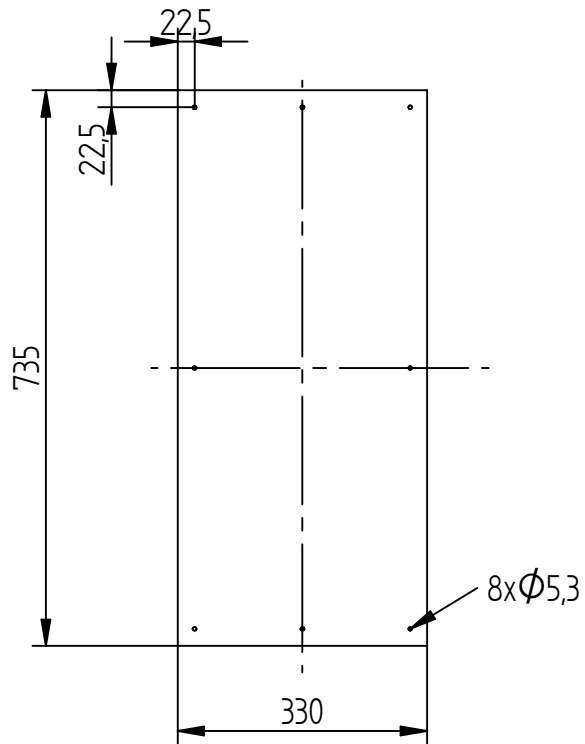
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



Chapa em alumínio
 Espessura da chapa de 1 mm
 Quebra de cantos com R1

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Chapa 4			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	5		
			SCALE: 1:10	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

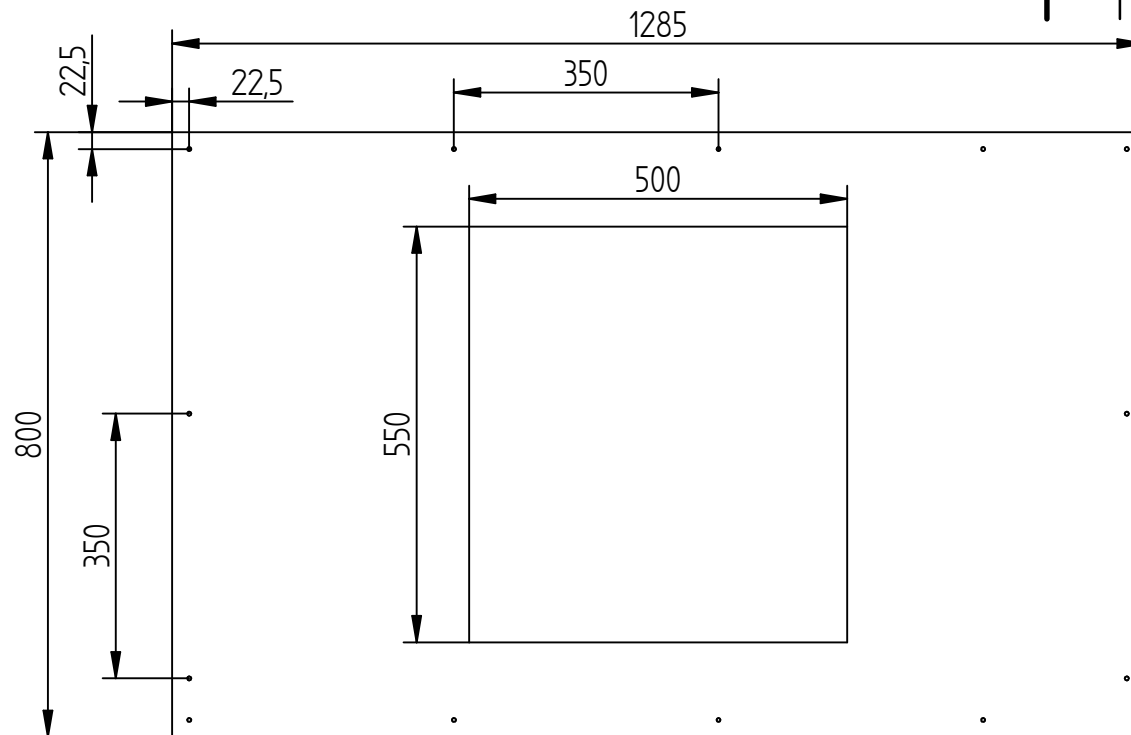
Chapa em alumínio
 Espessura de chapa de 1 mm
 Quebra de cantos de R1

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Chapa 5			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	6		
			SCALE: 1:10	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

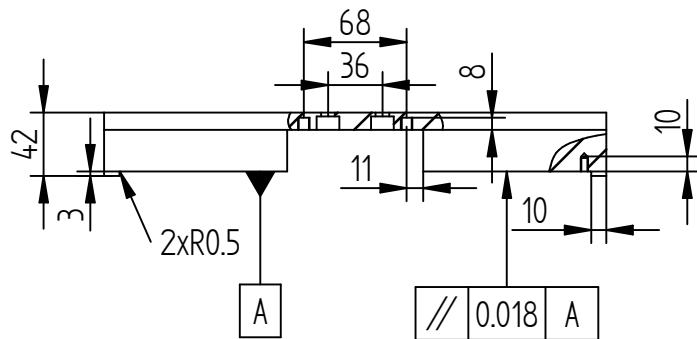
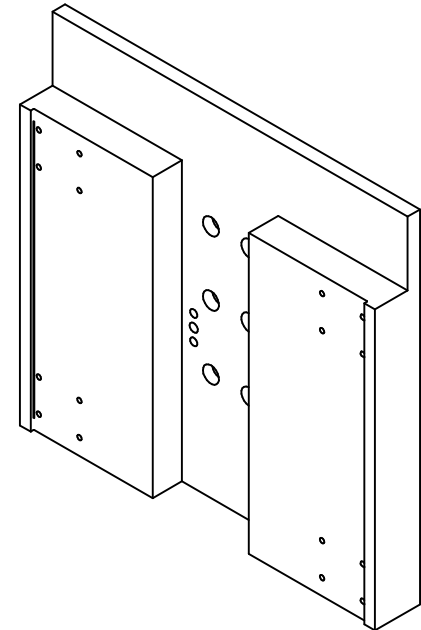
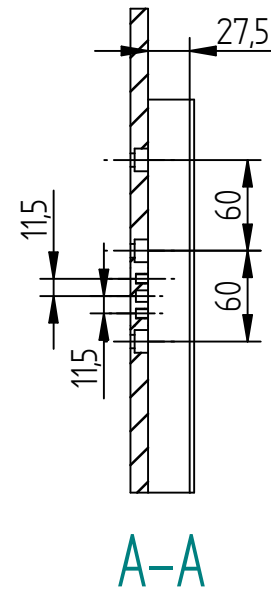
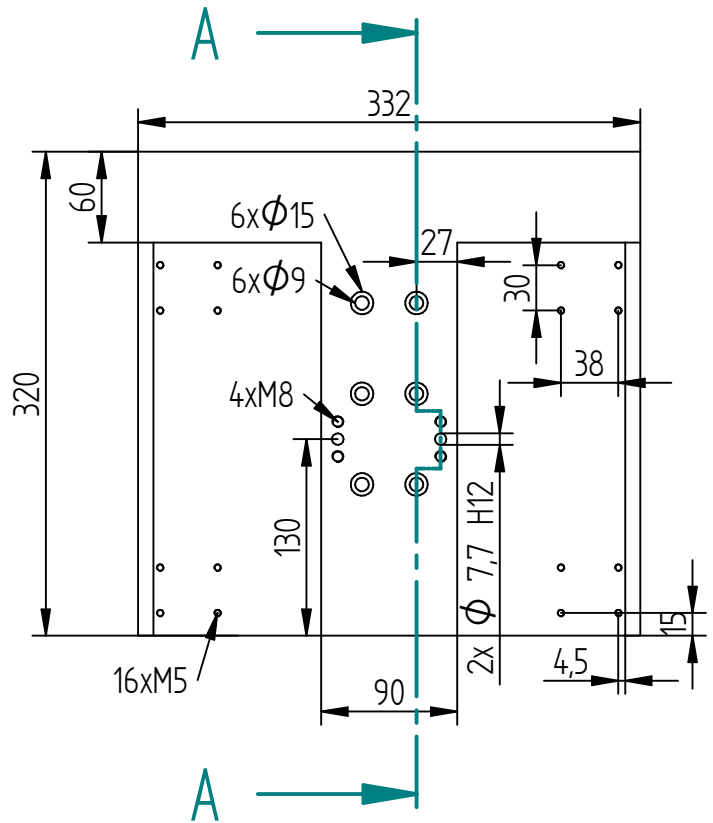
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



Chapa em alumínio
 Espessura da chapa de 1 mm
 Quebra de cantos de R1

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Chapa 6			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	7		
SCALE: 1:10			WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



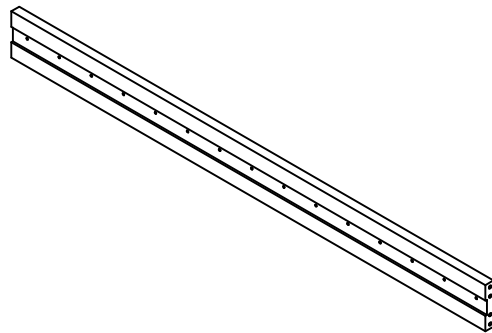
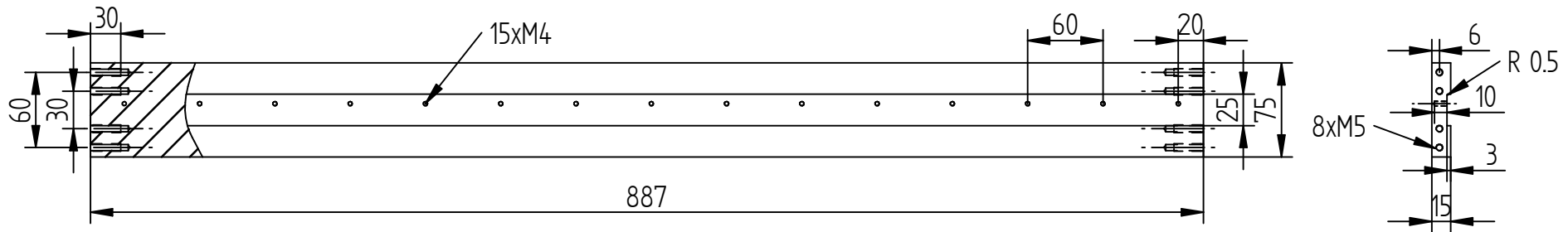
REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais ISO 13175
DRAWN	Raquel Reis	06/21/18	Tolerâncias gerais ISO 2768-mH		
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302		
ENG APPR			TITLE		
MGR APPR			Base móvel zz		
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV
			A4	8	
SCALE: 1:5		WEIGHT:	SHEET 1 OF 1		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

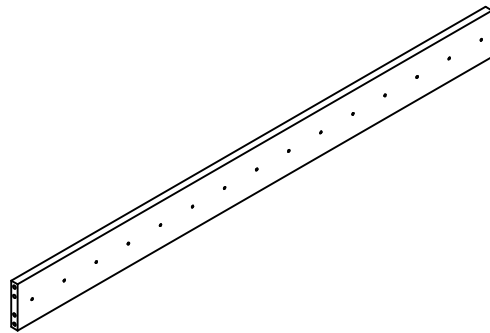
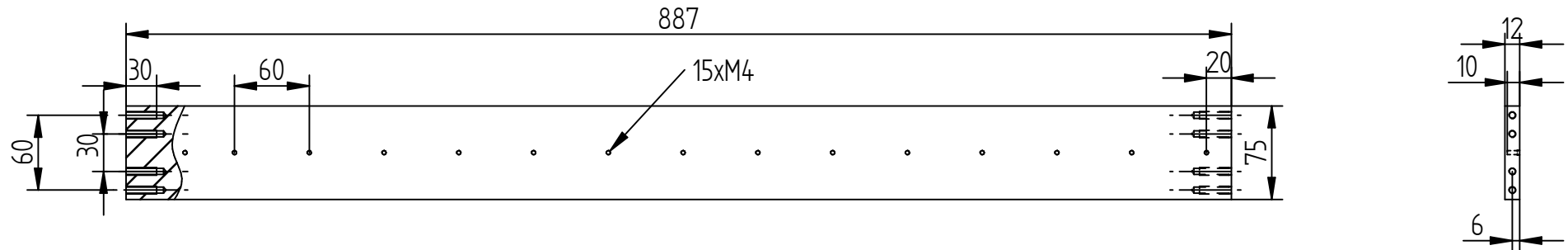


	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015	Cantos e chanfros gerais
DRAWN	Raquel Reis	06/21/18	Tolerâncias gerais ISO 2768-mH	ISO 13175
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302	
ENG APPR			TITLE Base fixa yy (cima)	
MGR APPR			SIZE A4	DWG NO 9
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			REV	
			SCALE: 1:5	WEIGHT:

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

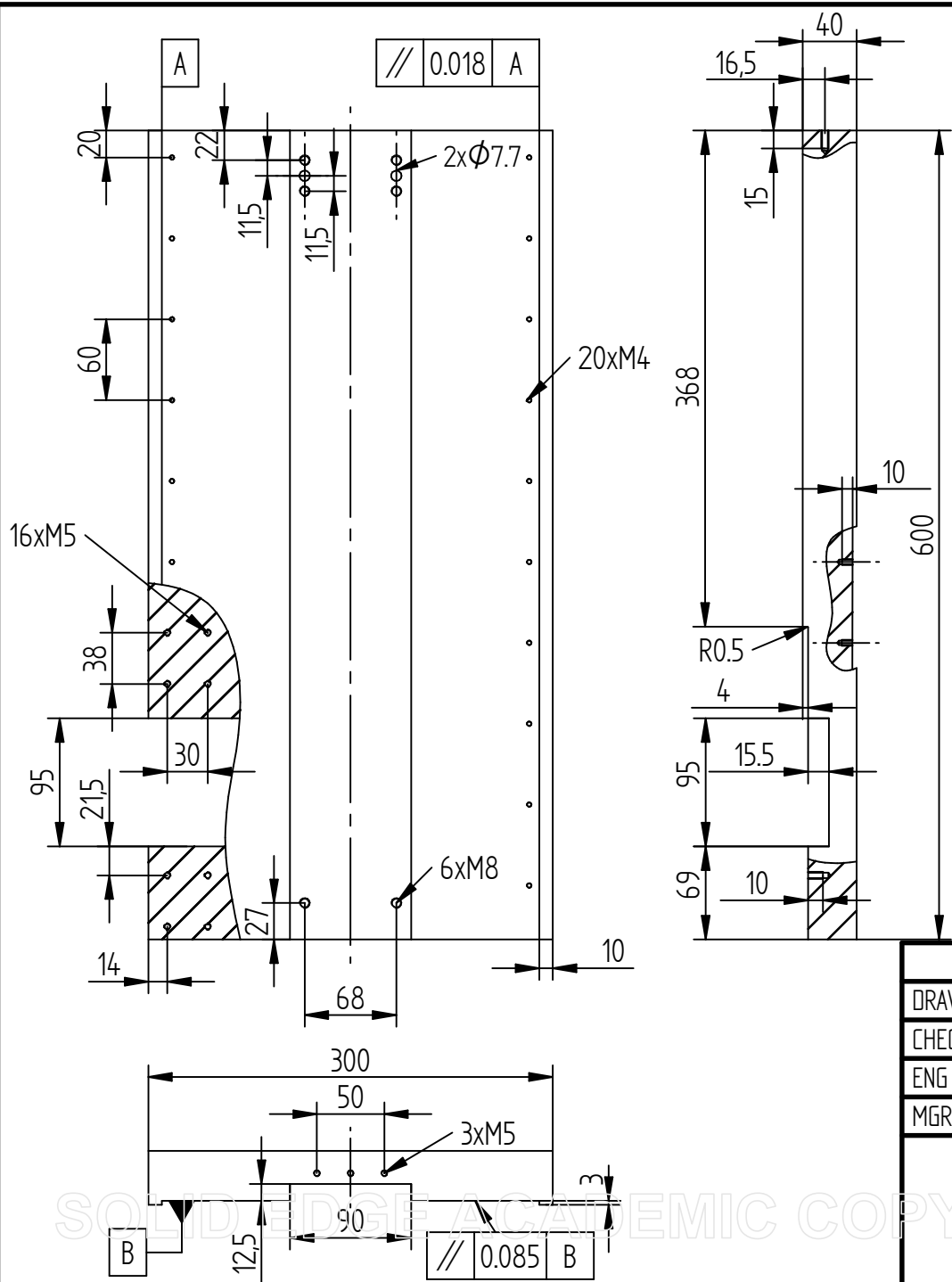
REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

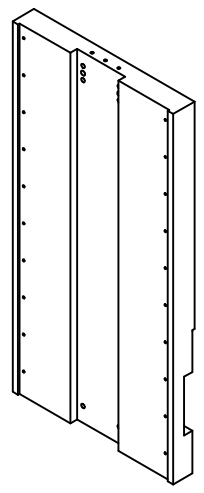


	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/21/18	Tolerâncias gerais ISO 2768-mH		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE Base fixa yy (baixo)			
MGR APPR						
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	10		
			SCALE: 1:5	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



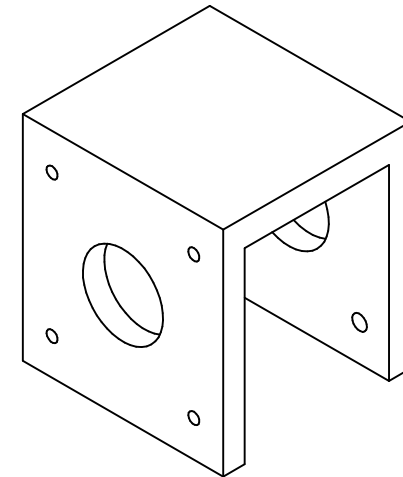
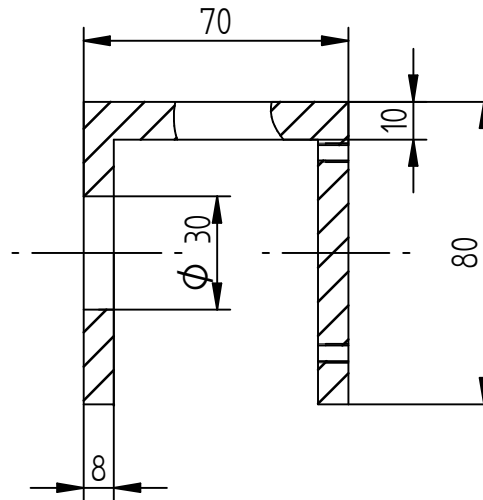
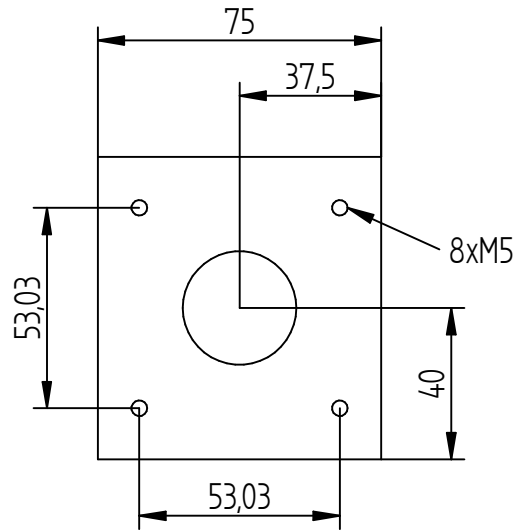
REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/21/18	Tolerâncias gerais ISO 2768-mH		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Base fixa zz			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES $\pm X.X^\circ$ 2 PL $\pm X.XXX$ 3 PL $\pm X.XXX$			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	11		
SCALE: 1:5		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1		

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



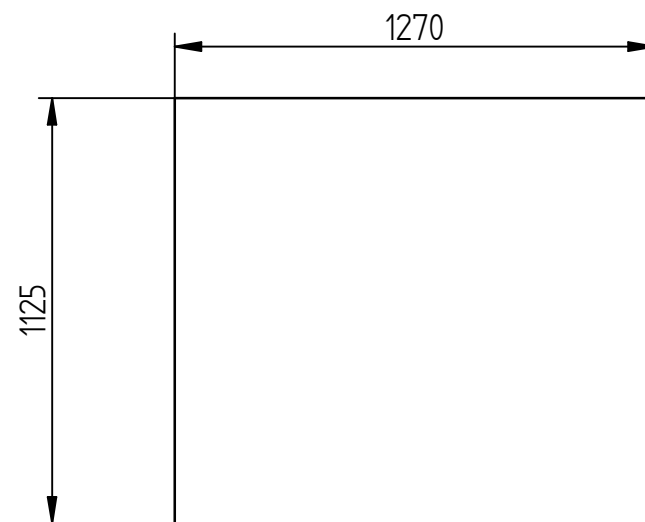
	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302			
ENG APPR			TITLE			
MGR APPR			Flange yy			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV	
			A4	12		
			SCALE: 1:2	WEIGHT:	SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

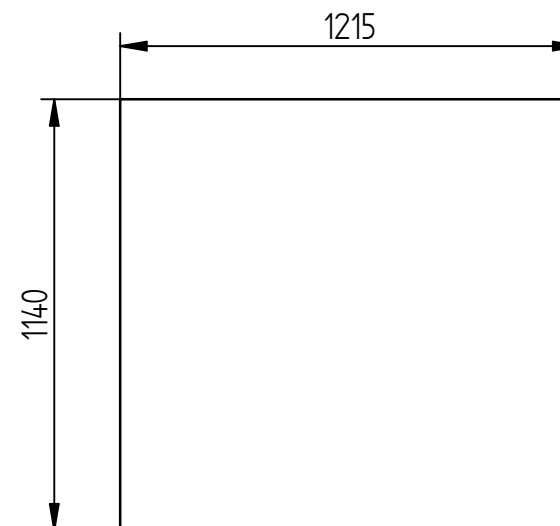
REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

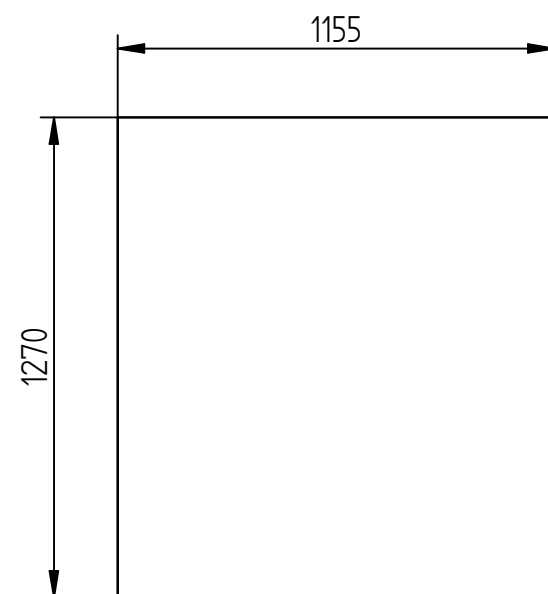
Proteção posterior



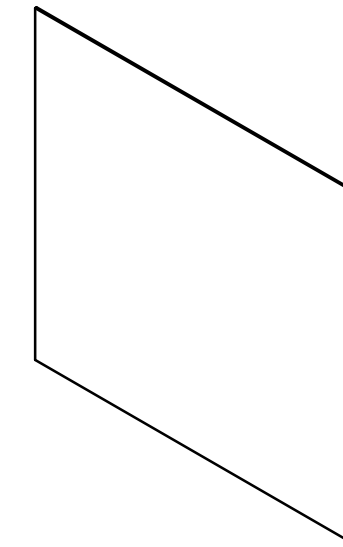
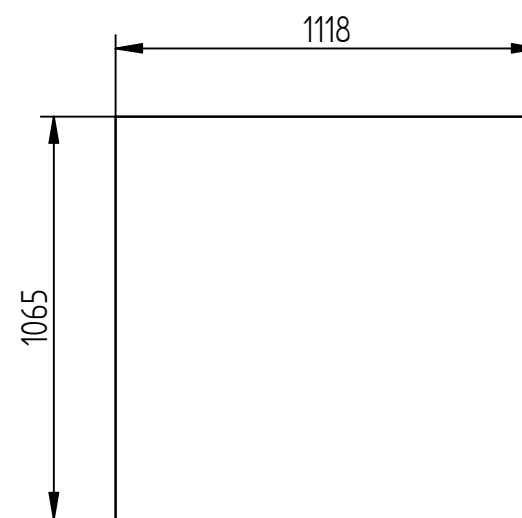
Proteções laterais



Proteção de topo



Proteção frontal



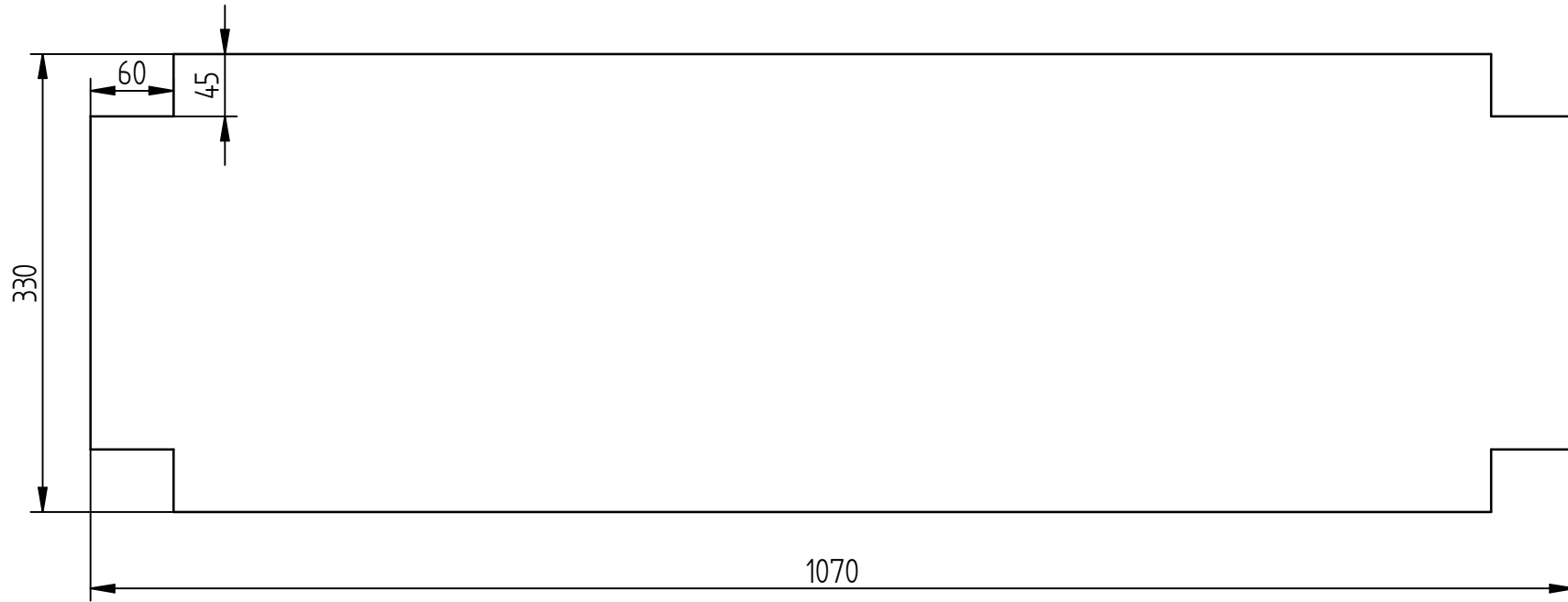
Proteções em acrílico
Espessura das placas de 5 mm
Quebra de cantos com R1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

	NAME	DATE		
DRAWN	Raquel Reis	06/27/18		
CHECKED				
ENG APPR			TITLE Proteções	
MGR APPR				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A3	DWG NO 13
			SCALE: 1:20	WEIGHT:
			SHEET 1 OF 1	

REVISION HISTORY

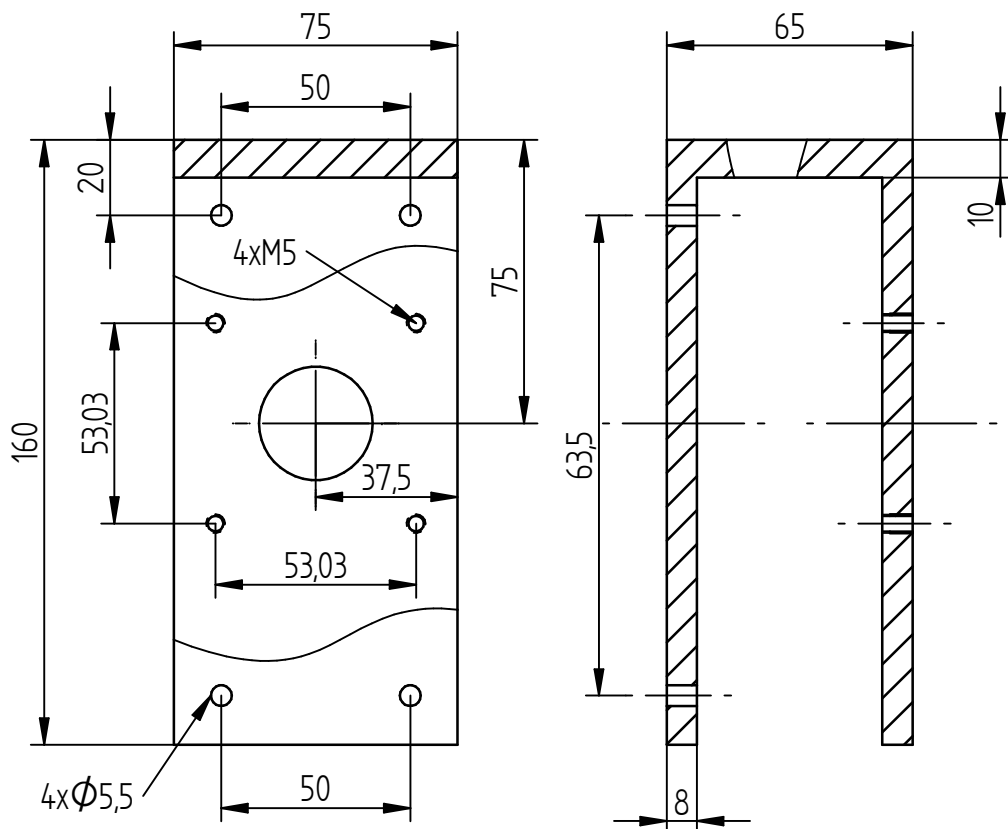
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



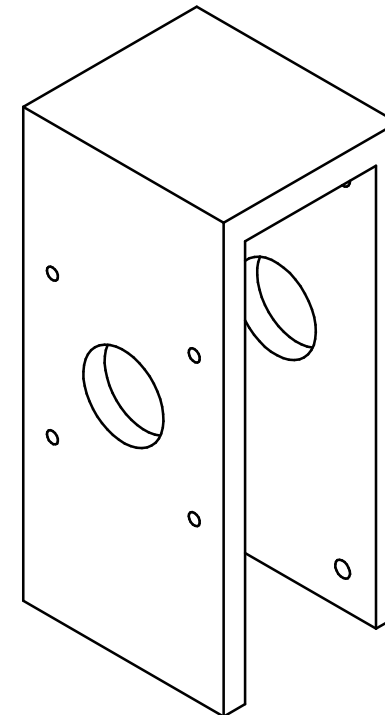
Prateleiras em acrílico
 Espessura das prateleiras de 5 mm
 Quebra de cantos de R1

	NAME	DATE		
DRAWN	Raquel Reis	06/27/18		
CHECKED				
ENG APPR			TITLE Prateleiras	
MGR APPR				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A4	DWG NO 15
				REV
SCALE: 1:5		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED

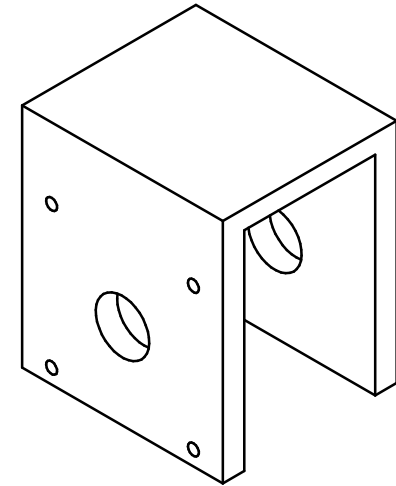
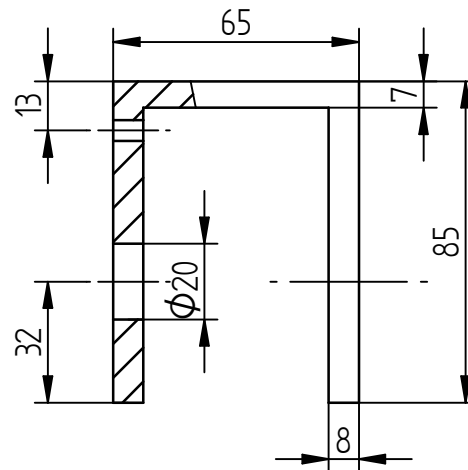
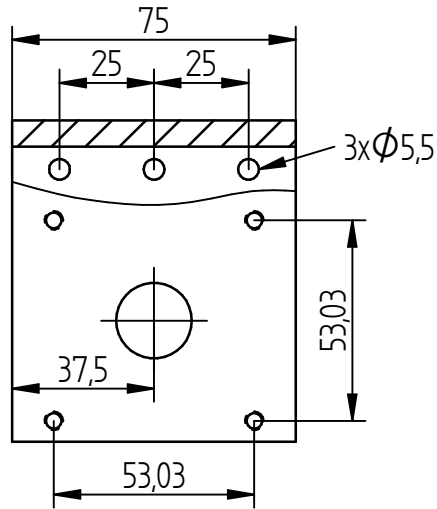


	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302		
ENG APPR			TITLE		
MGR APPR			Flange xx		
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	REV
			A4	16	
SCALE: 1:2		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015		Cantos e chanfros gerais	
DRAWN	Raquel Reis	06/23/18	Tolerâncias gerais ISO 2768 - mK		ISO 13175	
CHECKED			Rugosidades ISO 1302			
ENG APPR			TITLE Flange zz			
MGR APPR						
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±X.XX 3 PL ±X.XXX			SIZE A4	DWG NO 17	REV	
			SCALE: 1:2		WEIGHT:	
			SHEET 1 OF 1			

SOLID EDGE ACADEMIC COPY