

Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

Diogo Filipe da Silva Santos

Dissertação de Mestrado

Orientadora na FEUP: Prof. Teresa Margarida Guerra Pereira Duarte
Coorientador na FEUP: Prof. Francisco José de Castro Xavier de Carvalho
Orientador no Grupo PR: Eng. Abel Filipe Guerra Pereira



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2017

“Science is about knowing, engineering is about doing”

Henry Petroski

Resumo

A presente dissertação surge de uma parceria entre o Grupo PR e a Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e tem como objetivo o desenvolvimento de uma máquina automática para equilibragem de rotores. O objetivo é a sua integração na linha de produção dos rotores, utilizados no motor elétrico que equipa o robô de cozinha Yämmi 2, substituindo o processo manual bastante iterativo. Com isto, a empresa pretende aumentar a capacidade de fabrico, de modo a corresponder à crescente procura.

Numa primeira fase, foi feito um enquadramento do projeto, explicando as características dos rotores utilizados na Yämmi 2, assim como o princípio básico de funcionamento de um motor de relutância variável. São também apresentados conceitos teóricos relativos aos possíveis estados de desequilíbrio que os rotores podem apresentar, às tolerâncias utilizadas e aos métodos e equipamentos empregues na correção desses mesmos desequilíbrios.

Antes de iniciar o projeto, foi feita uma pesquisa de mercado para as diferentes soluções disponíveis, no que toca a componentes a utilizar durante o projeto do equipamento de equilibragem.

Seguidamente, iniciou-se o desenvolvimento do equipamento. Definiu-se o seu tempo de ciclo geral, assim como características básicas necessárias, nomeadamente, o método base de construção e os materiais a utilizar. Para cada etapa do processo de equilibragem foram definidos diferentes módulos e sistemas especializados. Como ponto de partida para o dimensionamento dos diversos componentes, definiu-se um ciclo de maquinagem e calcularam-se os esforços daí resultantes.

Posteriormente, foi idealizada a estrutura geral da máquina, capaz de acomodar os diferentes módulos e sistemas, tendo em conta os locais necessários para componentes utilizados na automação. Foi ainda criada uma estrutura e envolvente de segurança para prevenir acidentes de trabalho.

Finalmente, foram realizados desenhos de definição 2D para os componentes projetados, assim como desenhos de conjunto, tendo em vista o fabrico e montagem da máquina.

Abstract

This thesis arises from a partnership between Grupo PR and Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto and aims to develop a fully automated rotor balancing machine. It is intended to be integrated in the rotor production line, that is used in the electric motor that equips the Yämmi 2, a kitchen robot, replacing a quite iterative manual process. With this improvement, the company aims to increase the manufacturing capacity to meet the growing demand.

Firstly, was presented a rotor contextualization, explaining all its characteristics. Also, a short explanation about the basic principle of a switched reluctance motor. Additionally, are presented theoretical concepts regarding the possible imbalance states presented by the rotors, the tolerances used and methods and equipment used to correct the imbalance.

Before starting the project, a market research was done to know better all the different solutions available, in terms of specialized components.

Subsequently, the development of the balancing machine started. The cycle time required was defined, as well as the basic characteristics needed, namely, the basic method of construction and the materials to be used. The machine was divided in different modules and systems for each stage in the balancing process. As a starting point to the project, a machining cycle was defined and resulting stresses were calculated.

Afterwards, the general structure was designed having in mind the dimensions and requirements of the different modules and systems. A safety structure was then created to prevent labour accidents.

Finally, 2D drawings were made for the projected components as well as assembly drawings, to help the future manufacture and assembly process.

Agradecimentos

À professora Teresa Duarte, orientadora desta dissertação na FEUP, pela sua total disponibilidade, pelo apoio demonstrado e pela confiança depositada ao longo de todo o percurso.

Ao professor Francisco Xavier de Carvalho, coorientador na FEUP, um especial agradecimento pela disponibilidade e pela partilha de conhecimentos cruciais à realização da presente dissertação.

Ao professor Abílio Jesus e aos Engenheiros Rui Soares e Santiago Castellanos, pelo tempo despendido e colaboração nos ensaios de maquinagem, realizados nas instalações do INEGI, ao qual também agradeço por disponibilizar os equipamentos necessários.

Ao Eng.º Abel Pereira, orientador no Grupo PR, pelo acompanhamento ao longo deste trabalho e pela oportunidade de estágio curricular em ambiente empresarial.

Ao Gabriel Cunha, um especial agradecimento pela valiosa colaboração no desenvolvimento de todo o trabalho, pela amizade e pela partilha de conhecimentos.

Aos Engenheiros Luís Leal, Mário Cardoso, Rui Pinho, Gabriel Ribeiro e Teresa Silva pelo apoio demonstrado durante toda a realização deste projeto.

A todos os colaboradores do Grupo PR que direta ou indiretamente contribuíram para o desenvolvimento desta dissertação.

Ao Eng.º Mário Lindo, da empresa Equinotec, pelo apoio prestado na validação das escolhas dos servomotores.

Ao João Ferreira, pela amizade e pelo companheirismo demonstrado ao longo de todo o percurso.

À Filipa, pela amizade, pelo enorme incentivo e pela confiança depositada, não só durante a realização da presente dissertação, mas também durante todo o percurso universitário.

À minha família, por todo o incentivo, carinho e amizade durante esta grande caminhada, em especial aos meus pais pela oportunidade e pelas condições que me proporcionaram durante todas as etapas da minha formação.

Por fim, agradeço ao projeto NORTE-01-0145-FEDER-000022-SciTech-Science and Technology for Competitive and Sustainable Industries, co-financiado pelo Programa Operacional Regional do Norte (NORTE2020), através Fundo Europeu de Desenvolvimento Regional (FEDER).



Índice

1 - Introdução.....	1
1.1 - Enquadramento e objetivos.....	1
1.2 - Apresentação do Grupo PR.....	1
1.3 - Estrutura da dissertação	2
2 - O rotor	3
2.1 - Motor de relutância variável	3
2.2 - Constituição	5
3 - Equilibragem de rotores	7
3.1 - Introdução.....	7
3.2 - O desequilíbrio.....	8
3.3 - Tipos de desequilíbrio.....	9
3.3.1 - Desequilíbrio estático	9
3.3.2 - Desequilíbrio duplo.....	10
3.3.3 - Desequilíbrio dinâmico	11
3.4 - Planos de correção.....	12
3.5 - Tolerância de desequilíbrio.....	13
3.6 - Máquinas de medição de desequilíbrios	16
4 - Análise de soluções construtivas	17
4.1 - Guiamento linear	17
4.1.1 - Carril de perfil cilíndrico.....	17
4.1.2 - Carril de perfil prismático	18
4.1.3 - Roletes em V	19
4.2 - Transmissão	20
4.2.1 - Porca simples vs porca de esferas	21
4.2.2 - Pinhão cremalheira.....	22
4.3 - Acionamento.....	23
4.4 - Acoplamentos	24
4.5 - Motores spindle	25
5 - Indicações iniciais	27
6 - Solução atual	29

6.1 - Medição do desequilíbrio	29
6.2 - Maquinagem do rotor.....	31
7 - Solução adotada	33
7.1 - Módulo de carga/descarga	33
7.1.1 - Dimensionamento do sistema linear	33
7.1.2 - Solução construtiva.....	35
7.2 - Módulo de maquinagem.....	36
7.2.1 - Sistema de 3 eixos	36
7.2.1.1 - Escolha da ferramenta	37
7.2.1.2 - Previsão dos esforços de maquinagem.....	38
7.2.1.2.1 - Ensaio experimental.....	39
7.2.1.3 - Acionamento da ferramenta.....	44
7.2.1.4 - Definição do ciclo de maquinagem	45
7.2.1.5 - Definição do ciclo dinâmico geral	46
7.2.1.6 - Escolha e dimensionamento de componentes	48
7.2.1.6.1 - Guias Lineares	48
7.2.1.6.2 - Fuso e porca de esferas.....	61
7.2.1.6.3 - Acionamento	71
7.2.1.6.4 - Acoplamentos.....	73
7.2.1.7 - Solução construtiva.....	73
7.2.1.7.1 - Eixo Z	74
7.2.1.7.2 - Eixo Y	75
7.2.1.7.3 - Eixo X	75
7.2.1.7.4 - 3 Eixos.....	77
7.2.2 - Sistema de fixação	78
7.2.2.1 - Apoios de fixação	79
7.2.2.2 - Atuador pneumático	80
7.2.2.3 - Guiamento Linear.....	81
7.2.2.4 - Garra pneumática rotativa.....	81
7.3 - Sistema de indexagem	82
7.3.1 - Braços	83
7.3.2 - Acionamento do movimento rotativo	86
7.3.3 - Acoplamento.....	88

7.3.4 - Acionamento do movimento vertical.....	88
7.3.5 - Guiamento do movimento vertical.....	90
7.3.6 - Solução construtiva	94
7.4 - Estrutura geral da máquina	94
7.4.1 - Estrutura Base.....	95
7.4.2 - Estrutura e envolvente de segurança.....	96
7.4.3 - Local para componentes elétricos.....	98
7.4.4 - Local para componentes pneumáticos.....	98
7.5 - Solução construtiva.....	100
7.6 - Lista de componentes utilizados.....	101
8 - Conclusões	103
9 - Trabalhos futuros.....	105
Referências	107
Anexos	109
Anexo A - Desenhos de definição	111
Anexo A.1 - Base móvel – Eixo Z.....	113
Anexo A.2 - Base móvel – Eixo Y.....	115
Anexo A.3 - Fixação carril – Eixo Z	117
Anexo A.4 - Fixação porca de esferas – Eixo Z.....	119
Anexo A.5 - Flange servomotor – Eixo Z.....	121
Anexo A.6 - Apoio 1 para ensaio experimental	123
Anexo A.7 – Apoio 2 para ensaio experimental.....	125
Anexo A.8 - Barra para ensaio experimental.....	127
Anexo B - Desenhos de conjunto	129
Anexo B.1 Sistema de 3 eixos	131
Anexo B.2 Estrutura geral + módulos e sistemas	133
Anexo B.3 Representação total da máquina	135
Anexo C - Características de componentes utilizados	137
Anexo C.1 - Fresa de topo inteiriça GOMill™ GP	139
Anexo C.2 - Motor spindle	141
Anexo C.3 - Patim SNS	143
Anexo C.4 - Patim FNS	145

Anexo C.5 - Porca de esferas FEM-E-S	147
Anexo C.6 - Chumaceiras SEB-F e SEB-F.....	149
Anexo C.7 - Servomotor MSK030B	151
Anexo C.8 - Servomotor MSK030C	153
Anexo C.9 - Servomotor MSK040B	155
Anexo C.10 - Servomotor MSM019B	157
Anexo C.11 - Acoplamento MK2	159
Anexo C.12 - Acoplamento BKH.....	161
Anexo C.13 - Redutor SK+	163
Anexo C.14 - Sistema linear MKK-040.....	165
Anexo C.15 - Rolamento linear R0740	167
Anexo C.16 - Estrutura e envolvente de segurança.....	169

Lista de figuras

Figura 2.1: Rotor do motor de relutância variável que equipa a Yämmi 2.	3
Figura 2.2: Motor de relutância variável que equipa a Yämmi 2.	3
Figura 2.3: Sequência de funcionamento de um motor de relutância variável (Ribeiro 2016).	4
Figura 2.4: Rotor e estator que equipam o motor de relutância variável da Yämmi 2.	4
Figura 2.5: Constituintes do rotor.	5
Figura 2.6: Dimensões do rotor.	6
Figura 3.1: Evolução da magnitude do desequilíbrio, da velocidade de vibração e da força centrífuga com o aumento da velocidade de funcionamento (Norfield 2006).	8
Figura 3.2: Rotor perfeitamente equilibrado (caso teórico) (MaintTech).	9
Figura 3.3: Representação 3D de um rotor com geometria próxima de um disco fino.	10
Figura 3.4: Rotor com desequilíbrio estático (MaintTech).	10
Figura 3.5: Rotor com desequilíbrio duplo (MaintTech).	11
Figura 3.6: Rotor com desequilíbrio dinâmico, representado pela soma dos desequilíbrios estático e duplo (MaintTech).	11
Figura 3.7: Rotor com desequilíbrio dinâmico, representado pela resultante da soma dos desequilíbrios estático e dinâmico (MaintTech).	12
Figura 3.8: Tabela fornecida pela norma ISO 1940 para determinar o grau de tolerância mais adequado (IRDBalancing 2009).	14
Figura 3.9: Gráfico fornecido pela norma ISO 1940 para determinar o desequilíbrio residual máximo permitido (IRDBalancing 2009).	15
Figura 3.10: Máquina de equilibrar com apoios flexíveis (JP Balancer 2013).	16
Figura 4.1: Sistema de guiamento linear com carril de perfil cilíndrico (Bosch Rexroth 2015b).	18
Figura 4.2: Sistema de guiamento linear com carril de perfil prismático (Bosch Rexroth 2015a).	19
Figura 4.3: Sistema linear com roletes em V (Overby 2010).	19
Figura 4.4: Sistema de transmissão com fuso e porca de esferas (Bosch Rexroth 2016).	20
Figura 4.5: Configurações possíveis para os apoios (Bosch Rexroth 2006).	21
Figura 4.6: As duas soluções construtivas para as porcas, à esquerda simples e à direita de esferas (Bosch Rexroth 2006)	22
Figura 4.7: Sistema de transmissão por pinhão-cremalheira (Andantex 2017).	23
Figura 4.8: Acoplamentos permanentes flexíveis: (a) de elastômero, (b) de rasgo helicoidal, (c) de disco e (d) de fole (R+W® 2017).	25
Figura 4.9: Motor spindle com bucha (HSD Mechatronics).	26
Figura 5.1: Representação esquemática da disposição dos diferentes módulos e sistemas.	28
Figura 6.1: Estação de equilibragem dos rotores utilizada pela empresa.	29
Figura 6.2: Máquina semiautomática de equilibrar rotores ND-B012.	30
Figura 6.3: Autocolante refletor colocado num polo do rotor para criar uma referência.	30
Figura 6.4: Painel da máquina ND-B012.	31
Figura 6.5: Representação 3D do corte efetuado no rotor no processo de equilibragem.	32

Figura 6.6: Sistema de fixação pneumático adaptado à mesa da fresa.	32
Figura 7.1: Velocidades máximas permitidas em função do comprimento e fuso selecionado (Bosch Rexroth 2017).	34
Figura 7.2: Representação 3D do sistema linear de referência MKK-04.	35
Figura 7.3: Representação 3D da estrutura de posicionamento de rotores.	35
Figura 7.4: Representação 3D do módulo de carga/descarga.	36
Figura 7.5: Posição do rotor relativamente aos eixos definidos para o sistema de 3 eixos.	37
Figura 7.6: Fresa de topo de modelo GOMILL™ GP, de referência 4CH1000DD022A (Kennametal 2017).	38
Figura 7.7: Layout do programa Novo Kennametal com os parâmetros inseridos e resultados obtidos.	39
Figura 7.8: Fresa de topo utilizada no ensaio experimental.	40
Figura 7.9: Plataforma dinamométrica KISTLER T 9257B (KISTLER 2009).	40
Figura 7.10: Representação 3D do dispositivo concebido para a fixação do rotor à plataforma dinamométrica durante o ensaio de maquinagem.	41
Figura 7.11: Vista explodida do dispositivo concebido para a fixação do rotor à plataforma dinamométrica durante o ensaio de maquinagem.	41
Figura 7.12: Peças utilizadas, à direita, e dispositivo em utilização, à esquerda.	42
Figura 7.13: Gráfico resultante do ensaio 1.	42
Figura 7.14: Gráfico resultante do ensaio 2.	43
Figura 7.15: Gráfico resultante do ensaio 3.	43
Figura 7.16: Motor spindle MT1073 - Y6162Y0015, comercializado pela HSD Mechatronics (HSD Mechatronics).	45
Figura 7.17: Representação 3D e 2D da geometria do corte a realizar.	45
Figura 7.18: Representação 3D dos movimentos a realizar pela fresa.	46
Figura 7.19: Representação gráfica do ciclo dinâmico definido para o sistema de 3 eixos.	47
Figura 7.20: Configuração selecionada para as guias lineares (Bosch Rexroth 2006).	49
Figura 7.21: Guiamento lateral para os patins e os carris das guias lineares (Bosch Rexroth 2006).	49
Figura 7.22: Solução de montagem para os patins e carris das guias lineares (Bosch Rexroth 2006).	49
Figura 7.23: Tabela fornecida pelo fabricante para auxiliar a escolha da pré-carga (Bosch Rexroth 2006). ...	50
Figura 7.24: Tabela fornecida pelo fabricante para auxiliar a escolha da classe de precisão (Bosch Rexroth 2006).	50
Figura 7.25: Método de determinação do parâmetro S_1 (Bosch Rexroth 2015a).	50
Figura 7.26: Método de determinação do parâmetro S_2 (Bosch Rexroth 2015a).	51
Figura 7.27: Método de determinação do parâmetro P_1 (Bosch Rexroth 2015a).	51
Figura 7.28: Valores recomendados pelo fabricante para os rácios C/F_{max} e C_0/F_{0max} dependendo da aplicação (Bosch Rexroth 2006).	52
Figura 7.29: Ciclo dinâmico dos patins do eixo Z.	55
Figura 7.30: Ciclo dinâmico dos patins do eixo Y.	57
Figura 7.31: Ciclo dinâmico dos patins do eixo X.	59
Figura 7.32: Fuso com porca de esferas FEM-E-S (Bosch Rexroth 2016).	61
Figura 7.33: Chumaceiras disponíveis dependendo do fuso utilizado (Bosch Rexroth 2016).	62

Figura 7.34: Chumaceira de apoio fixo de referência SEB-F (Bosch Rexroth 2016).	62
Figura 7.35: Chumaceira de apoio flutuante de referência SEB-L (Bosch Rexroth 2016).	62
Figura 7.36: Pontas de veio para os fusos (Bosch Rexroth 2016).	63
Figura 7.37: Tolerâncias dimensionais para a fixação dos apoios dos fusos (Bosch Rexroth 2006).	63
Figura 7.38: Ciclo dinâmico da porca de esferas do eixo Z.	67
Figura 7.39: Ciclo dinâmico da porca de esferas do eixo Y.	68
Figura 7.40: Ciclo dinâmico da porca de esferas do eixo X.	70
Figura 7.41: Determinação do rendimento de transmissão do fuso de esferas utilizado (Bosch Rexroth 2006).	72
Figura 7.42: Representação esquemática da relação entre as diferentes bases do sistema de eixos.	73
Figura 7.43: Representação 3D da base móvel do eixo Z.	74
Figura 7.44: Representação 3D da base móvel do eixo Y.	75
Figura 7.45: Representação 3D da base fixa do eixo X.	76
Figura 7.46: Representação da base móvel do eixo X.	77
Figura 7.47: Representação 3D do sistema de 3 eixos.	78
Figura 7.48: Representação 3D do sistema de fixação do rotor.	79
Figura 7.49: Representação das duas posições do sistema de fixação do rotor.	79
Figura 7.50: Representação 3D dos dois apoios do sistema de fixação do rotor.	80
Figura 7.51: Separação das chapas do rotor após maquinagem com sistema de aperto alimentado a 2 bar.	80
Figura 7.52: Acoplamento KSG-M16x1.5 (FESTO 2017a).	81
Figura 7.53: Garra rotativa de referência HGDS.	81
Figura 7.54: Gráfico da evolução dos tempos de rotação com o aumento da inércia do objeto a mover (90° a tracejado, 180° a traço dois pontos e 210° a linha contínua) (FESTO 2017b).	82
Figura 7.55: Movimentação do rotor entre diferentes módulos.	82
Figura 7.56: Representação 3D dos braços em cruz para o sistema de indexagem.	83
Figura 7.57: Garra pneumática DHPS-25-A-NC, com extensores projetados para a fixação do rotor.	84
Figura 7.58: Representação 3D do cubo de ligação entre a estrutura dos braços e o veio.	84
Figura 7.59: Representação 3D da parte móvel do sistema de indexagem.	85
Figura 7.60: Representação 2D da fixação do veio do sistema de indexagem.	86
Figura 7.61: Representação gráfica do ciclo dinâmico definido para o sistema de indexagem.	87
Figura 7.62: Redutor de planetários ortogonais da série SK ⁺ (Wittenstein 2017).	88
Figura 7.63: Resultados obtidos na simulação para o atuador DNC-80-100-PPV-A.	89
Figura 7.64: Rolamento linear de referência R0740 (Bosch Rexroth 2015b).	90
Figura 7.65: Ângulos de flexão máximos permitidos para rolamentos da série standard (Bosch Rexroth 2015b).	90
Figura 7.66: Formulário fornecido no catálogo do fabricante (Bosch Rexroth 2015b).	91
Figura 7.67: Pontas de veio definidas para as guias lineares (Bosch Rexroth 2015b).	92
Figura 7.68: Representação 2D do apoio superior móvel idealizado para as guias lineares.	93
Figura 7.69: Solução construtiva para o sistema de indexagem.	94

Figura 7.70: Representação 3D da estrutura base.	95
Figura 7.71: Representação 3D da estrutura base com todos os módulos e sistemas montados.	96
Figura 7.72: Representação 3D da estrutura e envolvente de segurança.	97
Figura 7.73: Fecho de segurança BNS-B20 (Schmersal 2007).	98
Figura 7.74: Sensor de segurança BNS 260 (Schmersal 2007).	98
Figura 7.75: Armário mural comercializado pela ELDON (ELDON 2012).	98
Figura 7.76: Representação 3D da estrutura idealizada para fixação dos componentes pneumáticos.	99
Figura 7.77: Planificação 2D da estrutura idealizada para a fixação dos componentes pneumáticos.	99
Figura 7.78: Representação 3D de uma vista geral da máquina de equilibragem automática.	100

Lista de tabelas

Tabela 2.1: Composição química do aço M400-50A.	5
Tabela 2.2: Propriedades mecânicas do aço M400-50A.	5
Tabela 7.1: Forças tangenciais máximas obtidas para os diferentes ensaios, divididas por fases.	44
Tabela 7.2: Coordenadas relativas ao movimento a realizar pela fresa.	46
Tabela 7.3: Ciclo dinâmico definido para o sistema de 3 eixos, 1ª parte.	47
Tabela 7.4: Ciclo dinâmico definido para o sistema de 3 eixos, 2ª parte.	47
Tabela 7.5: Cursos definidos para os 3 eixos.	48
Tabela 7.6: Características dos patins do eixo Z.	55
Tabela 7.7: Resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim do eixo Z durante o ciclo dinâmico.	56
Tabela 7.8: Vida útil e fatores de segurança para o patim mais esforçado do eixo Z.	56
Tabela 7.9: Resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim do eixo Y durante o ciclo dinâmico.	58
Tabela 7.10: Vida útil e fatores de segurança para o patim mais esforçado do eixo Y.	58
Tabela 7.11: Características dos patins do eixo X.	60
Tabela 7.12: Resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim do eixo X durante o ciclo dinâmico.	60
Tabela 7.13: Vida útil e fatores de segurança para o patim mais esforçado do eixo X.	61
Tabela 7.14: Características dimensionais do eixo Z.	66
Tabela 7.15: Características da porca de esferas selecionada para o eixo Z.	67
Tabela 7.16: Vida útil e fatores de segurança para a porca de esferas do eixo Z.	67
Tabela 7.17: Características dimensionais do eixo Y.	68
Tabela 7.18: Características da porca de esferas selecionada para o eixo Y.	69
Tabela 7.19: Vida útil e fatores de segurança para a porca de esferas do eixo Y.	69
Tabela 7.20: Características dimensionais do eixo X.	69
Tabela 7.21: Características da porca de esferas selecionada para o eixo X.	70
Tabela 7.22: Vida útil e fatores de segurança para a porca de esferas do eixo X.	70
Tabela 7.23: Servomotores selecionados e drivers correspondentes.	72
Tabela 7.24: Características relevantes dos servomotores selecionados.	72
Tabela 7.25: Tolerâncias dimensionais e geométricas para o eixo Z.	74
Tabela 7.26: Tolerâncias dimensionais e geométricas para o eixo Y.	75
Tabela 7.27: Ciclo dinâmico definido para o sistema de indexagem.	87
Tabela 7.28: Parâmetros dimensionais para a guias lineares.	91
Tabela 7.29: Ângulos de flexão obtidos para cada diâmetro de veio.	91
Tabela 7.30: Lista de componentes utilizados de fornecedores exteriores.	101

1 - Introdução

1.1 - Enquadramento e objetivos

A presente dissertação, realizada em ambiente empresarial no contexto do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, resultou de uma proposta de tema por parte do Grupo PR.

Ambicionando uma expansão para novos mercados, o Grupo PR sentiu a necessidade de otimizar vários aspetos da sua linha de produção, nomeadamente, da que atualmente produz a Yämmi 2, um robô de cozinha desenvolvido em parceria com a SONAE. Assim, foi proposto por parte do Grupo PR, como tema de dissertação, o desenvolvimento de um equipamento automático capaz de equilibrar dinamicamente os rotores que equipam o motor presente na Yämmi 2. Esta oportunidade permitiu ao mestrando a aplicação de conhecimentos teóricos na realidade prática, em ambiente empresarial.

1.2 - Apresentação do Grupo PR

O Grupo PR, sediado no concelho da Maia, é constituído por várias empresas especializadas em diferentes áreas de produção.

A empresa mais antiga do grupo, a Tornipeças, foi fundada em 1989 e dedica-se à produção de componentes maquinados, nomeadamente, peças torneadas com elevada qualidade, em diferentes materiais metálicos. Atualmente, a Tornipeças possui diversos equipamentos de torneamento, incluído versões com controlo numérico.

Em 2009, o grupo adquiriu a empresa Molcotex, alterando o seu nome para PR Metal, investindo no desenvolvimento e produção de equipamentos industriais do tipo “chave na mão”. O rápido crescimento da PR Metal, concedeu ao grupo reconhecimento por parte de grandes empresas do ramo automóvel, principalmente na produção de cabos de comando para o mesmo setor. Esta empresa está equipada com uma larga gama de equipamentos de maquinaria, incluindo centros de maquinaria com controlo numérico, equipamentos de eletroerosão e de controlo de qualidade. Possui ainda competências na área do projeto 3D e da automação.

Em 2010, o grupo fundou a PR Plásticos, com o intuito de produzir produtos extrudidos em materiais poliméricos como PE, PP, PVC, POM e TPE. Atualmente, existem 12 linhas de extrusão nas suas instalações.

No ano de 2012, foi criada a PR Injeção, especializada em microinjeção de Zamak de componentes para o setor automóvel.

Dois anos depois, o grupo comprou a Croporto, especializada em tratamentos superficiais em diversos componentes metálicos.

Durante o ano de 2016, o Grupo PR desenvolveu uma parceria com a SONAE para a produção de um eletrodoméstico. O seu desenvolvimento ficou a cargo da PR Injeção. Ainda no

mesmo ano, foi fundada a VR Motors, dedicada ao desenvolvimento e produção de motores elétricos, principalmente motores de relutância variável.

1.3 - Estrutura da dissertação

Tendo em conta os objetivos mencionados, a abordagem utilizada foi a seguinte:

- No capítulo 1 é feita uma introdução, onde se contextualiza e explicita o projeto desenvolvido no decorrer da dissertação, assim como uma apresentação da empresa parceira neste projeto.
- No capítulo 2 é analisado o principal objeto de estudo, o rotor, no que toca ao seu formato e constituintes. É ainda apresentada uma breve explicação do princípio de funcionamento dos motores em que este se utiliza.
- No capítulo 3 é exposta uma revisão teórica sobre os desequilíbrios característicos dos rotores, assim como os métodos utilizados para a correção dos mesmos.
- No capítulo 4 são analisadas as soluções construtivas disponíveis no mercado de diferentes componentes, necessários no projeto da máquina.
- No capítulo 5 são referidas as indicações iniciais acordadas com a empresa, que serviram como ponto de partida para o desenvolvimento da máquina.
- No capítulo 6 é descrito o processo de equilibragem de rotores no seu estado atual, à data de realização da presente dissertação.
- No capítulo 7 é apresentado todo o projeto realizado no decorrer da dissertação.
- No capítulo 8 são apresentadas as conclusões deste projeto e considerações finais.
- No capítulo 9 são apresentadas algumas perspetivas futuras e recomendações para a continuação do projeto, posteriormente à data de finalização da dissertação.

2 - O rotor

O rotor (Figura 2.1), principal objeto de estudo da presente dissertação, é parte integrante do motor de relutância variável (Figura 2.2) que equipa a Yämmi 2. Antes de uma análise à sua constituição, será dada uma breve explicação sobre o princípio de funcionamento característico destes motores.

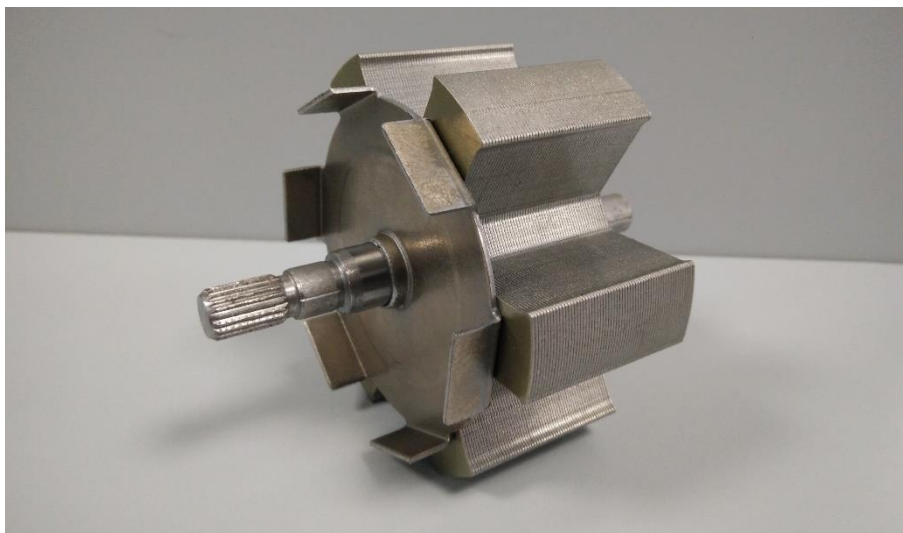


Figura 2.1: Rotor do motor de relutância variável que equipa a Yämmi 2.



Figura 2.2: Motor de relutância variável que equipa a Yämmi 2.

2.1 - Motor de relutância variável

Um motor de relutância variável (do inglês *Switched Reluctance Motor* ou *SRM*) é uma máquina elétrica composta por um estator e um rotor (Figura 2.4). É de construção relativamente simples, com o estator bobinado e o rotor composto por um conjunto de chapas de um aço

especialmente concebido com boas características eletromagnéticas. O nome relutância variável advém do modo de acionamento e controlo utilizado nestes motores (Ribeiro 2016).

Tanto o rotor como o estator, apresentam polos salientes, diferindo na sua quantidade. O número de polos do estator depende do número de fases utilizadas pelo motor. Geralmente, quando são utilizadas 3 fases, o estator apresenta 6 polos e o rotor 4 polos. Já nos motores que utilizam 4 fases, o estator e o rotor apresentam 8 e 6 polos respetivamente (Ribeiro 2016).

Os polos do estator encontram-se bobinados com um material condutor, geralmente cobre e, para além disso, possuem no seu interior um núcleo ferromagnético. Cada fase induz uma corrente elétrica nas bobinas de dois polos opostos, criando dois eletroímãs alinhados, como demonstrado na Figura 2.3 (a) e (c). Quando uma fase é ligada, a corrente aumenta nas bobinas respetivas, criando um fluxo magnético que provoca o alinhamento físico de dois polos opostos do rotor com os polos excitados do estator, gerando binário (Figura 2.3 (b) e (d)). A diferença no número de polos utilizados, no estator e no rotor, existe para que o alinhamento ocorra de modo singular, ou seja, para que no momento em que um par de polos se encontram alinhados, os restantes se encontrem desalinhados. Para impor um movimento de rotação contínuo ao rotor, é necessário desligar a fase dos polos recentemente alinhados, no mesmo momento em que é ligada uma outra fase para outro par de polos desalinhados. Quando bem executada, a comutação entre as diferentes fases induz um movimento de rotação contínuo ao rotor (Ribeiro 2016).

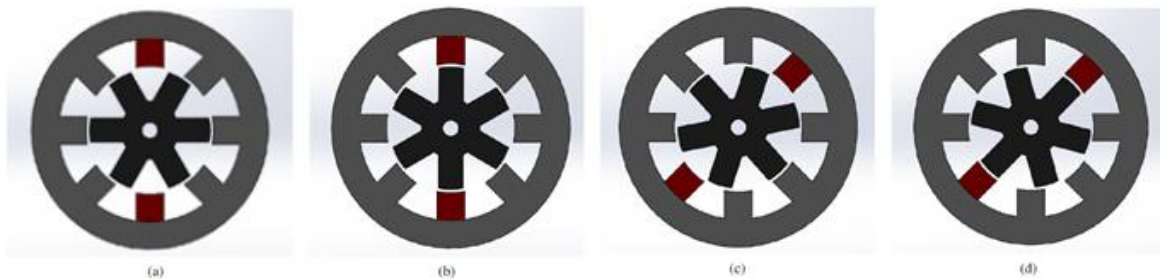


Figura 2.3: Sequência de funcionamento de um motor de relutância variável (Ribeiro 2016).

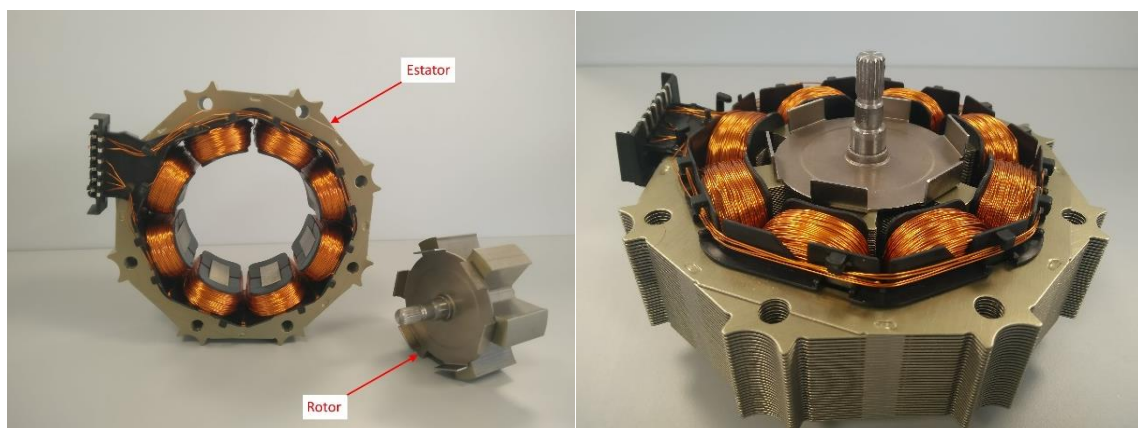


Figura 2.4: Rotor e estator que equipam o motor de relutância variável da Yämmi 2.

2.2 - Constituição

O rotor de um motor de relutância variável apresenta uma construção bastante simples, sendo constituído apenas por um conjunto de chapas solidárias a um veio. O rotor que equipa a Yämmi 2 não foge à regra. Apresenta um conjunto de 60 chapas com 1 mm de espessura, um veio e o disco do *encoder* ótico (Figura 2.5). Na Figura 2.6 são apresentadas as dimensões gerais do rotor.

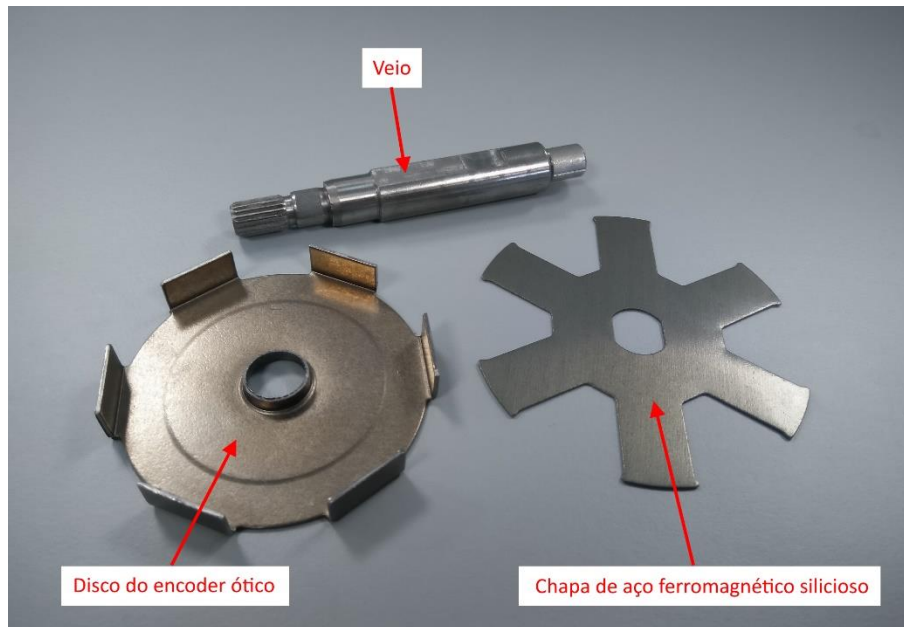


Figura 2.5: Constituintes do rotor.

O material constituinte das chapas do rotor é um aço ferromagnético de referência M400-50A. Possui excelentes características magnéticas, e é produzido especificamente para equipamentos elétricos, como motores, entre outros. De seguida é apresentada a composição química do aço (Tabela 2.1), assim como as características mecânicas (Tabela 2.2), já que serão um fator determinante aquando da seleção da ferramenta a utilizar para a maquinagem do rotor.

Tabela 2.1: Composição química do aço M400-50A (ACERALIA 2001).

Composição química (% em peso)						
C	Mn	Si	S	P	Outros	Fe
0.027	0.191	0.008	0.007	0.011	0.046	Bal.

Tabela 2.2: Propriedades mecânicas do aço M400-50A (ACERALIA 2001).

Propriedades mecânicas		
$\sigma_{0.2}$ [MPa]	σ_m [MPa]	ϵ_r [%]
267	343	36

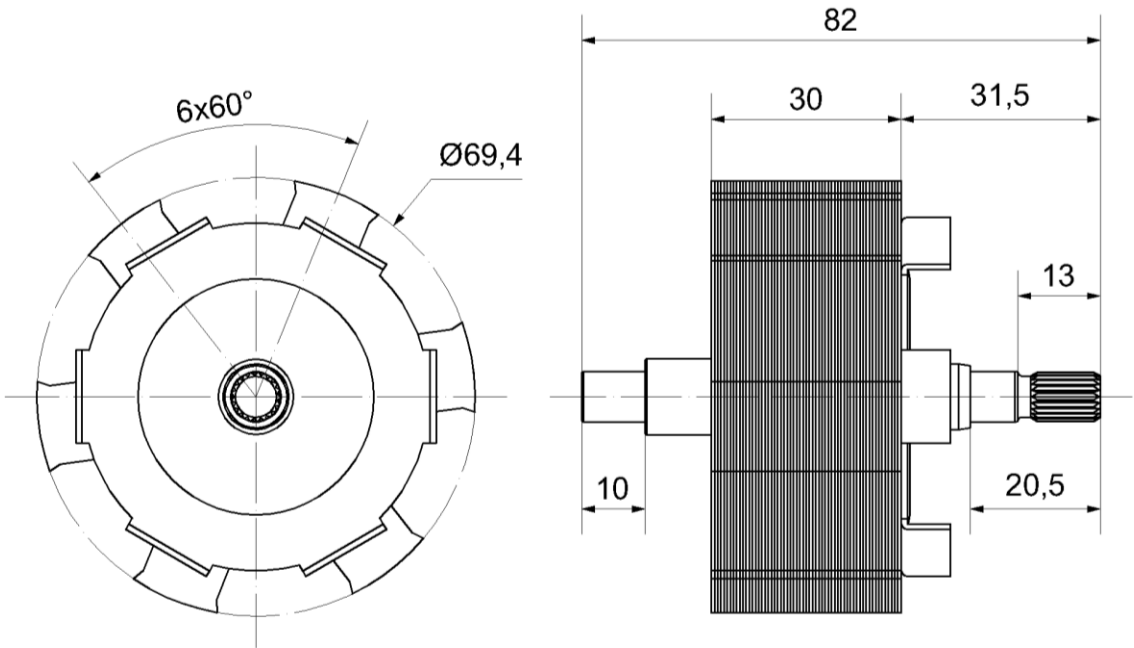


Figura 2.6: Dimensões do rotor.

3 - Equilibragem de rotores

3.1 - Introdução

A equilibragem de rotores, isto é, de componentes rotativos de máquinas, permite o aumento da sua eficiência, uma redução de custos e o desenvolvimento de novas máquinas, mais potentes e fiáveis (Norfield 2006).

A necessidade de equilibrar componentes rotativos começou nos sistemas de moagem de farinha movidos pela força da água ou do vento. Tanto as velas como as noras, necessitavam de ser equilibradas para que fosse possível trabalhar mesmo com correntes e vento fracos. Também a necessidade de manter uma velocidade estável, levou à procura do equilíbrio nestes sistemas (Norfield 2006).

A primeira máquina dedicada ao equilíbrio de rotores foi patenteada em 1870 por Henry Martinson's (Norfield 2006).

O aparecimento da máquina a vapor e o aumento da sua velocidade característica conduziram a uma maior exigência nos requisitos de equilíbrio dos diversos componentes. A invenção dos motores elétricos AC e DC e dos motores de combustão interna, trazendo velocidades superiores, propiciou o desenvolvimento contínuo de novas técnicas de equilibragem de componentes rotativos. Em 50 anos de revolução industrial, as velocidades dos equipamentos evoluíram de meras dezenas para milhares de rotações por minuto. O aparecimento da turbina a gás com velocidades na ordem das centenas de milhar de rotações por minuto, espelha a extrema necessidade de correção de desequilíbrios em elementos rotativos, já que impõe requisitos bastante exigentes (Norfield 2006).

O correto equilíbrio dos componentes dentro das tolerâncias apropriadas, apresentadas no Capítulo 3.5 -Tolerância de desequilíbrio, traz três benefícios principais (Norfield 2006):

- Redução das cargas aplicadas nos rolamentos de apoio. Ao limitar a força centrífuga aplicada a menos de 10% da carga estática, a vida do rolamento é maximizada;
- Redução de vibrações, que permite uma diminuição do ruído, uma perceção de boa qualidade do produto e uma diminuição do risco de problemas de saúde, no caso de equipamentos manuais.
- Melhoria no desempenho, com um aumento das velocidades máximas suportadas pelo equipamento. São conseguidas com a diminuição da carga nos rolamentos e eliminação da flexão no caso de rotores mais compridos.

A equilibragem é vista como um modo de correção de possíveis erros durante a produção, ou até mesmo do desenho, dos componentes. Apesar do custo que acarreta, é vista como uma alternativa ao aperto das tolerâncias impostas durante a produção dos componentes ou até mesmo a mudanças no processo de produção (Norfield 2006).

É de realçar que as vibrações sentidas nos equipamentos podem não ser provocadas por desequilíbrios nos rotores. Fenómenos provenientes de outros componentes têm também um grande papel na criação de vibrações como, por exemplo, desalinhamentos, rolamentos danificados, veios empenados, turbulências, cavitação, lubrificação excessiva, folgas nos apoios, engrenagens danificadas, entre outros (Norfield 2006).

O desequilíbrio dos rotores provoca cargas radiais nos rolamentos. Não aumenta com o a velocidade de rotação do rotor, ao contrário do que sucede com a velocidade das vibrações, que aumenta na proporção daquela. Já as forças centrífugas, responsáveis pela carga radial, aumentam com o quadrado da velocidade de rotação (Norfield 2006). Estas evoluções podem ser analisadas através do gráfico da Figura 3.1.

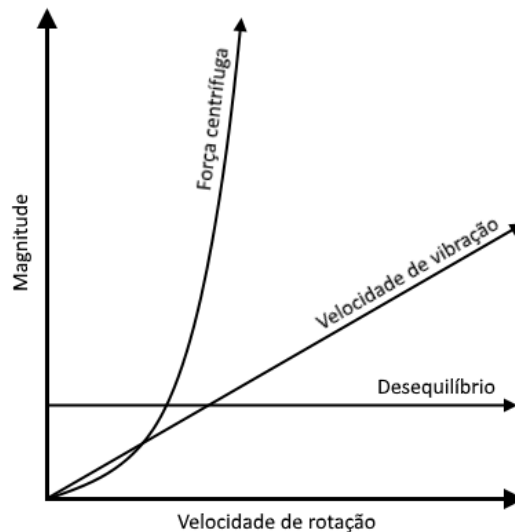


Figura 3.1: Evolução da magnitude do desequilíbrio, da velocidade de vibração e da força centrífuga com o aumento da velocidade de funcionamento (Norfield 2006).

Mas como é que um rotor considerado “equilibrado” perde o seu equilíbrio? Os desequilíbrios podem ocorrer por erosão durante o funcionamento, assim como por efeitos térmicos ou por colisão com partes estáticas dos equipamentos. Assim, o processo de equilibragem não só é importante no momento da produção do equipamento, como também durante os períodos de manutenção (Norfield 2006).

3.2 - O desequilíbrio

O desequilíbrio existe num rotor quando o seu eixo principal de inércia não é coincidente com o eixo de funcionamento imposto pelos apoios. Praticamente todos os rotores, à saída da linha de produção apresentam esse problema, devido ao seu desenho, aos seus componentes e a desvios dimensionais. Um rotor não equilibrado, quando em rotação, tende a rodar sobre o seu eixo principal de inércia. Como os rolamentos restringem este movimento, a força centrífuga criada pelo desequilíbrio faz com que o rotor vibre (Universal Unbalancing).

A localização do centro de gravidade e do eixo principal de inércia são determinadas pela distribuição mássica provocada pela geometria e pela localização de diferentes materiais constituintes do rotor.

O desequilíbrio surge quando é imposto um eixo de rotação, diferente do eixo principal de inércia. A correção de desequilíbrio é um processo que altera as propriedades mássicas para aproximar o centro de gravidade e/ou o eixo principal de inércia ao eixo de rotação imposto (MaintTech).

O desequilíbrio pode ser representado recorrendo a duas grandezas, a uma massa e a um raio, no sentido em que, por exemplo, uma massa adicionada numa determinada posição do rotor, provoca o deslocamento do eixo principal de inércia relativamente ao eixo de rotação. Para o sistema métrico, a unidade é equivalente a gramas milímetro (gmm). Contudo, no caso de rotores de grandes dimensões é utilizada grama centímetro.(gcm) (MaintTech).

3.3 - Tipos de desequilíbrio

Antes de tratar dos diferentes tipos de desequilíbrios, convém analisar o caso em que o rotor se encontra equilibrado. É de salientar que, na realidade, o estado de perfeito equilíbrio é impossível de ser alcançado. Na Figura 3.2 é possível observar uma representação de um rotor em que o eixo principal de inércia se encontra perfeitamente alinhado com o eixo de rotação imposto, situação apenas possível de um ponto de vista teórico (MaintTech).

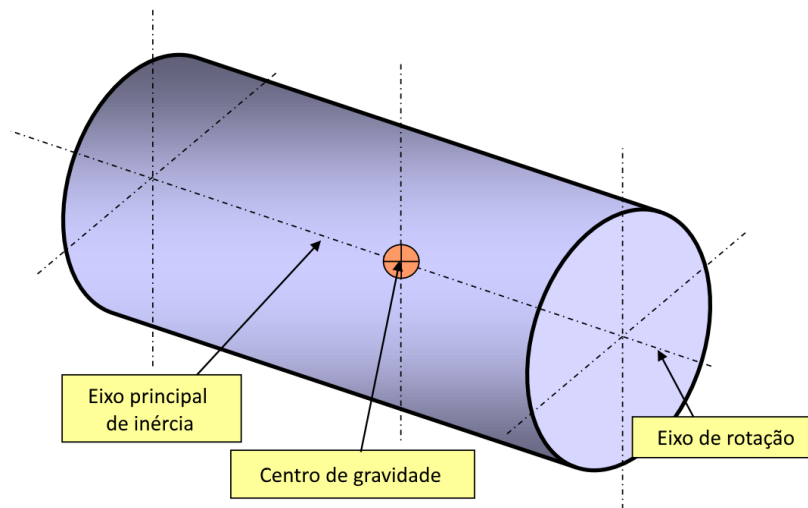


Figura 3.2: Rotor perfeitamente equilibrado (caso teórico) (MaintTech).

3.3.1 - Desequilíbrio estático

O desequilíbrio estático caracteriza-se pelo paralelismo, mas não coincidência, do eixo principal de inércia do rotor relativamente ao eixo de rotação. Este tipo de desequilíbrio é geralmente o único corrigido em rotores com uma geometria próxima de um disco fino (Figura 3.3) (MaintTech).

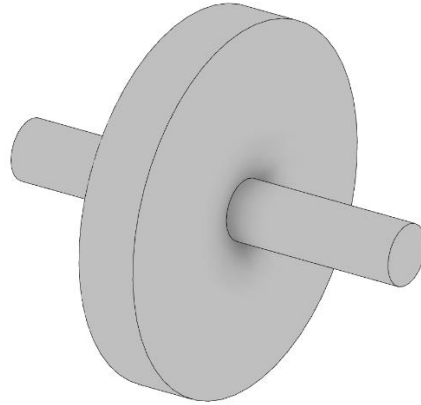


Figura 3.3: Representação 3D de um rotor com geometria próxima de um disco fino.

Para a sua correção apenas é necessária a adição/remoção de massa numa determinada posição caracterizada por um ângulo e raio, no plano de correção, como pode ser visto no Capítulo 3.4 - Planos de correção (MaintTech).

Na Figura 3.4 encontra-se uma representação de um rotor com desequilíbrio estático.

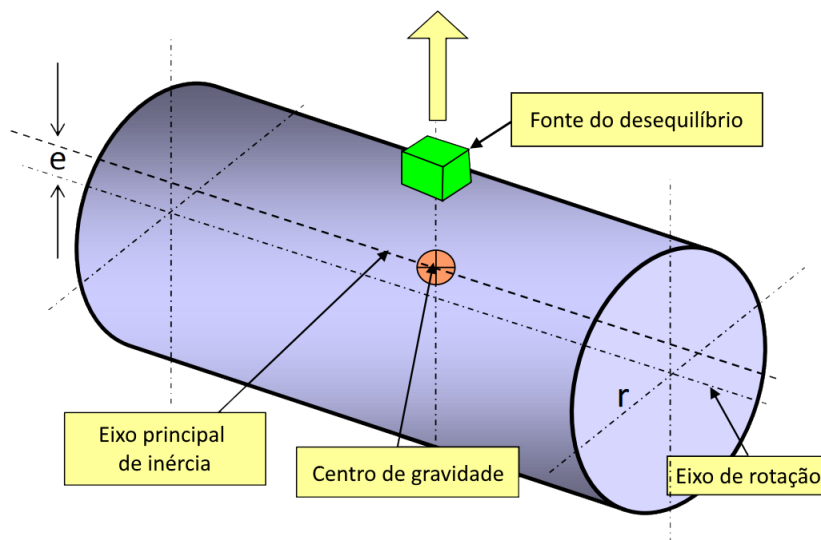


Figura 3.4: Rotor com desequilíbrio estático (MaintTech).

3.3.2 - Desequilíbrio duplo

O desequilíbrio duplo é caracterizado pela interseção do eixo principal de inércia com o eixo de rotação no centro de gravidade do rotor. É produzido por duas forças centrífugas paralelas, com direções contrárias e grandezas iguais. Devido à configuração das forças intervenientes, é criado um momento proporcional à distância entre o ponto de aplicação das duas forças paralelas, o qual provoca uma sollicitação de torsão do rotor. Para corrigir este desequilíbrio é necessário adicionar ou remover massa em posições opostas (180°), cada uma num plano de correção diferente, como explicado no Capítulo 3.4 - Planos de correção (MaintTech).

Na Figura 3.5 encontra-se uma representação de um rotor com desequilíbrio duplo.

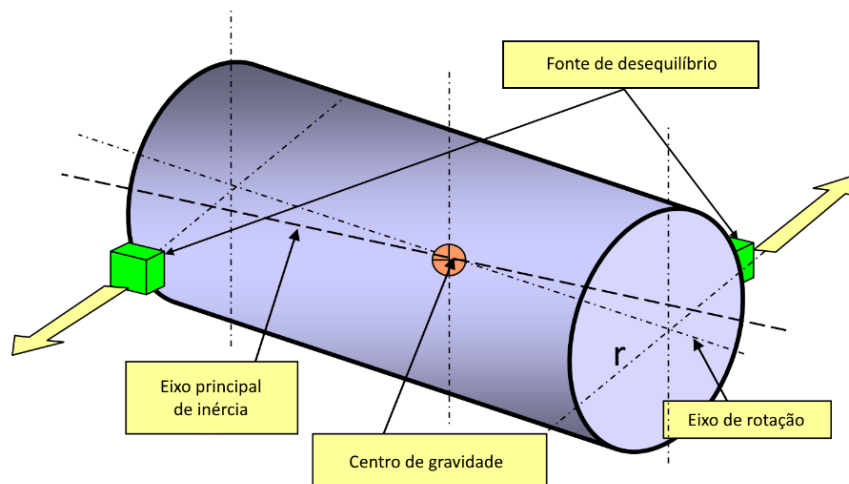


Figura 3.5: Rotor com desequilíbrio duplo (MaintTech).

3.3.3 - Desequilíbrio dinâmico

O desequilíbrio dinâmico é caracterizado pela combinação entre os dois tipos de desequilíbrio vistos anteriormente, o estático e o duplo. Assim, o eixo principal de inércia intersecta o eixo de rotação num ponto que não coincide com o centro de gravidade do rotor. Na Figura 3.6 está representada a combinação dos dois tipos de desequilíbrio. Já na Figura 3.7 é apresentada a sua resultante (MaintTech).

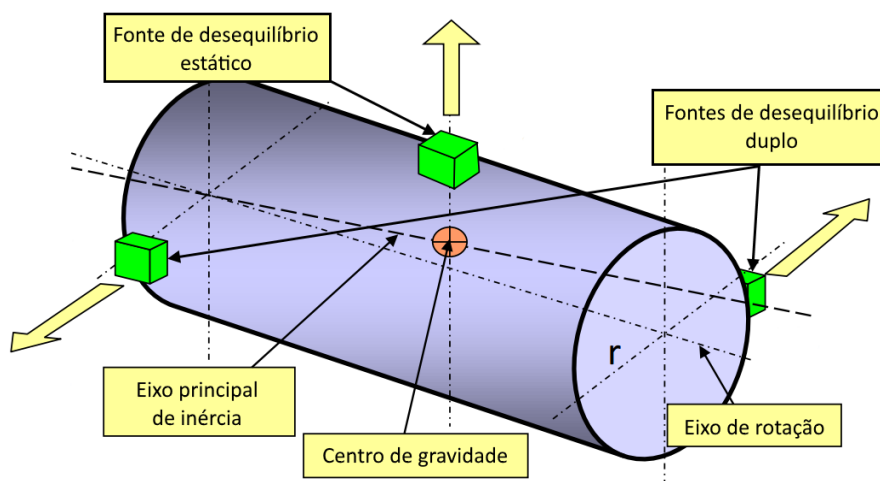


Figura 3.6: Rotor com desequilíbrio dinâmico, representado pela soma dos desequilíbrios estático e duplo (MaintTech).

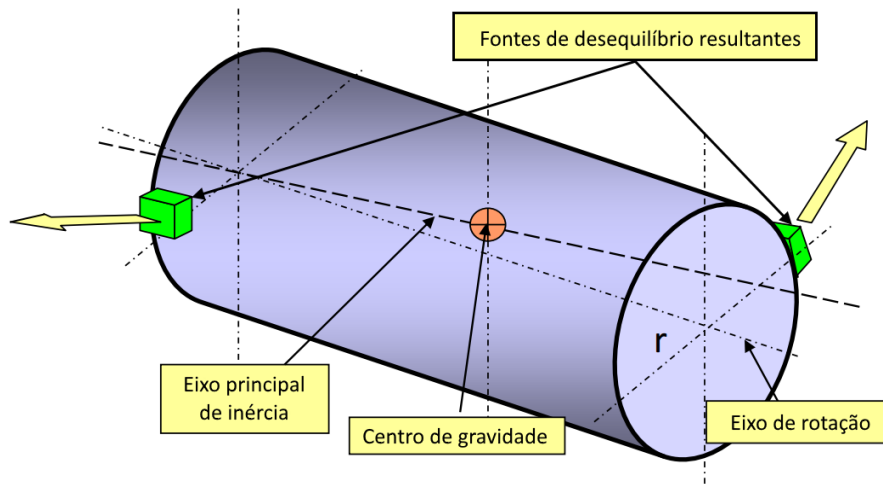


Figura 3.7: Rotor com desequilíbrio dinâmico, representado pela resultante da soma dos desequilíbrios estático e dinâmico (MaintTech).

3.4 - Planos de correção

A correção dos desequilíbrios, geralmente, não pode ser realizada nos planos em que este é sentido, ou seja, no local dos apoios (rolamentos). Assim, é necessário definir planos onde seja possível adicionar, remover ou reposicionar material. Tem de ser determinado o número de planos necessários, dependente da grandeza do desequilíbrio e da geométrica do rotor (MaintTech).

O número de planos necessário na operação de equilibragem pode ser definido da seguinte forma (MaintTech):

- Apenas um plano de correção: quando apenas o desequilíbrio estático se encontra fora da tolerância. Isto, geralmente, é verificado em rotores com geometria próxima de um disco fino (Figura 3.3). Pode ser aplicado quando se verifica uma grande distância entre os apoios, uma baixa excentricidade radial quando em rotação e um correto posicionamento do plano de correção. Para confirmar se a correção com apenas um plano é suficiente, basta medir o desequilíbrio duplo residual num número suficiente de rotores e, para o pior caso, dividir a sua grandeza pela distância entre os apoios. O valor resultante tem de estar dentro da tolerância, para que a utilização de apenas um plano seja aceitável. Para este caso, o desequilíbrio pode ser corrigido estaticamente. Contudo, para uma maior precisão e sensibilidade, são utilizadas máquinas de medição com rotação.
- Dois planos de correção: quando as condições impostas anteriormente não se verificam e os dados são retirados simultaneamente sob a forma de desequilíbrio dinâmico. Neste caso, para a determinação do desequilíbrio do rotor, é necessário utilizar um método de medição com rotação.
- Mais do que dois planos de correção: quando as correções são realizadas separadamente, no que toca ao desequilíbrio estático e duplo, ou necessitam de ser realizadas em vários locais ao longo do comprimento do rotor.

3.5 - Tolerância de desequilíbrio

Para a determinação da tolerância adequada, respetiva ao desequilíbrio residual aceitável, geralmente, é utilizada como referência a norma ISO 1940. Esta norma foi especificamente criada para ajudar a determinar a tolerância adequada consoante o tipo e aplicação do rotor. Esta classifica as vibrações máximas segundo um código próprio. Este é composto pela letra G seguida de um valor numérico que representa a velocidade de vibração em milímetros por segundo (mm/s). Quanto menor o valor, mais apertada será a tolerância. Através da tabela da Figura 3.8, disponibilizada pela norma, é possível determinar o grau de tolerância mais adequado, tendo em conta o tipo e local de aplicação do rotor. Já o desequilíbrio residual máximo permitido, pode ser determinado, em gramas milímetro por quilograma (gmm/kg), através do gráfico da Figura 3.9, relacionando o grau da tolerância com a velocidade de funcionamento (Norfield 2006).

Na tabela da Figura 3.8 está destacado o grau de tolerância em que se insere o rotor utilizado na Yämmi 2 (G6.3). Já no gráfico da Figura 3.9, destaca-se a velocidade máxima de vibração dada pela aplicação da norma ISO 1940.

Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ($e_{per} \times \omega$) ^{(1) (2)} mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives ⁽³⁾ of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders ⁽⁴⁾
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines ⁽⁴⁾
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders ⁽⁴⁾ Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives ⁽⁵⁾
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders ⁽⁴⁾ Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

1) $\omega = 2\pi n/60 = n/10$, if n is measured in revolutions per minute and ω in radians per second.

2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of U_{per} to correction planes."

3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.

4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.

5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

Figura 3.8: Tabela fornecida pela norma ISO 1940 para determinar o grau de tolerância mais adequado (IRDBalancing 2009).

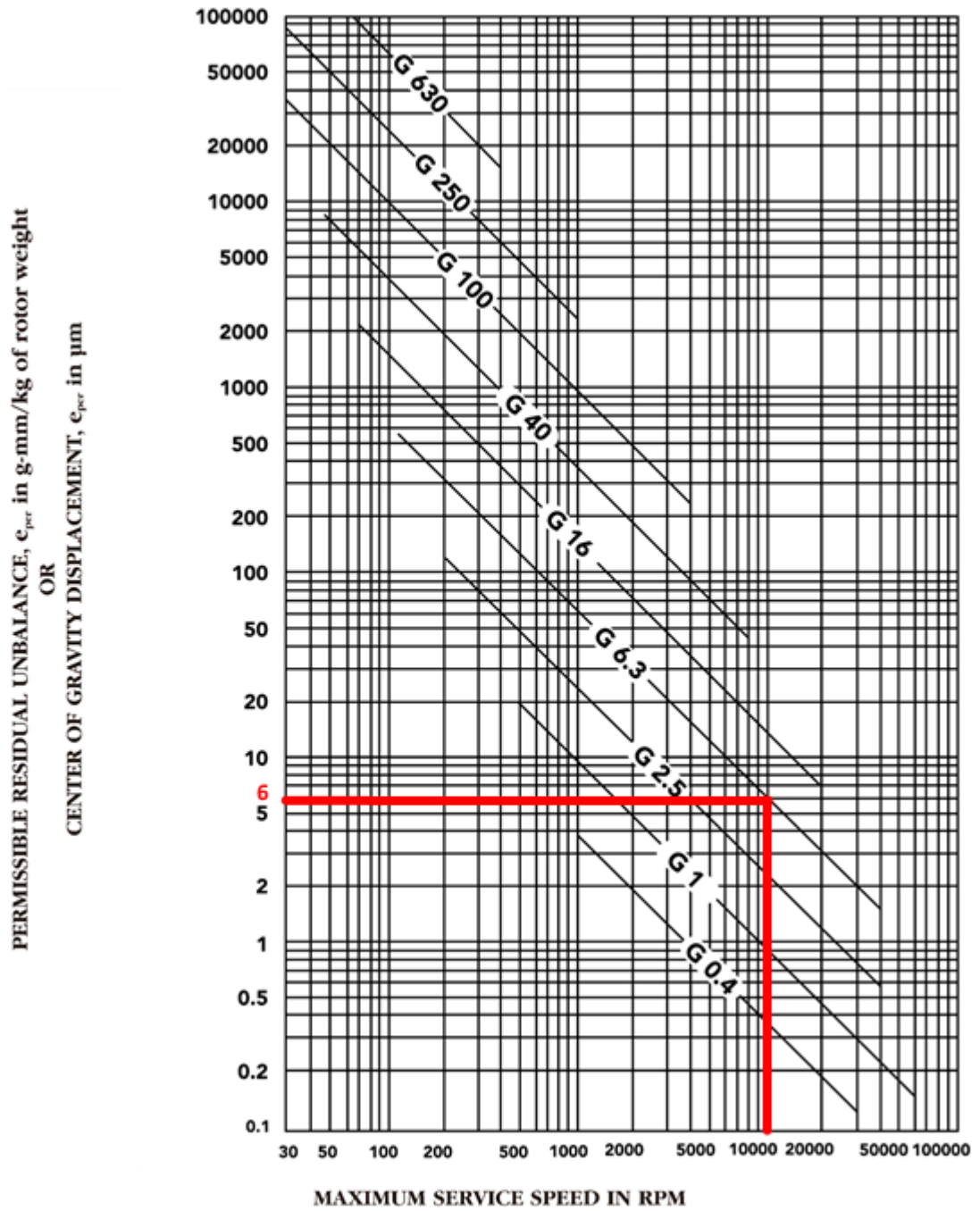


Figura 3.9: Gráfico fornecido pela norma ISO 1940 para determinar o desequilíbrio residual máximo permitido (IRDBalancing 2009).

3.6 - Máquinas de medição de desequilíbrios

As máquinas de medição de desequilíbrios disponíveis podem ser classificadas segundo 4 características básicas (Norfield 2006):

- Orientação do eixo do rotor – horizontal ou vertical. A maioria das máquinas horizontais são utilizadas em rotores que possuem no seu veio o local onde são fixos os rolamentos. Quando isto não se verifica, são utilizadas normalmente máquinas com orientação vertical, onde são aplicadas ferramentas específicas para a fixação dos rotores.
- Solução construtiva dos apoios – flexíveis ou rígidos. Máquinas com apoios flexíveis (Figura 3.10) são geralmente de construção mais leve e podem apresentar um custo mais baixo. Contudo, estas precisam de ser calibradas quando alterado o rotor ou a velocidade a que se realiza o teste. Já as máquinas com apoios rígidos estão permanentemente calibradas, originando tempos de *setup* inferiores e uma melhor performance com rotores de maior dimensão e maiores potências de acionamento. Devido a uma solução construtiva geralmente mais pesada e à necessidade de melhores fundações, especialmente em máquinas para rotores de grandes dimensões, o custo inicial torna-se mais elevado. Contudo este é rapidamente amortizado com os tempos de *setup* inferiores, velocidades inferiores e de operação mais simples.
- Número de planos de correção – um ou dois. Máquinas de equilibrar estática e dinamicamente com apenas um plano são geralmente de orientação vertical. É a configuração de máquina ideal para rotor com geometria próxima de um disco sem veio próprio, como é o caso dos discos de travão e dos volantes de inércia utilizados nos automóveis. A maioria das máquinas de dois planos podem ser adaptadas para correções de apenas um plano.
- Quanto ao movimento do rotor – estático ou dinâmico. Esta classificação apenas se aplica às máquinas de um plano. Quando se está perante uma produção em massa de componentes com tolerâncias de desequilíbrio grosseiras, são utilizados métodos de equilibragem estática, como é o caso dos travões de tambor. O tempo de ciclo é relativamente curto, já que não existem tempos de aceleração e desaceleração. Contudo, a falta da força centrífuga para ampliar os efeitos provocados pelo desequilíbrio, limita a utilização destas máquinas a componentes com tolerância grosseiras.



Figura 3.10: Máquina de equilibrar com apoios flexíveis (JP Balancer 2013).

4 - Análise de soluções construtivas

Para o desenvolvimento de uma máquina de equilibrar automática, fez-se uma análise de algumas soluções construtivas disponíveis no mercado. Uma vez que, para a operação de maquinagem, era necessário um conjunto de movimentos lineares capazes de executar o ciclo de maquinagem definido, analisaram-se as diferentes opções disponíveis.

Primeiramente foram analisados os sistemas de guiamento, seguidos dos sistemas de transmissão e acionamento. As diversas opções disponíveis podem ser associadas entre si de modo a adaptarem-se o melhor possível às exigências do processo.

4.1 - Guiamento linear

Para o guiamento linear, foram analisadas as soluções disponíveis no mercado que possibilitassem (Overby 2010):

- Um movimento retilíneo, de avanço e de recuo, segundo a direção do eixo pretendido;
- Um movimento suave com fricção mínima;
- Uma orientação rígida, a 90 graus, relativamente aos outros eixos;
- Uma folga mínima para uma fixação rígida entre a guia e o objeto movimentado.

A capacidade de carga de cada sistema linear depende, geralmente, da dimensão e solução construtiva e é representada segundo valores máximos de carga estática e dinâmica. A carga estática refere-se às forças que atuam sempre sobre o sistema, como é o caso do peso do próprio sistema, enquanto as forças aplicadas em diferentes momentos no sistema correspondem à carga dinâmica. Estas condições são de grande importância na seleção do tipo de guiamento e das dimensões de cada componente. O ambiente no qual a máquina será inserida tem, também, influência na escolha do guiamento linear, assim como nos materiais que o constituem e nos requisitos de lubrificação (Overby 2010).

4.1.1 - Carril de perfil cilíndrico

Estes sistemas de guiamento utilizam rolamentos lineares que percorrem longitudinalmente carris de perfil cilíndrico (Figura 4.1). Estão disponíveis em diferentes diâmetros, de 3 a 80 mm, e comprimentos de até 6 metros. Estes carris são construídos com uma superfície de qualidade extremamente boa, para proporcionar um movimento o mais suave possível. Estes sistemas lineares não necessitam de qualquer lubrificação durante o tempo de operação (Overby 2010).



Figura 4.1: Sistema de guiamento linear com carril de perfil cilíndrico (Bosch Rexroth 2015b).

Estão geralmente disponíveis dois tipos de suporte, um contínuo (Figura 4.1 à direita) e outro nas extremidades do carril (Figura 4.1 à esquerda). A fixação nas extremidades do carril é uma solução mais barata, aplicada geralmente em pequenas distâncias. Neste caso são usados rolamentos lineares fechados, já que o carril se encontra totalmente livre entre os dois suportes. Estes geralmente são utilizados aos pares com os rolamentos de cada carril fixado rigidamente entre si, o que aumenta consideravelmente a capacidade de carga e minimiza a flexão. Na caso da fixação contínua, como o próprio nome indica, o carril é fixado ao suporte ao longo de todo o seu comprimento, obrigando a uma fixação contínua à estrutura da máquina. Esta solução construtiva possibilita a instalação de carris com várias secções, permitindo comprimentos superiores aos oferecidos por apenas um carril. Neste tipo de fixação são utilizados rolamentos lineares abertos, devido ao suporte presente em todo o comprimento do carril (Overby 2010).

4.1.2 - Carril de perfil prismático

Este sistema linear caracteriza-se pela utilização de carris com um perfil prismático (Figura 4.2), com ranhuras específicas para acomodar as esferas presentes nos patins. É um sistema bastante utilizado quando os requisitos de precisão são elevados. Contudo, é dos sistemas mais caros disponíveis no mercado e a sua longevidade está altamente dependente de uma boa montagem, que se revela bastante complicada, devido às tolerâncias exigidas. Estão disponíveis em diferentes tamanhos, de 15 a 65 mm, caracterizados pela largura dos carris, e comprimentos até cerca de 3.7 m. Caso haja necessidade de comprimentos superiores, podem ser alinhados vários carris (Overby 2010).

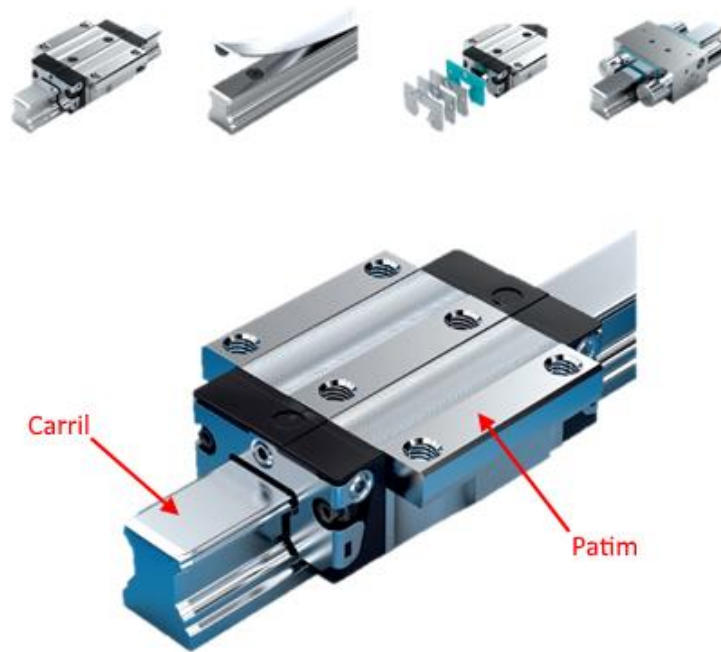


Figura 4.2: Sistema de guiamento linear com carril de perfil prismático (Bosch Rexroth 2015a).

Uma das principais vantagens deste tipo de guia linear, é o facto de a capacidade de carga máxima não depender da orientação da mesma relativamente ao carril, ou seja, este sistema absorve os esforços em todas as direções. Outras vantagens são o seu relativamente baixo perfil, a baixa força de atrito resultante do movimento e a capacidade para suportar velocidades elevadas (Overby 2010).

A lubrificação e remoção de detritos é geralmente conseguida através de dispositivos colocados de um dos lados do patim, que têm como função a lubrificação e limpeza constante do sistema, diminuindo os danos provocados nas esferas dos patins (Overby 2010).

4.1.3 - Roletes em V

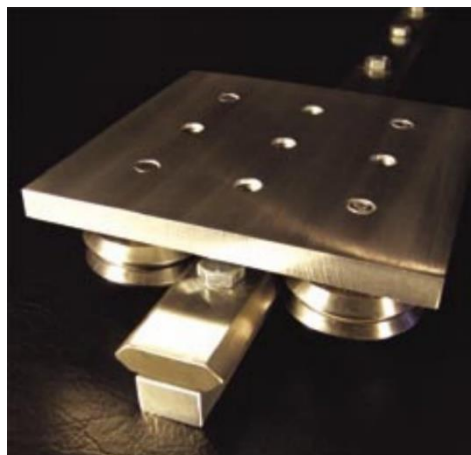


Figura 4.3: Sistema linear com roletes em V (Overby 2010).

Os sistemas equipados com roletes em V (Figura 4.3) apresentam um design simples com baixa ou quase nula necessidade de manutenção e grande longevidade. São utilizadas rodas com ranhuras em V que deslizam num carril também com um perfil em V. A grande utilização deste sistema justifica-se com as seguintes razões (Overby 2010):

- Os componentes são vendidos separadamente, possibilitando uma maior flexibilidade no projeto;
- Estão disponíveis pré montados em vários tamanhos (geralmente 4);
- Preço mais baixo, comparativamente com as demais soluções;
- Podem trabalhar em qualquer ambiente;
- Baixo perfil;
- Baixa necessidade de manutenção;
- Fácil instalação;
- Capacidade de autolimpeza devido à geometria de contacto entre a roda e o carril.

Uma vez que as rodas apresentam uma capacidade de carga máxima para forças laterais, isso implica que a direção de instalação seja cuidadosamente escolhida, de modo a que as maiores forças sejam aplicadas lateralmente no sistema linear (Overby 2010).

4.2 - Transmissão

Existem diversos sistemas capazes de transmitir a potência proveniente de um motor a um determinado movimento de uma máquina. Contudo, quando se trata de máquinas CNC e similares, é necessário escolher um método de transmissão capaz de garantir uma boa resolução e precisão ao movimento. Analisaram-se dois princípios de transmissão distintos, um recorrendo a um sistema de fusos e outro a um sistema de pinhão cremalheira.

Dentro dos fusos, estudaram-se dois mecanismos distintos, um utilizando uma porca simples e outro uma porca de esferas (Figura 4.4). Ambos funcionam segundo o mesmo princípio, contudo, a porca de esferas pode ser considerada uma evolução da porca simples, pois permite diminuir o contacto total entre a porca e o fuso, aumentando o rendimento do sistema (Overby 2010).



Figura 4.4: Sistema de transmissão com fuso e porca de esferas (Bosch Rexroth 2016).

Quanto à montagem (Figura 4.5), os fusos podem ser apoiados de quatro formas distintas (Overby 2010):

- os dois lados fixos;
- um lado fixo e o outro flutuante;
- os dois lados flutuantes;
- um lado fixo e o outro livre.

É conveniente referir que um apoio “fixo” consiste em dois rolamentos dispostos de maneira a bloquear os movimentos do fuso segundo a direção radial e axial. No caso de um apoio “flutuante”, a extremidade do fuso encontra-se apoiada num único rolamento que restringe apenas os movimentos na direção radial. Por fim, no caso de estar “livre”, significa que essa extremidade não tem nenhum apoio (Overby 2010).

As pontas de veio são maquinadas, considerando o tipo de apoios a utilizar aquando da montagem do sistema.

Quando os fusos estão sujeitos a esforços provocados pelo avanço do sistema, ou mesmo forças de origem exterior, têm tendência a fletir. Adicionando uma elevada velocidade de rotação, pode-se provocar o fenómeno de “chicote”. Para evitar tal fenómeno é necessário ter em conta a velocidade crítica do fuso, ou seja, a maior velocidade de rotação a que o fuso pode operar. Esta velocidade pode ser calculada segundo informações fornecidas nos catálogos dos respetivos fabricantes (Overby 2010).

Uma das principais características dos fusos é o seu passo. Este é indicado em milímetros e representa o deslocamento axial da porca resultante de uma rotação completa do fuso. Este tem grande influência na resolução e na velocidade máxima (do movimento linear) possíveis de serem utilizadas. Com passos mais pequenos consegue-se uma maior resolução no sistema, mas, em contrapartida, uma menor velocidade máxima (Overby 2010).

As porcas apresentam geralmente dois tipos de montagem: um recorrendo a uma parte roscada no exterior da própria porca e outra utilizando uma flange com furação para ligação através de parafusos (Overby 2010).

4.2.1 - Porca simples vs porca de esferas

A grande diferença entre as duas soluções construtivas (Figura 4.6) está na área de contacto existente entre a porca e o fuso. No caso da porca de esferas, a área de contacto é consideravelmente mais pequena que a que se verifica numa porca simples. Isto implica que a energia perdida por atrito é bastante superior nas porcas simples em relação às porcas de esferas.

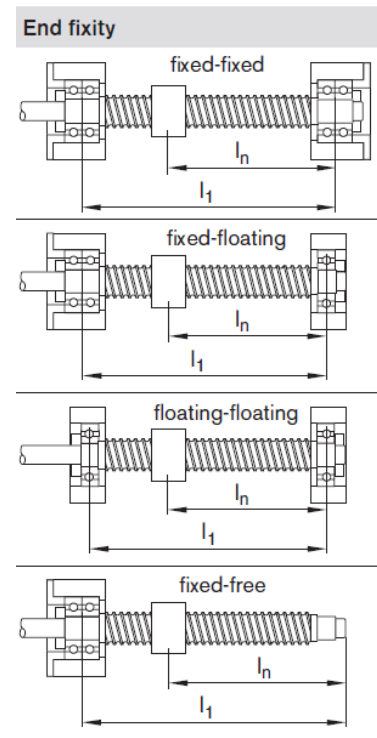


Figura 4.5: Configurações possíveis para os apoios (Bosch Rexroth 2006).

Assim, é possível obter rendimentos muito superiores quando são utilizadas as esferas, rondando valores iguais ou superiores a 90%, contrariamente aos 50% característicos da solução simples (Overby 2010).

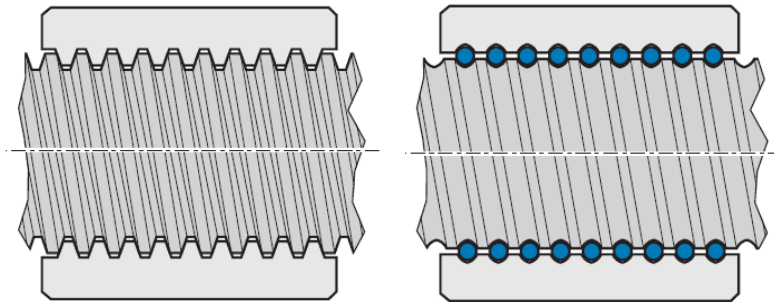


Figura 4.6: As duas soluções construtivas para as porcas, à esquerda simples e à direita de esferas (Bosch Rexroth 2006) .

A solução construtiva com esferas tem as seguintes vantagens (Overby 2010):

- Maior eficiência;
- Maior precisão;
- Maior capacidade de carga;
- Esperança de vida superior;
- Velocidades superiores;
- Capacidade de se impor movimento ao sistema através da rotação da porca com o fuso estacionário.

Além disso, as porcas de esferas têm a vantagem de proporcionar uma folga axial menor, relativamente às porcas simples, uma vez que o permite manter uma força radial constante sobre as esferas, forçando o contacto permanente entre esta e a rosca do fuso (Overby 2010).

4.2.2 - Pinhão cremalheira

Quando se pretende obter movimento linear com curso longo, são geralmente utilizados sistemas de pinhão-cremalheira (Figura 4.7). Isto deve-se ao seu baixo custo comparativamente com o sistema de fuso. Existem dois métodos de transmissão de movimento: no primeiro, a cremalheira é fixada à parte imóvel do sistema, estando o pinhão ligado à parte móvel; no outro caso, está-se perante o inverso do primeiro, ou seja, o pinhão está numa posição fixa e faz com que a cremalheira movimente toda a parte móvel do sistema. São, geralmente, usadas engrenagens com um ângulo de pressão de 20° (Overby 2010).

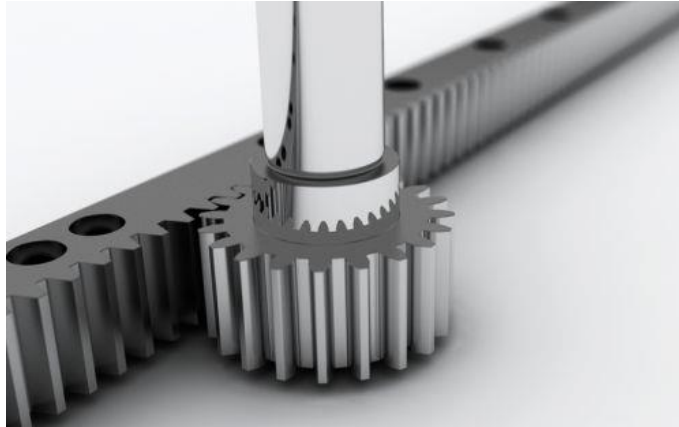


Figura 4.7: Sistema de transmissão por pinhão-cremalheira (Andantex 2017).

Estes sistemas proporcionam uma grande capacidade para movimentar cargas elevadas e são fabricados com materiais mais macios no pinhão para que este se desgaste mais rapidamente. Isto porque a substituição do pinhão é bastante mais simples do que a substituição da cremalheira. Um pinhão mais pequeno tem tendência a desgastar mais rapidamente, devido ao maior tempo de contacto dos dentes durante o funcionamento (Overby 2010).

A principal desvantagem desta solução construtiva é o aparecimento de folgas. Estas podem ser diminuídas recorrendo a uma boa lubrificação e a cremalheiras paralelas conduzidas com pinhões sincronizados (Overby 2010).

4.3 - Acionamento

Para o acionamento de sistemas de movimento linear são, geralmente, utilizados motores passo a passo ou servomotores.

No caso dos servomotores, estão disponíveis versões alimentadas a corrente contínua (CC) e corrente alternada (CA). Os servomotores de corrente contínua são motores de alto desempenho normalmente aplicados quando as condições de arranque e paragem devem ser realizadas de forma rápida e precisa. Nestes, o binário é controlado pela corrente e a velocidade pela tensão fornecidas. Os servomotores de corrente alternada são, basicamente, motores de indução reversíveis, com diferentes fases, adaptados para a servo operação. Estão disponíveis em versões assíncronas e síncronas (Stoeterau 2004).

Por outro lado, os motores passo a passo convertem pulsos elétricos em movimentos mecânicos discretos, denominados de passos. Podem ser classificados quanto às soluções construtivas existentes: motores de relutância variável, motores de íman permanente e motores híbridos (Stoeterau 2004).

A escolha de um tipo de motor dependerá principalmente do sistema que se pretende implementar e das características de cada solução disponível. Assim, em seguida é apresentada uma breve lista de características para cada tipo de motor.

Características de um motor passo a passo (Overby 2010):

- Custo inferior;
- Boa precisão, em condições normais de operação;
- Possibilidade de utilização de *encoder*;
- Utilização de um sistema em malha aberta;
- Não é necessária afinação, caso sejam utilizados abaixo das suas capacidades máximas;
- Velocidades de rotação tipicamente mais baixas do que as dos servomotores;
- Implementação simples.

Características de um servomotor (Overby 2010):

- Custo superior, não só do motor em si, mas também de todos os sistemas periféricos;
- Utilização de um sistema em malha fechada, proporcionando uma maior segurança e controlo;
- Reduções mecânicas superiores, já que os motores apresentam uma velocidade elevada, frequentemente superior à necessária;
- Afinação necessária;
- Tempos de operação e de resposta inferiores;
- Implementação complexa.

4.4 - Acoplamentos

Como método de ligação entre os sistemas de acionamento e os sistemas de transmissão são utilizados acoplamentos. Uma vez que um alinhamento perfeito entre os dois sistemas é impossível de garantir, é necessário compensar os desalinhamentos (Stoeterau 2004).

Os acoplamentos têm como função a união e transmissão de movimento entre dois veios. Permitem ainda absorver desalinhamentos, desde que estes se encontrem dentro dos limites impostos pelo fabricante (Stoeterau 2004).

Podem ser classificados como permanentes ou não permanentes, também conhecidos como embraiagens. Dentro dos permanentes estão disponíveis versões rígidas, flexíveis ou de transmissão por atrito. Já no caso dos não permanentes, estes podem ser hidráulicos magnéticos ou de forma (Stoeterau 2004).

Para o presente projeto, foram analisadas as versões correspondentes aos acoplamentos permanentes flexíveis, já que as versões rígidas e por atrito apresentam uma baixa capacidade de absorção de desalinhamentos. Os acoplamentos não permanentes foram também postos de parte, uma vez que o desacoplamento não é necessário durante o funcionamento da máquina em desenvolvimento. De realçar ainda que apenas foram analisadas versões que proporcionam uma folga nula na transmissão de movimento, aspeto bastante importante para correto controlo dos movimentos lineares.

De seguida são analisados 4 tipos de acoplamentos flexíveis disponíveis no mercado (Gonçalves 2015):

- Acoplamento de elastômero (Figura 4.8, a) – constituído por dois cubos de fixação para os veios. A transmissão do movimento é realizada por dentes existentes em cada cubo. Entre as superfícies de contacto dos dentes, são colocados insertos poliméricos, geralmente em poliuretano. Esta característica aumenta a capacidade de absorção de vibrações por parte destes acoplamentos, sendo muito utilizados em situações de funcionamento contínuo como, por exemplo, no acionamento de bombas e ventiladores. Existem versões especialmente concebidas para a transmissão de movimento entre veios que proporcionam folga “zero”.
- Acoplamento de rasgo helicoidal (Figura 4.8, b) – construído a partir de uma única peça metálica. Para que o acoplamento absorva os desalinhamentos axiais, laterais e angulares, são executados rasgos helicoidais, no espaço compreendido entre os dois pontos de fixação para os veios.
- Acoplamento de disco (Figura 4.8, c) – de construção semelhante ao acoplamento de elastômero, excetuando a forma como a transmissão de movimento é realizada entre os dois cubos de fixação. Em vez de insertos plásticos entre dentes, são utilizados discos aparafusados diretamente aos cubos. Possuem uma rigidez de torção superior às duas versões vistas anteriormente, mantendo a capacidade de acomodar desalinhamentos. Esta capacidade pode ser aumentada recorrendo a um maior número de discos aparafusados sucessivamente em série.
- Acoplamento de fole (Figura 4.8, d) – constituído por dois cubos de fixação para os veios, ligados entre si por um fole metálico. A utilização de um fole permite uma boa absorção de desalinhamentos axiais, laterais e angulares. Estes possuem ainda um baixo momento de inércia comparativamente com as outras versões analisadas.



Figura 4.8: Acoplamentos permanentes flexíveis: (a) de elastômero, (b) de rasgo helicoidal, (c) de disco e (d) de fole (R+W® 2017).

4.5 - Motores *spindle*

Uma vez que a operação de maquinagem necessária à equilibragem do rotor é pouco exigente e realizada num curto espaço, optou-se por uma solução compacta de acionamento da ferramenta, garantindo uma margem de segurança, mas favorecendo o tamanho e peso reduzido.

No mercado está disponível uma solução, que se encaixa perfeitamente nas necessidades impostas neste projeto: os motores *spindle* (Figura 4.9). Estes motores são projetados tendo em conta a exigência do trabalho a realizar, existindo diversas versões com potências e tamanhos

variados. Trabalham em conjunto com um variador de corrente, o qual permite a variação das velocidades de rotação. São projetados para equipamentos de controlo numérico computadorizado (CNC), estando equipados geralmente com rolamentos cerâmicos, apresentando um baixo desgaste no próprio veio. São caracterizados por um binário constante numa vasta gama de velocidades de rotação e podem ser alimentados por uma rede elétrica normal (Overby 2010). Estão disponíveis ainda com diferentes tipos de refrigeração (refrigeração forçada, acionada pelo próprio veio ou motor elétrico; refrigeração com água; refrigeração por convecção natural).

Os motores *spindle* vêm equipados com buchas da série ER, fixando a ferramenta através da compressão de uma pinça com o mesmo diâmetro da fresa (Overby 2010). Este tipo de sistema apenas é apropriado para uma alteração de ferramenta manual. Contudo, estão disponíveis versões com sistemas de fixação capazes de efetuar a troca automática da ferramenta.



Figura 4.9: Motor spindle com bucha (HSD Mechatronics).

5 - Indicações iniciais

Para dar início ao projeto proposto com tema da presente dissertação, foram discutidos com a empresa alguns princípios a adotar. O principal objetivo do projeto consistia no desenvolvimento de uma máquina capaz de equilibrar, de um modo automático, os rotores utilizados no motor da Yämmi 2. Esta máquina teria de substituir todo o processo manual utilizado à data pela empresa, descrito no Capítulo 6 - Solução atual, sendo apenas necessária a alimentação manual. Contudo, a estrutura geral deveria apresentar flexibilidade para que, futuramente, pudesse ser integrada numa linha de produção com alimentação automática.

Com a automatização do processo a empresa procurava um aumento na cadência do mesmo, como forma de corresponder à crescente procura do produto. Além disso, era esperada uma melhoria na eficácia e precisão do mesmo, pois este apresentava-se bastante dependente da experiência do operador.

Em primeiro lugar definiu-se o tempo de ciclo geral necessário, para corresponder à procura prevista pela empresa de 250 mil rotores por ano. Considerando 220 dias de trabalho anuais, com dois turnos por dia de 8h, calculou-se o tempo de ciclo máximo aceitável. O número de horas disponíveis nos dois turnos foi ajustado com base na experiência da empresa para 14h totais por dia, tendo em conta momentos de paragem e de manutenção da máquina.

$$\text{Tempo de ciclo} = \frac{220 \text{ d} \cdot 14 \text{ h} \cdot 60 \text{ min} \cdot 60 \text{ s}}{250000 \text{ rotores}} = 44.352 \approx 44 \text{ s/rotor}$$

Neste cálculo é possível constatar que, para a procura prevista pela empresa, era necessária uma cadência de 44 segundos por rotor. Contudo, foi definido um tempo de ciclo de apenas 20 segundos, uma vez não serem necessários os 44 segundos para realizar todas as tarefas previstas para cada ciclo. No Capítulo 7 - Solução adotada, demonstra-se que 20 segundos são suficientes, mesmo com uma margem de manobra razoável, para que futuramente se possa realizar o processo ainda com maior cadência.

À semelhança dos equipamentos projetados e fabricados pela empresa e por não se tratar de uma máquina produzida em série, foram definidos os seguintes pontos:

- As diferentes peças integrantes seriam obtidas por maquinaria, exceto componentes específicos, comprados a fornecedores especializados.
- Para o material de construção seria utilizado um aço de construção de referência CK45 pela norma alemã.
- Para a ligação entre as diferentes peças constituintes seriam utilizados parafusos como método principal de ligação.

Definiu-se que o formato base seria constituído por 3 módulos, montados numa estrutura única, sendo cada módulo responsável pelas seguintes tarefas:

- Módulo de carga/descarga – dispositivo capaz de alimentar a máquina com rotores desequilibrados e recebê-los após a conclusão do processo. Para o seu carregamento por parte do operador, o acesso deveria ser fácil. Deveria ser capaz de suportar um

número considerável de rotores, estando esta especificação dependente do espaço disponível na estrutura da máquina.

- Módulo de maquinagem do rotor – sistema capaz de maquinar o rotor, segundo os valores provenientes da medição do desequilíbrio, com a possibilidade de mover o rotor caso seja necessário corrigir o desequilíbrio nos dois lados do mesmo dente.
- Módulo da medição – local onde o desequilíbrio do rotor é avaliado, de modo a fornecer ao módulo seguinte as informações necessárias para a redução desse mesmo desequilíbrio.

Como forma de verificar a correção feita ao desequilíbrio do rotor definiu-se que seria necessário realizar uma segunda medição após a operação de maquinagem. Caso o rotor não esteja dentro dos parâmetros máximos de desequilíbrio definidos, terá que se realizar uma nova passagem pelo ciclo da máquina para uma nova correção.

Ficou definido que para o módulo de medição, seria adaptado um sistema equivalente ao utilizado pela empresa, adquirido a um fabricante especializado. Assim, como referência durante o desenvolvimento da máquina, foram tidas em conta as dimensões e o modo de colocação do rotor no sistema de medição.

Para a movimentação dos rotores entre os diferentes módulos, idealizou-se um sistema de indexagem de 4 braços perpendiculares, equipados com garras pneumáticas nas extremidades, munidos de dois movimentos, um vertical e outro de rotação. Desta forma, é possível movimentar os rotores entre os diferentes módulos, dispostos em círculo, como apresentado na Figura 5.1.

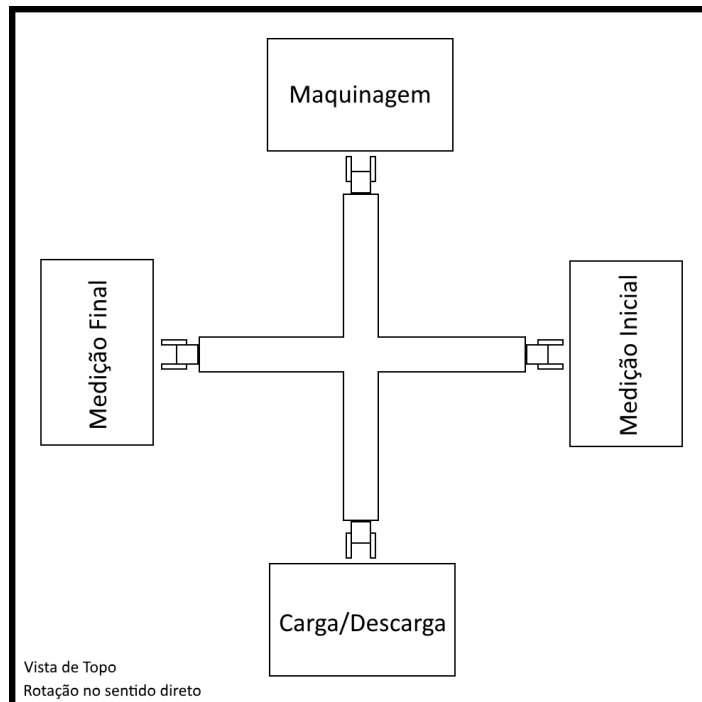


Figura 5.1: Representação esquemática da disposição dos diferentes módulos e sistemas.

6 - Solução atual

A estação de equilibragem dos rotores atual é constituída por duas máquinas: uma fresadora manual ferramenta (Figura 6.1 à esquerda) e uma máquina semiautomática de medição de desequilíbrios de rotores (Figura 6.1 à direita). A equilibragem é realizada em 3 etapas distintas. Numa fase inicial é medido o desequilíbrio e, caso as exigências não sejam cumpridas, é realizada uma operação de maquinagem para diminuir o mesmo. Posteriormente, o desequilíbrio é novamente medido, de modo a verificar se já se encontra dentro das especificações. No caso de não se confirmar, é realizada uma nova operação de maquinagem. Trata-se, assim, de um processo iterativo, onde a experiência do operador tem grande influência no número de iterações.



Figura 6.1: Estação de equilibragem dos rotores utilizada pela empresa.

6.1 - Medição do desequilíbrio

É utilizada uma máquina semiautomática de equilibrar rotores de referência *ND-B012* (Figura 6.2), do fabricante *NINGBO NIDE MECHANICAL EQUIPMENT CO., LTD*, empresa chinesa especializada no fabrico de motores elétricos.



Figura 6.2: Máquina semiautomática de equilibrar rotores ND-B012.

A máquina possui uma mesa com dois apoios flexíveis instrumentados, onde são pousados os rotores que, quando animados de um movimento de rotação, provocam vibrações nos mesmos. Estas são analisadas em tempo real para a determinação da grandeza e localização do desequilíbrio. A rotação dos rotores é provocada por um sistema de correias movimentadas por um motor elétrico. A posição do rotor é determinada recorrendo a um sensor ótico e a um autocolante refletor colado num dos polos do rotor para criar uma referência (Figura 6.3).

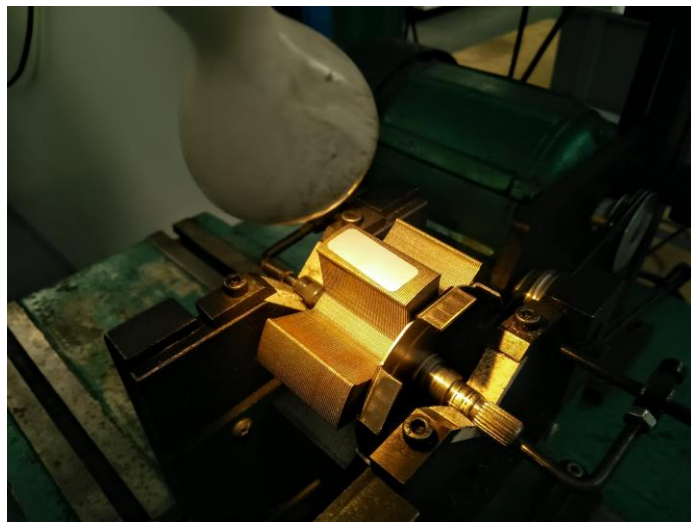


Figura 6.3: Autocolante refletor colocado num polo do rotor para criar uma referência.

Apesar de a máquina ter capacidade para analisar valores nos dois apoios, ou seja, dois planos de correção, apenas se analisa valores referentes a um apoio, reduzindo a medição de desequilíbrio a um plano. Assim, atualmente nos rotores estão a ser realizadas correções em apenas um plano.



Figura 6.4: Painel da máquina ND-B012.

Analisando o painel da máquina (Figura 6.4), é possível ler os valores do desequilíbrio no *display* da esquerda. A posição do desequilíbrio é indicada num intervalo de 1 a 6, estando cada dente do rotor associado a um número, sendo o dente 1 aquele em que é colocado o autocolante de referência. Pretende-se que o valor do desequilíbrio seja ≤ 10 , segundo informações do fabricante. O display central diz respeito à sincronização entre a velocidade de rotação do rotor e a frequência de aquisição. Os valores mostrados no *display* do lado direito não são relevantes, uma vez que dizem respeito ao outro apoio do rotor, que se encontra desativado.

Assim, após a medição, o operador fica a conhecer a grandeza do desequilíbrio e a posição correspondente.

6.2 - Maquinagem do rotor

A diminuição do desequilíbrio é conseguida através da remoção de material do rotor (Figura 6.5), no polo correspondente à posição indicada após a medição. O material é retirado recorrendo a uma fresadora manual ferramenta equipada com um sistema pneumático para a fixação do rotor (Figura 6.6). É utilizada uma fresa inteiriça de topo de 10 mm de diâmetro com 4 pontas de corte.

Uma vez que o rotor é constituído por um conjunto de 60 chapas encostadas entre si, torna-se necessário aplicar uma força de compressão capaz de impedir que as chapas sejam separadas aquando da maquinagem. O sistema pneumático, quando ativado, aplica uma força de fecho de aproximadamente 10 kN, determinada pelo diâmetro do atuador pneumático em utilização (140 mm) e pela pressão de alimentação de 6 bar.

O rotor é posicionado pelo operador de modo a que seja maquinado o polo correto. O material retirado depende da experiência do operador, que tem como referência o valor resultante da medição.

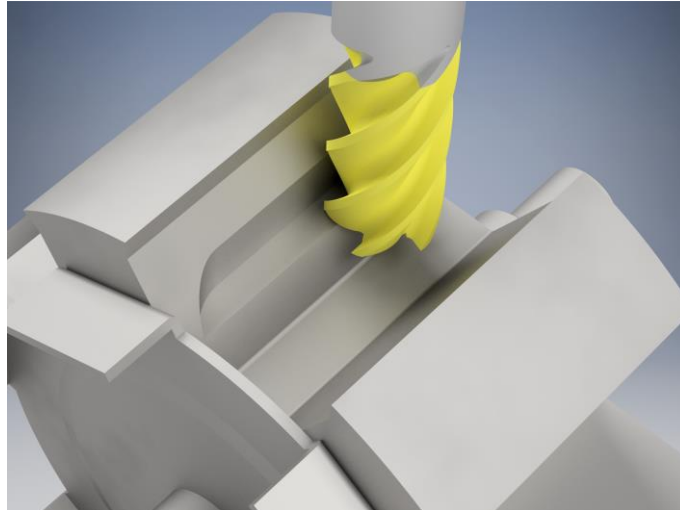


Figura 6.5: Representação 3D do corte efetuado no rotor no processo de equilibragem.

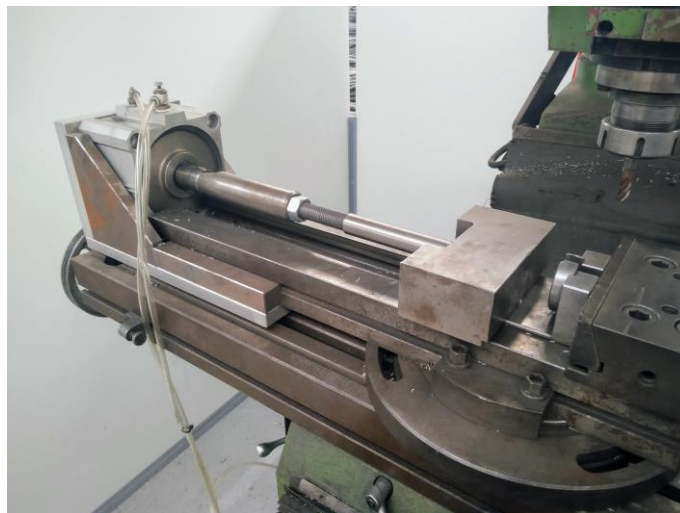


Figura 6.6: Sistema de fixação pneumático adaptado à mesa da fresa.

Após a operação de maquinagem é necessário testar a correção efetuada. O desequilíbrio é novamente medido, para apurar se as exigências estão cumpridas. Caso não estejam, os novos valores são a referência para a nova operação de equilibragem a efetuar.

7 - Solução adotada

7.1 - Módulo de carga/descarga

Para o módulo de carga e descarga de rotores, pretendia-se que este fosse capaz de armazenar um número considerável de rotores, carregados e descarregados manualmente pelo operador da máquina. Assim, idealizou-se um sistema munido de um movimento de avanço linear, já que o sistema de braços da máquina apanha os rotores sempre na mesma posição.

Tendo em conta as dimensões da estrutura da máquina, demonstradas mais à frente, e uma distância de 100 mm entre rotores consecutivos, definiu-se que o sistema de carga/descarga teria capacidade para 6 rotores.

7.1.1 - Dimensionamento do sistema linear

Dado que este módulo se trata de um sistema de manipulação, no qual são esperados esforços reduzidos com um movimento de avanço simples, recorreu-se a um sistema linear pré-montado com medidas *standard*, comercializado pela Bosch Rexroth.

Optou-se por um sistema linear da série MKK, equipado com um guiamento linear com carris de perfil prismático e transmissão por fuso e porca de esferas. Este sistema oferece uma boa precisão de posicionamento, mesmo para grandes cargas, quando ajustado para folga axial “zero”.

Para o processo de dimensionamento, foram seguidos os passos recomendados no catálogo do fabricante (Bosch Rexroth 2017). Em primeiro lugar, definiram-se os requisitos iniciais para o sistema:

- Massa total a movimentar – 10 kg;
- Passo – 100 mm;
- Curso efetivo – 500 mm;
- Velocidade máxima 0,2 m/s.

Selecionando o menor tamanho disponível para a série pretendida, MKK-040 (Anexo C.14), realizou-se uma estimativa do comprimento total (L) do sistema linear. Uma vez que, para esta estimativa era necessário considerar os dados do fuso de esferas, selecionou-se o fuso de esferas de menor diâmetro e passo (P) disponíveis (12 x 2 mm).

$$\text{Curso de segurança} = 2 \cdot P = 2 \cdot 2 = 4$$

$$\begin{aligned} L &= (\text{curso efetivo} + 2 \cdot \text{curso de segurança}) + 25 + \text{Comprimento da mesa} = \\ &= (500 + 2 \cdot 4) + 25 + 135 = 668 \text{ mm} \end{aligned}$$

Observando o gráfico da Figura 7.1 disponível no catálogo do produto, foi possível verificar que para o comprimento (L) estimado e velocidade pretendida, é recomendada a utilização de um fuso de esferas de passo 5 mm.

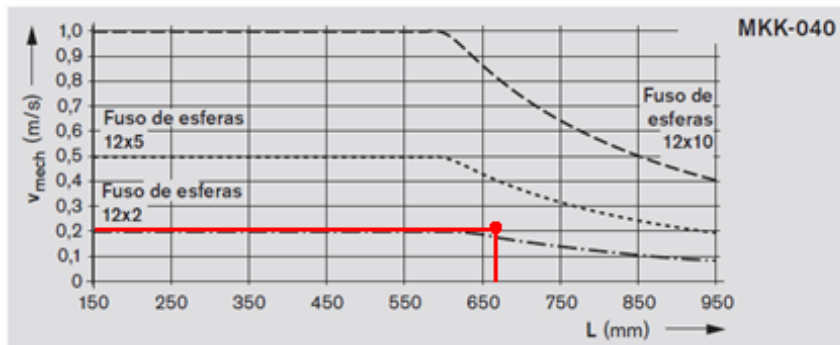


Figura 7.1: Velocidades máximas permitidas em função do comprimento e fuso selecionado (Bosch Rexroth 2017).

Com o fuso definido, calculou-se o comprimento (L) de 680 mm definitivo para o sistema.

$$L = (500 + 2 \cdot 2 \cdot 5) + 25 + 135 = 680 \text{ mm}$$

Selecionando o motor mais pequeno disponível para o acionamento do sistema, o servomotor MSM 019B, e utilizando uma redução de $i = 1,5$ através de transmissão por correia, determinaram-se os seguintes valores, recorrendo ao formulário fornecido no catálogo (Bosch Rexroth 2017):

- *Momento de atrito, $M_R = 0.22 \text{ Nm}$*
- *Inércia do sistema, $J_{ex} = 21.6768 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$*
- *Inércia total do motor, $J_m = 5.3 \cdot 10^{-6} \text{ kgm}^2$*
- *Relação $J_{ex}/J_m = 4.1 (\leq 6)$*
- *Rotação máxima, $n_{max} = 3600 \text{ rpm}$*
- *Vida útil nominal do sistema = $5.5858 \cdot 10^9 \text{ m}$ ($7.7581 \cdot 10^6 \text{ h}$)*

Numa última verificação às características técnicas do motor selecionado, constatou-se que o selecionado é o indicado. Duas características relevantes verificadas foram a velocidade nominal máxima e o binário máximo debitado, de 0.95 Nm, que é inferior ao limite máximo imposto pelo fuso (1.8 Nm).

Assim, como solução final ficou definido um sistema linear MKK-040 (Figura 7.2), equipado com um servomotor MSM 019B-0300-NN-M5-MH1, montado numa posição inferior, utilizando correia de transmissão (com uma redução de $i = 1.5$), com transmissão através de um fuso e porca de esferas de diâmetro nominal 12 mm e passo 5 mm, com um comprimento (L) de 680 mm.



Figura 7.2: Representação 3D do sistema linear de referência MKK-04.

7.1.2 - Solução construtiva

Para a fixação dos rotores no sistema de carga/descarga, criou-se uma estrutura capaz de garantir o correto posicionamento, tanto por parte do operador, como pelo sistema de braços da máquina, através da inclusão de dentes de guiamento. A solução criada para este efeito está visível na Figura 7.3.

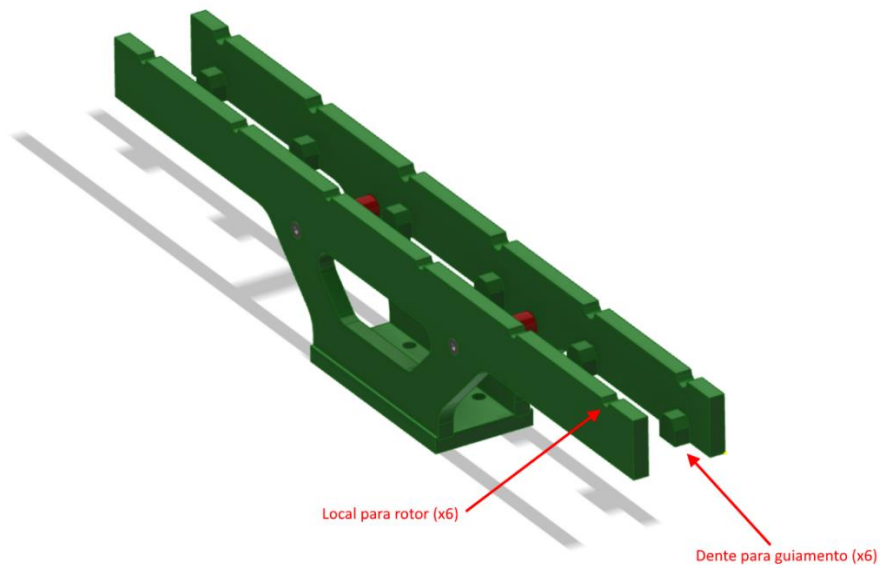


Figura 7.3: Representação 3D da estrutura de posicionamento de rotores.

Na Figura 7.4, é apresentado o mecanismo montado, inclusivé o método de fixação à estrutura (a transparente) da máquina, utilizando 4 elementos de fixação de referência R1419 010 43 comercializados pelo fabricante do sistema linear.

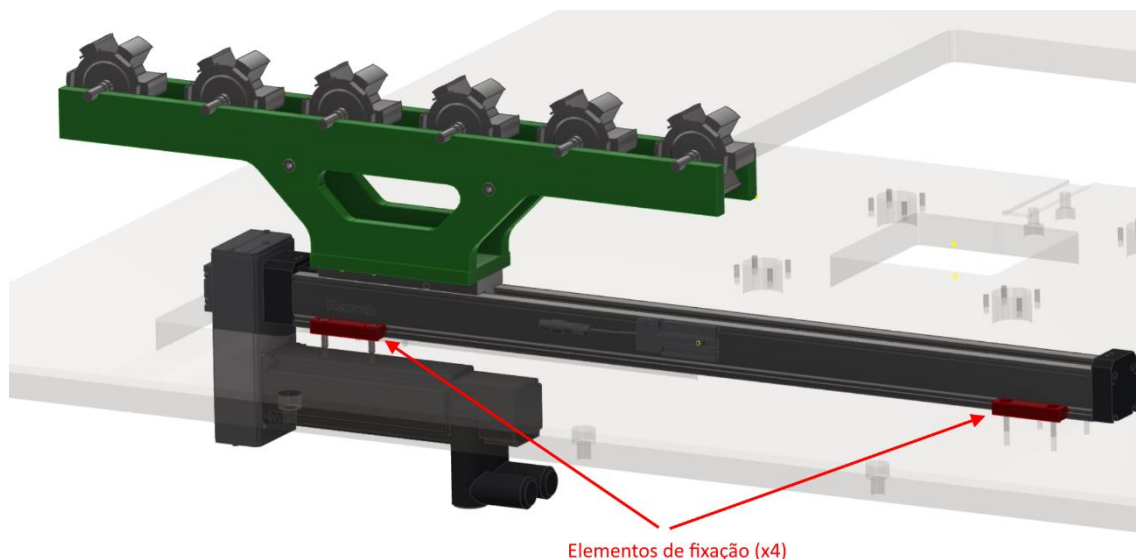


Figura 7.4: Representação 3D do módulo de carga/descarga.

7.2 - Módulo de maquinagem

O módulo de maquinagem foi concebido, tendo em conta, não só o próprio ciclo de maquinagem, como a fixação do rotor durante a mesma. Assim, o módulo foi subdividido em dois dispositivos:

- Sistema de 3 eixos, necessário à maquinagem do rotor;
- Sistema de fixação, capaz de fixar o rotor durante a maquinagem.

O sistema de 3 eixos foi estabelecido, tendo em conta os requisitos específicos deste processo. Já o sistema de fixação, baseou-se em grande parte no sistema de fecho adaptado pela empresa para a fresa de topo.

7.2.1 - Sistema de 3 eixos

O sistema de 3 eixos tem de ser capaz de conduzir a ferramenta por todo o espaço necessário à realização do ciclo de maquinagem definido mais tarde no relatório. Este deve apresentar também alguma flexibilidade para novos ciclos de maquinagem. Na Figura 7.5 está representada a posição do rotor durante uma operação de maquinagem relativamente aos eixos definidos para o sistema de 3 eixos.

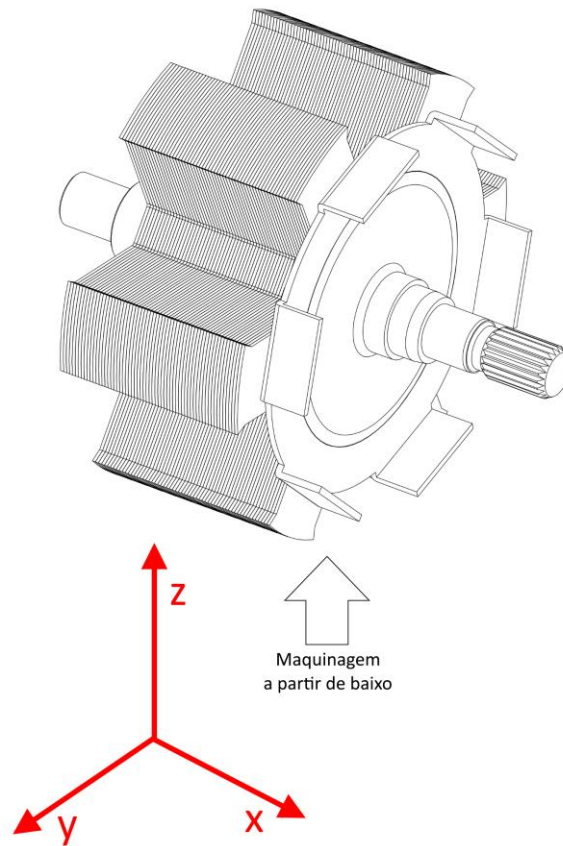


Figura 7.5: Posição do rotor relativamente aos eixos definidos para o sistema de 3 eixos.

7.2.1.1 - Escolha da ferramenta

A ferramenta a utilizar foi escolhida tendo por base a utilizada pela empresa na correção do estado de equilíbrio do rotor. Utilizando os catálogos do fabricante Kennametal, foi escolhida uma fresa de topo com as características necessárias à operação de maquinação.

Como não se trata de uma operação de maquinação de grande exigência, foi selecionada uma fresa de topo *standard* para aplicações gerais, semelhante à utilizada pela empresa, tendo em conta o tipo de corte e o material a maquinar.

Selecionou-se uma fresa inteiraça de topo de modelo GOMill™ GP (Anexo C.1), com 4 pontas de corte, de encaixe cilíndrico, com uma referência 4CH100DD022A (Figura 7.6). Esta possui um revestimento com referência KC633M com as seguintes características (Kennametal 2017):

“Classe de grãos finos com revestimento PVD (AlTiN). A classe KC643M tem um revestimento duro PVD especialmente adequado para maquinar aço, ferro fundido, aço inoxidável (com refrigeração) e titânio (com refrigeração). Esta classe pode ser usada para materiais com durezas até 52 HRC.”

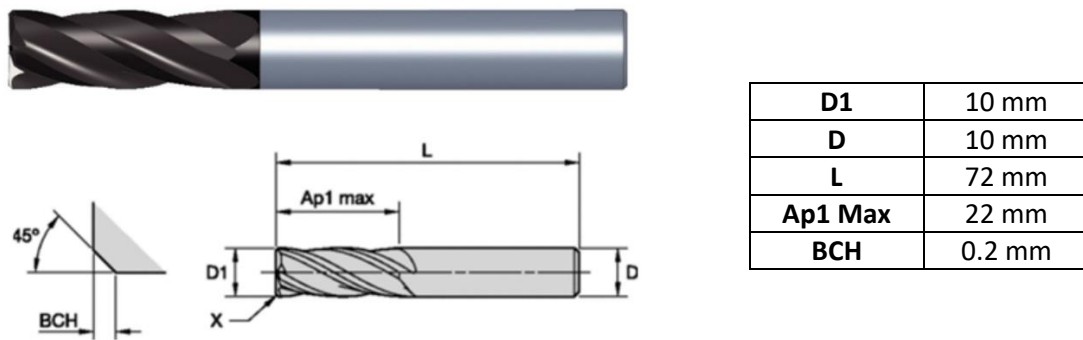


Figura 7.6: Fresa de topo de modelo GOmill™ GP, de referência 4CH1000DD022A (Kennametal 2017).

7.2.1.2 - Previsão dos esforços de maquinagem

O conhecimento dos esforços provenientes da operação de maquinagem para o equilíbrio dos rotores torna-se importante durante o dimensionamento dos diversos componentes integrantes da máquina.

Como método de previsão da grandeza destes esforços, utilizou-se o *software* Novo Kennametal, disponibilizado pelo fabricante, através do *link* www.kennametal.com/novo, para auxiliar, tanto a seleção das ferramentas adequadas, como a escolha dos parâmetros de corte. Os dados inseridos foram baseados em recomendações do fabricante, contudo foram ajustados para melhor replicar os parâmetros utilizados atualmente pela empresa. Na Figura 7.7 é possível visualizar o *layout* do *software* com os parâmetros de corte inseridos (parâmetros recomendados a verde), assim como as previsões para as potências necessárias à operação de maquinagem.

Para identificar o material do rotor, foi indicada a categoria P1 correspondente a aços com teores de carbono inferiores a 25%, tensões de rutura abaixo dos 530 MPa e durezas inferiores a 125 HB, tendo em conta as características do aço já referidas na Tabela 2.1 e na Tabela 2.2.

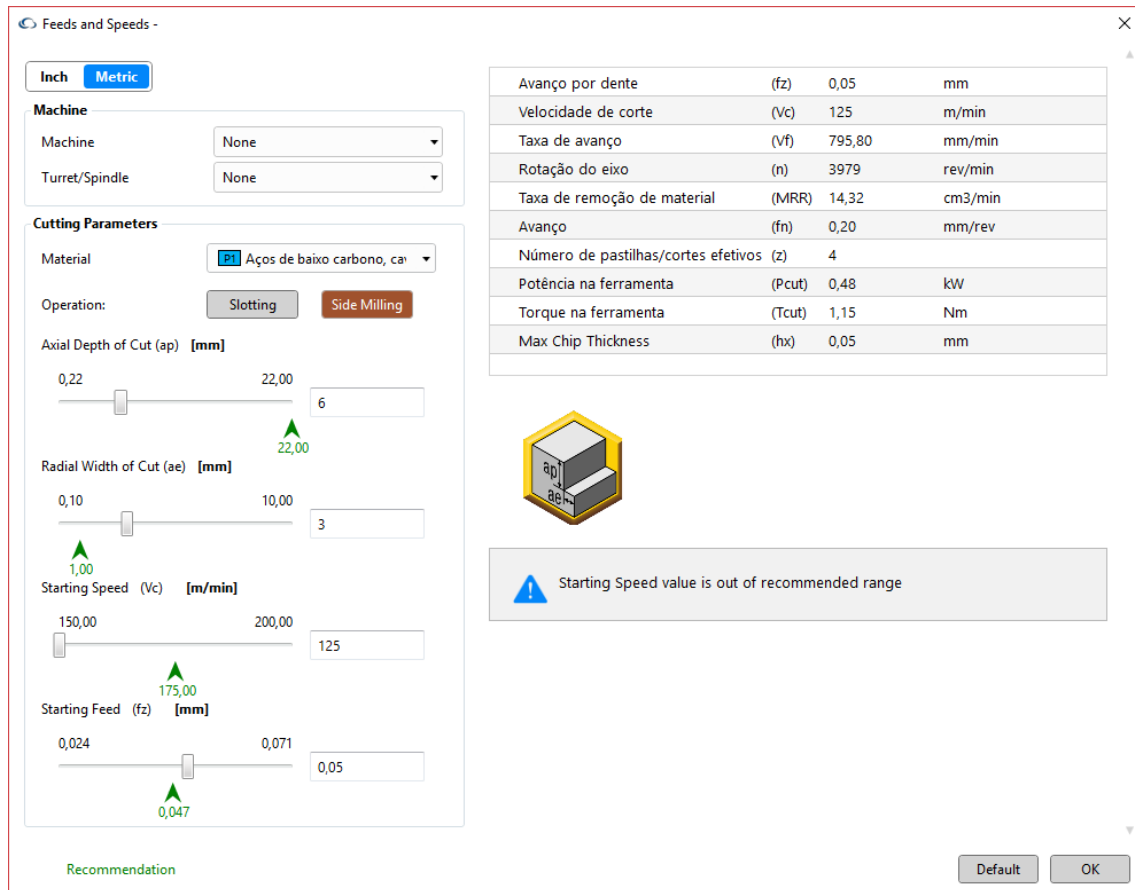


Figura 7.7: Layout do programa Novo Kennametal com os parâmetros inseridos e resultados obtidos.

Dos resultados obtidos  possível determinar a força tangencial de corte através do seguinte cáculo:

$$F = \frac{P}{v} = \frac{0,48 \cdot 10^3}{\frac{3979 [rpm]}{60} \cdot \pi \cdot 0,01} = 230,4 N$$

F – Força [N]

P – Potência [W]

v – Velocidade [m/s]

7.2.1.2.1 - Ensaio experimental

Com a finalidade de comprovar os valores obtidos no cáculo dos esforços de maquinaagem através do software Novo Kennametal, surgiu a oportunidade de realizar um pequeno ensaio experimental. Recorrendo a um equipamento CNC de 3 eixos equipado com uma plataforma dinamométrica *KISTLER T 9257B* (Figura 7.9), determinou-se a intensidade das forças originadas pela maquinaagem segundo as 3 direções principais (x, y e z). Optou-se por utilizar uma fresa já desgastada para melhor recriar condições difíceis de trabalho (Figura 7.8), fornecida pela empresa. Estes ensaios serviram também para uma melhor compreensão da evolução dos esforços durante o ciclo de maquinaagem, o que será analisado mais à frente no Capítulo 7.2.1.4 - Definição do ciclo

de maquinagem. Foram utilizados os parâmetros de corte correspondentes aos representados na Figura 7.7.



Figura 7.8: Fresa de topo utilizada no ensaio experimental.

Para a aquisição dos dados do ensaio experimental, recorreu-se a um conjunto de equipamentos adequados, nomeadamente a um amplificador de carga de 3 canais (responsável pela amplificação e conversão do sinal numa tensão proporcional) e um sistema de aquisição de dados *HBM Spider 8* em conjunto com o *software Catman*.



Figura 7.9: Plataforma dinamométrica *KISTLER T 9257B* (KISTLER 2009).

Para a realização do ensaio foi necessário projetar e fabricar um dispositivo (Figura 7.10) capaz de fixar o rotor à plataforma dinamométrica durante a maquinagem. Era essencial que se mantivesse fiel ao método de fixação utilizado pela empresa, ou seja, capaz de aplicar uma força axial de fecho no rotor de modo a garantir a correta fixação das 60 chapas durante a operação de maquinagem. Os desenhos de definição necessários para o fabrico do dispositivo encontram-se nos Anexos A.6, A.7 e A.8.

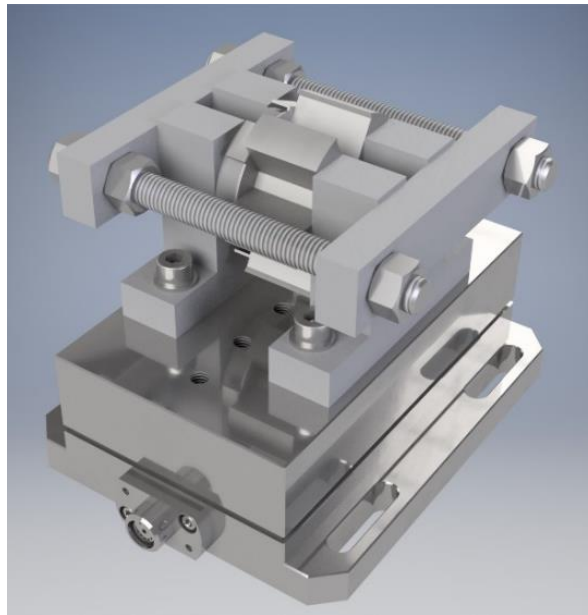


Figura 7.10: Representação 3D do dispositivo concebido para a fixação do rotor à plataforma dinamométrica durante o ensaio de maquinação

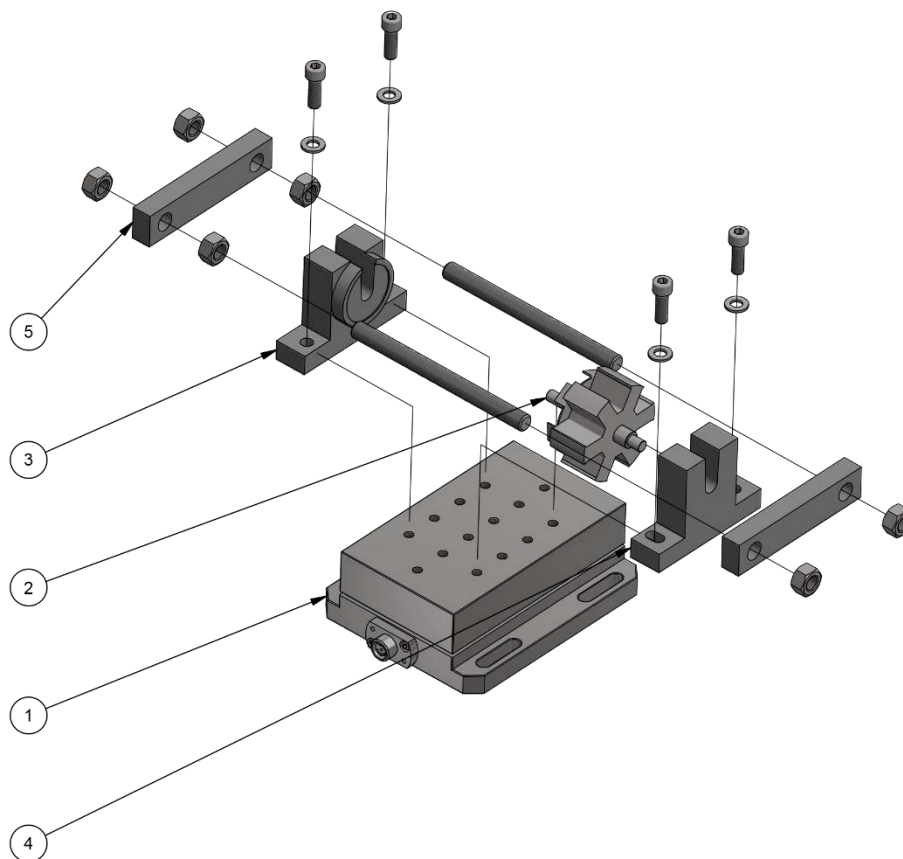


Figura 7.11: Vista explodida do dispositivo concebido para a fixação do rotor à plataforma dinamométrica durante o ensaio de maquinação.

É composto por dois apoios (Figura 7.11, números 3 e 4) que garantem a fixação do rotor à plataforma dinamométrica e o correto posicionamento do rotor. O aperto axial é garantido pelas duas barras furadas (Figura 7.11, número 5), pelos veios roscados M12 e pelas 6 fêmeas M12. É

ainda visível na Figura 7.11 o rotor assinalado com o número 2 e a plataforma dinâmométrica com o número 1.

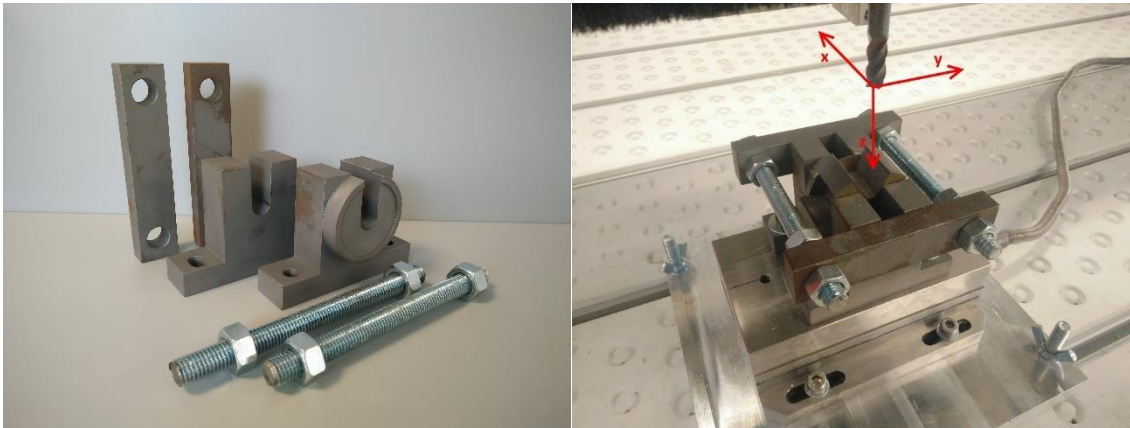


Figura 7.12: Peças utilizadas, à direita, e dispositivo em utilização, à esquerda.

Após uma primeira fase de calibração, foram realizados 3 ensaios de maquinagem, com uma escala em que 10 V correspondem a 1000 N, de onde foram retirados os dados representados na Figura 7.13, Figura 7.14 e Figura 7.15.

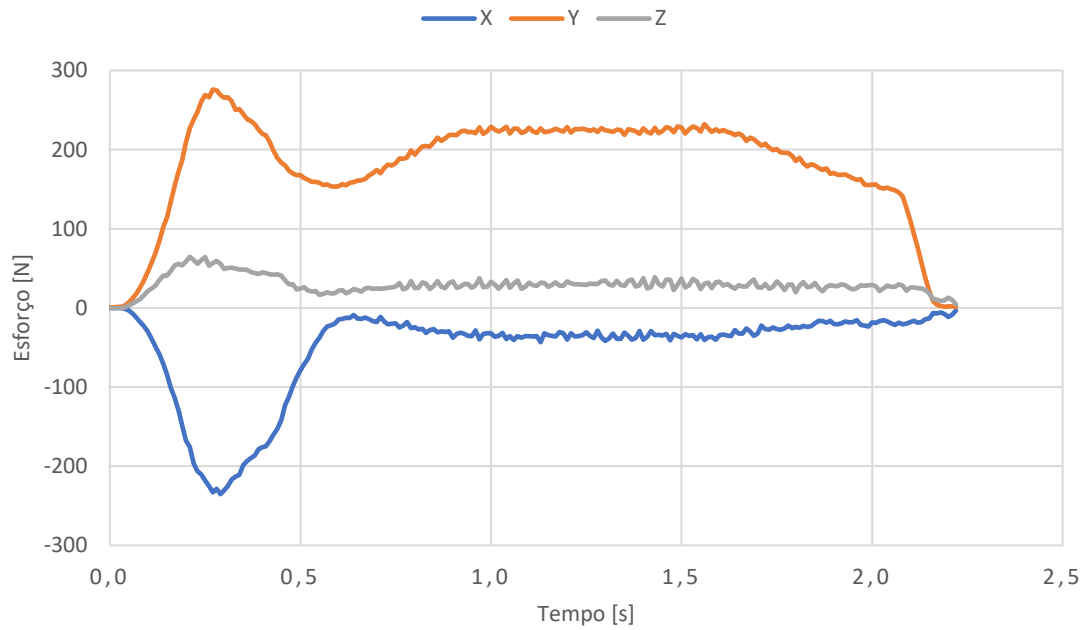


Figura 7.13: Gráfico resultante do ensaio 1.

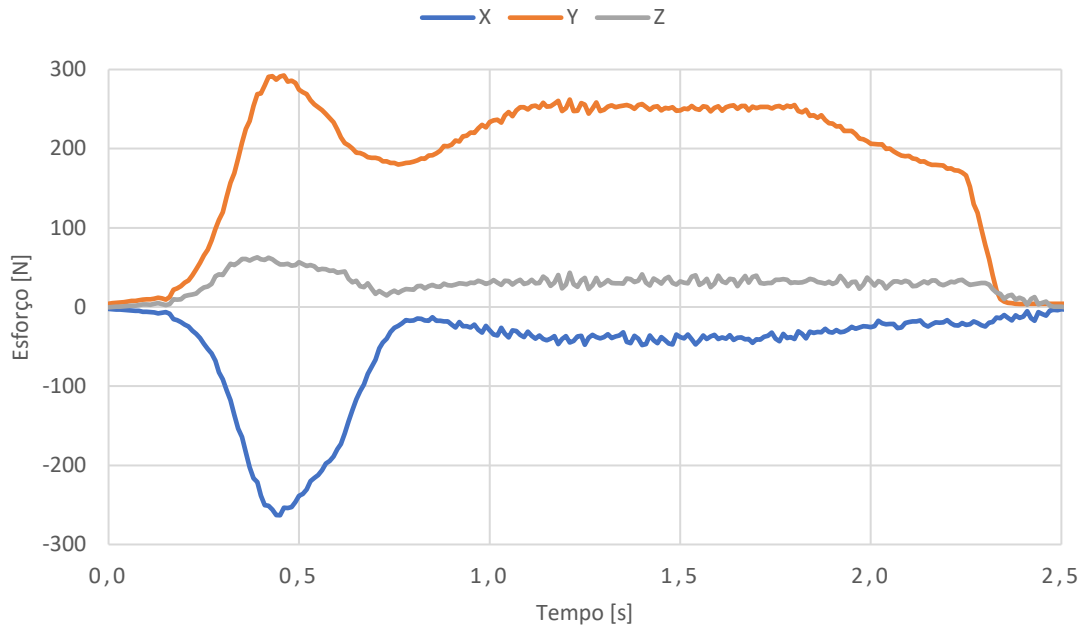


Figura 7.14: Gráfico resultante do ensaio 2.

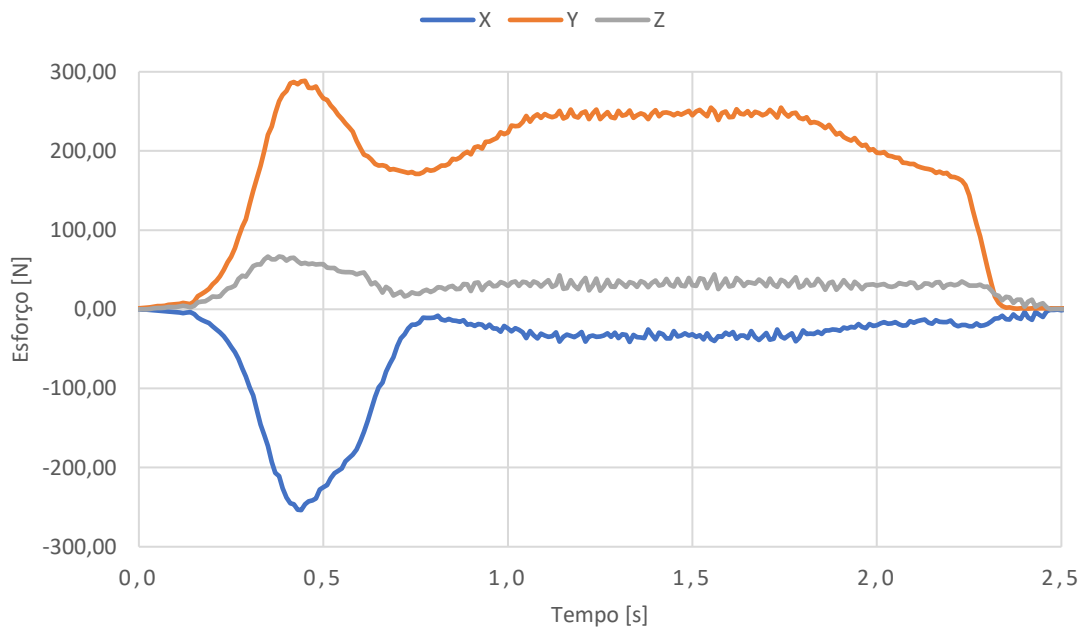


Figura 7.15: Gráfico resultante do ensaio 3.

Como se pode observar, apenas são significativos os esforços originados nas direções X e Y, resultado já esperado uma vez que não existe movimento de corte segundo a direção Z. Os resultados são caracterizados por duas fases distintas, facilmente identificáveis nos 3 diferentes ensaios. A primeira fase corresponde à entrada da fresa com um movimento segundo a direção Y, onde é visível um pico de intensidade da força segundo as direções X e Y. Esta fase caracteriza-se como um pico, já que o avanço da ferramenta foi de apenas 3 mm. É nesta fase que são sentidas as maiores forças durante todo o ciclo de corte. Já na segunda fase, com um movimento de avanço

segundo a direção X, é visível uma maior intensidade da força de corte segundo a direção Y. É nesta fase que se realiza um avanço semelhante ao indicado no *software*.

Na Tabela 7.1 estão registadas as grandezas das forças correspondentes a cada ensaio, divididas nas duas fases referidas anteriormente.

Tabela 7.1: Forças tangenciais máximas obtidas para os diferentes ensaios, divididas por fases.

Ensaio	Força tangencial máxima registada no plano XY	
	Primeira fase	Segunda fase
1	361 N	235 N
2	393 N	287 N
3	383 N	263 N
Média	379 N	262 N

É de notar que a grandeza da força registada para a primeira fase é cerca de 1,6 vezes superior à determinada na previsão dos esforços de maquinagem. Já na segunda fase, os valores obtidos são próximos do previsto. A discrepância dos valores obtidos na primeira fase deve-se ao facto de esta representar um movimento de corte que não corresponde ao indicado no software utilizado para a previsão. Este é semelhante a uma operação de abertura de canal, ao contrário do indicado, que corresponde a uma fresagem de parede a 90°. O elevado desgaste demonstrado pela fresa utilizada poderá também ter contribuído para um aumento generalizado dos esforços de maquinagem. Assim, para o dimensionamento dos diferentes componentes do sistema de 3 eixos, definiu-se que o valor utilizado seria 250 N, tendo em conta os resultados obtidos pelo cálculo teórico e pelo ensaio experimental.

7.2.1.3 - Acionamento da ferramenta

Para o acionamento da ferramenta, optou-se por uma versão comercializada pelo fabricante *HSD Mechatronics*, de referencia MT1073-Y6162Y0015 (Figura 7.16), inserida na categoria de maquinagem de alumínio e plástico, uma vez tratar-se de maquinagem de um aço macio. Este é capaz de produzir 1.59 Nm de binário, para trabalhos contínuos (tipo de serviço S1), e 1.91 Nm de binário, para operações cíclicas com 40% do tempo em carga (tipo de serviço S6, 40%). Uma vez que o tempo de maquinagem apenas representa 8,7% do tempo de ciclo total da máquina, o *spindle* ficou dimensionado com um coeficiente de segurança de 1.66. Para além do binário, teve-se em atenção a velocidade máxima alcançada pelo motor, que neste caso é de 12000 RPM (suficiente para os parâmetros definidos). Em termos dimensionais, apresenta dimensões compactas, 328.5 x 119 x 82 mm, com uma massa total de 8 kg. Estas especificações podem ser consultadas no Anexo C.2.



Figura 7.16: Motor spindle MT1073 - Y6162Y0015, comercializado pela HSD Mechatronics (HSD Mechatronics).

7.2.1.4 - Definição do ciclo de maquinagem

Com base na velocidade de avanço obtida e nas características da fresa selecionada, foi definido um ciclo capaz de executar de forma rápida e eficaz a maquinagem necessária para o equilíbrio do rotor (Figura 7.17). Uma vez que a massa a retirar do rotor depende do seu estado de equilíbrio inicial, foi definida uma geometria de corte máxima, de onde resultariam os maiores esforços de maquinagem. Assim, tornou-se possível dimensionar todos os elementos da máquina segundo o caso mais exigente.

Foi definido que, para o corte mais exigente, a penetração lateral máxima da fresa seria de 3 mm, estando a profundidade do corte diretamente dependente desta e da inclinação de 120° do dente em relação à sua base. Estas dimensões foram escolhidas tendo em consideração a quantidade de material normalmente retirada no equilíbrio manual dos rotores.

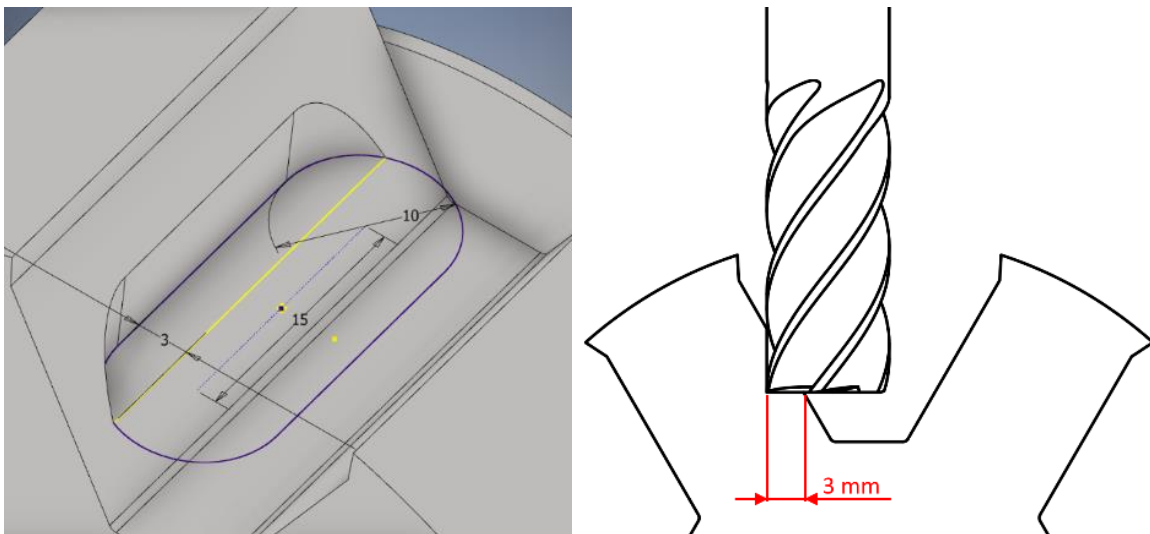


Figura 7.17: Representação 3D e 2D da geometria do corte a realizar.

Na Tabela 7.2 estão descritos todos os movimentos constituintes do ciclo de maquinagem do rotor. Na Figura 7.18 os movimentos identificados a traço contínuo representam movimentos de corte. Por sua vez, os representados com traço interrompido representam movimentos sem operação de corte.

As velocidades de avanço durante as operações de corte foram definidas segundo os resultados obtidos no *software* do fabricante. No caso dos movimentos livres, optou-se por quadruplicar a velocidade, de modo a serem obtidas velocidades aceitáveis de aproximação e afastamento da ferramenta da peça a maquinar.

Tabela 7.2: Coordenadas relativas ao movimento a realizar pela fresa.

Movimento	Vetor deslocamento			Posição após movimento			Taxa de Avanço [mm/min]
	Δx [mm]	Δy [mm]	Δz [mm]	x [mm]	y [mm]	z [mm]	
0	0	0	0	0	0	0	-
1	0	0	60	0	0	60	3183,2
2	0	4	0	0	4	60	795,8
3	15	0	0	15	4	60	795,8
4	0	-4	0	15	0	60	795,8
5	0	0	-60	15	0	0	3183,2
6	-15	0	0	0	0	0	3183,2

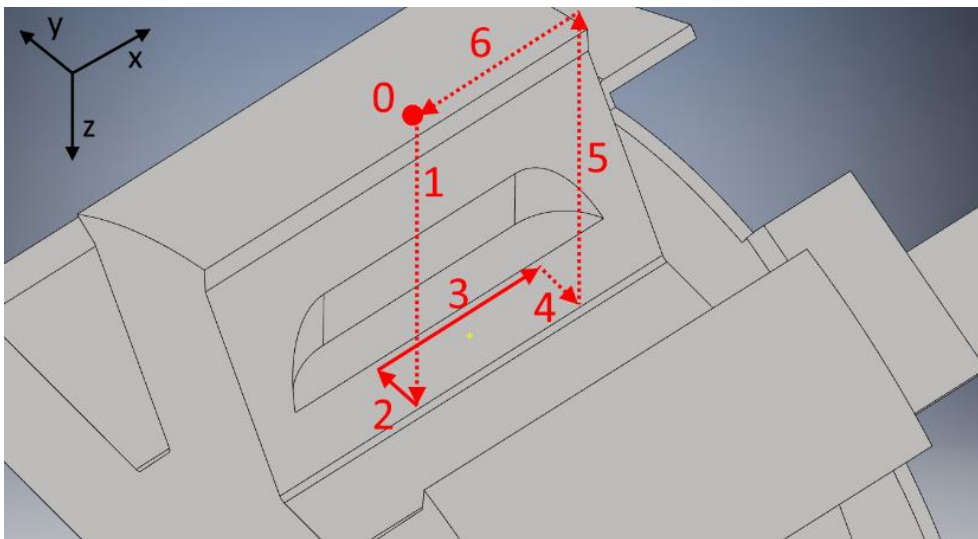


Figura 7.18: Representação 3D dos movimentos a realizar pela fresa.

7.2.1.5 - Definição do ciclo dinâmico geral

Para o correto dimensionamento dos diversos componentes integrantes do sistema de eixos, nomeadamente dos sistemas de guiamento e de transmissão e respetivos acionamentos, definiu-se um ciclo dinâmico capaz de responder às necessidades do processo, devidamente estruturado com acelerações, velocidades constantes e desacelerações. Assim, partindo dos valores apresentados na Tabela 7.2, construiu-se o ciclo dinâmico presente na Tabela 7.3 e Tabela

7.4. Já na Figura 7.19 é apresentada a representação gráfica do mesmo. Para cada movimento foram definidos três períodos identificados pela letra T, correspondentes a momentos de aceleração, velocidade constante e desaceleração.

Tabela 7.3: Ciclo dinâmico definido para o sistema de 3 eixos, 1ª parte.

Período	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
v [m/min]	0,000	3,138	3,138	0,000	0,795	0,795	0,000	0,795	0,795	0,000
a [m/s ²]	0,000	0,456	0,000	-0,456	0,088	0,000	-0,088	0,088	0,000	-0,088
t [s]	0,000	0,115	1,033	0,115	0,151	0,151	0,151	0,151	0,981	0,151
s [m]	0,000	0,003	0,054	0,003	0,001	0,002	0,001	0,001	0,013	0,001
t _{total} [s]	0,000	0,115	1,147	1,262	1,413	1,564	1,715	1,866	2,847	2,998
S _{total} [m]	0,000	0,003	0,057	0,060	0,061	0,063	0,064	0,065	0,078	0,079
Movimento	0	1		2			3			
Eixo		Z		Y			X			

Tabela 7.4: Ciclo dinâmico definido para o sistema de 3 eixos, 2ª parte.

Período	T0	T10	T11	T12	T13	T14	T15	T16	T17	T18
v [m/min]	0,000	0,795	0,795	0,000	3,138	3,138	0,000	3,138	3,138	0,000
a [m/s ²]	0,000	0,088	0,000	-0,088	0,456	0,000	-0,456	0,456	0,000	-0,456
t [s]	0,000	0,151	0,151	0,151	0,115	1,033	0,115	0,115	0,172	0,115
s [m]	0,000	0,001	0,002	0,001	0,003	0,054	0,003	0,003	0,009	0,003
t _{total} [s]	0,000	3,149	3,300	3,451	3,565	4,598	4,713	4,827	4,999	5,114
S _{total} [m]	0,000	0,080	0,082	0,083	0,086	0,140	0,143	0,146	0,155	0,158
Movimento	0	4			5			6		
Eixo		Y			Z			X		

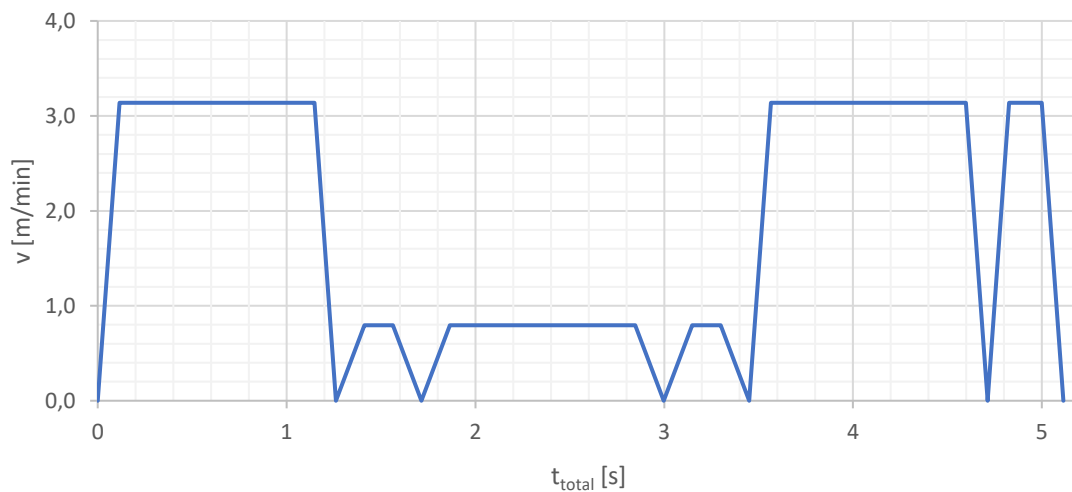


Figura 7.19: Representação gráfica do ciclo dinâmico definido para o sistema de 3 eixos.

Para a definição de todos os valores apresentados no ciclo dinâmico, utilizaram-se a velocidade de avanço e a distância necessária para o alcance dessa mesma velocidade, como ponto de partida. Os valores das acelerações/desacelerações e os tempos de ciclo são resultado desta mesma imposição. Logo resultou um ciclo com um tempo total de 5,11 segundos, o que é perfeitamente aceitável para o tempo de ciclo de 20 segundos definido para a máquina em geral.

7.2.1.6 - Escolha e dimensionamento de componentes

Com todos os parâmetros de corte e ciclos definidos, foi possível proceder-se ao dimensionamento dos sistemas lineares que integram o sistema de 3 eixos do módulo de maquinagem. Para cada sistema será dada a razão pela qual se optou pelo mesmo, assim como uma explicação do processo de dimensionamento utilizado, antes dos resultados do dimensionamento em si.

Como fabricante dos sistemas a utilizar nos movimentos dos 3 eixos, foi escolhido a Bosch Rexroth, devido à proximidade da empresa de um dos representantes da marca em Portugal. Além disso, os catálogos e os softwares disponibilizados para o dimensionamento dos componentes tornaram esta a escolha acertada.

7.2.1.6.1 - Guias Lineares

Para o movimento de cada eixo, foi selecionado o guiamento recorrendo a guias lineares com carril de perfil prismático. Escolha justificada pelo facto de se tratar de uma operação de maquinagem onde é exigida elevada rigidez, precisão e baixo atrito nos movimentos. Também o baixo perfil foi uma condicionante da escolha, uma vez que se pretende um sistema de eixos relativamente compacto.

À partida foram definidos alguns aspetos referentes a especificações das guias lineares, comuns no dimensionamento de todos os eixos. Mais à frente será explicado, de uma maneira geral, o processo de dimensionamento utilizado, seguido do dimensionamento referente a cada eixo.

Antes do início do processo de dimensionamento, foram escolhidos os cursos pretendidos para cada eixo, de modo a satisfazer os movimentos necessários à realização do ciclo de maquinagem. O eixo y apresenta um curso relativamente maior que os demais, para facilitar o afastamento da ferramenta do local de fixação do rotor, caso seja necessário substituí-la. Na Tabela 7.5 estão demonstrados os cursos pretendidos para cada eixo.

Tabela 7.5: Cursos definidos para os 3 eixos.

Eixo	Curso [mm]
x	70
y	140
z	80

Primeiramente, foi definido o esquema de montagem utilizado em todos os eixos. Escolheu-se uma configuração de 4 patins, igualmente distribuídos por 2 carris paralelos (Figura 7.20). Para a instalação, optou-se por colocar um guiamento lateral para cada carril (Figura 7.21). Já no caso dos patins, definiu-se que apenas dois patins são guiados para que, na altura da instalação, sejam compensados possíveis desvios de paralelismo entre os mesmos. A utilização destes guiamientos auxilia no momento de montagem das guias lineares, absorvendo também possíveis cargas laterais aplicada no sistema linear. Mais à frente serão analisadas as tolerâncias dimensionais impostas aquando da montagem.

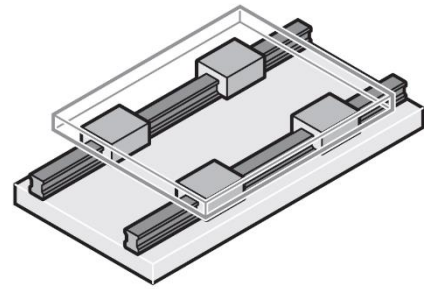


Figura 7.20: Configuração selecionada para as guias lineares (Bosch Rexroth 2006).

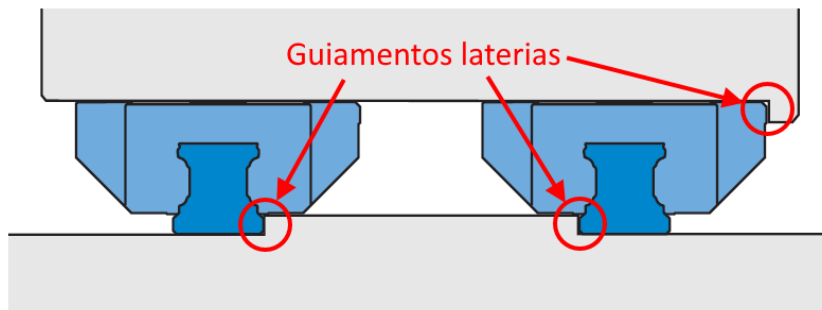


Figura 7.21: Guiamento lateral para os patins e os carris das guias lineares (Bosch Rexroth 2006).

Para facilitar a montagem, ficou definido que tanto os patins como os carris seriam aparafusados a partir de cima como representado na Figura 7.22. Isto implica que os carris sejam equipados com tampas nos furos correspondentes a cada parafuso, a fim de prevenir a deposição de limalhas provenientes da maquinagem.

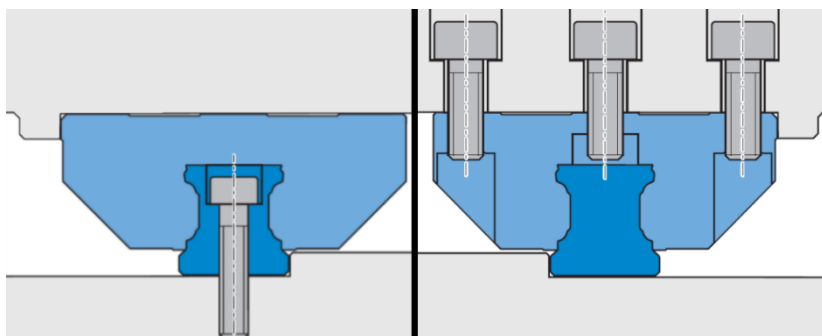


Figura 7.22: Solução de montagem para os patins e carris das guias lineares (Bosch Rexroth 2006).

Optou-se por uma versão de patim SNS (*"Slimline, Normal, Standard height"*) que privilegia o baixo perfil do sistema linear, para todos os eixos, com a exceção do eixo X que, por questões de dimensionamento, é de versão FNS (*"Flange, Normal, Standard height"*). Definiu-se ainda que todos os patins estariam equipados com um vedante universal. No Anexo C.3 e no Anexo C.4 apresentam-se as características dos patins SNS e FNS, respetivamente.

Ficou definida, à priori, uma categoria de pré-carga para os patins C1, correspondente a 2% da carga dinâmica máxima suportada pelos mesmos. A escolha da pré-carga é justificada pela tabela da Figura 7.23, presente no catálogo do fabricante. Quanto à classe de precisão dos componentes escolheu-se a de referência P, correspondente a “precision”, já que é indicada como adequada pela tabela da Figura 7.24, também retirada do catálogo do fabricante.

Code	Preload	Application area
C0 ¹⁾	Without preload (clearance)	For particularly smooth-running guide systems with the lowest possible friction for applications with large installation tolerances. Clearance versions are available only in accuracy classes N and H.
C1	Moderate preload	For precise guide systems with low external loads and high demands on overall rigidity.
C2	Average preload	For precise guide systems with both high external loading and high demands on overall rigidity; also recommended for single-rail systems. Above average moment loads can be absorbed without significant elastic deflection. Further improved overall rigidity with only medium moment loads.
C3	High preload	For high-rigidity guide systems like precision machine tools, etc. Above average loads and moments can be absorbed with the least possible elastic deflection. Ball runner blocks with preload C3 available only in accuracy classes UP, SP and XP; heavy duty ball runner blocks only in UP, SP and P.

Figura 7.23: Tabela fornecida pelo fabricante para auxiliar a escolha da pré-carga (Bosch Rexroth 2006).

Accuracy classes		Application area				Accuracy
		Handling	Forming operations	Cutting operations	Measuring, testing	
E	eLINE	✓	-	-	-	Low demands on accuracy
N	Normal	✓	-	-	-	
H	High accuracy	✓	✓	✓	✓	
P	Precision	-	✓	✓	✓	
XP	eXtra precision	-	✓	✓	✓	
SP	Super precision	-	-	✓	✓	Extremely high demands on accuracy
UP	Ultra precision	-	-	✓	✓	

Figura 7.24: Tabela fornecida pelo fabricante para auxiliar a escolha da classe de precisão (Bosch Rexroth 2006).

Para cada sistema linear presente em cada eixo, é necessário definir 3 tolerâncias:

- S_1 , correspondente ao desvio vertical máximo entre as bases dos carris (Figura 7.25);

Ball runner block	Calculation factor Y for preload class			
	C0	C1	C2	C3
Steel	$4.3 \cdot 10^{-4}$	$2.8 \cdot 10^{-4}$	$1.7 \cdot 10^{-4}$	$1.2 \cdot 10^{-4}$
Short made of steel	$5.2 \cdot 10^{-4}$	$3.4 \cdot 10^{-4}$	-	-
Super ball runner blocks	$8.0 \cdot 10^{-4}$	$6.0 \cdot 10^{-4}$	-	-
Aluminum	$7.0 \cdot 10^{-4}$	$5.0 \cdot 10^{-4}$	-	-

$$S_1 = a \cdot Y$$

Key
 S_1 = Permissible vertical offset of the ball guide rails (mm)
 a = distance between guide rails (mm)
 Y = calculation factor, transverse direction (-)

Preload classes
C0 = Without preload (clearance)
C1 = Moderate preload
C2 = Average preload
C3 = High preload

Figura 7.25: Método de determinação do parâmetro S_1 (Bosch Rexroth 2015a).

Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

- S_2 , correspondente ao desvio vertical máximo na fixação dos dois patins guiados pelo mesmo carril (Figura 7.26);

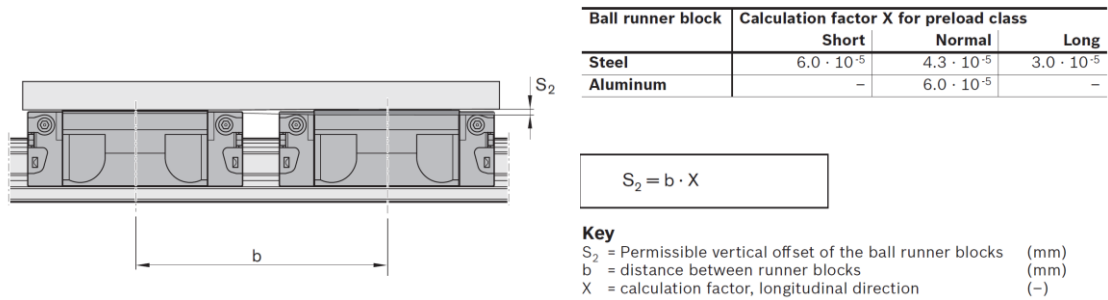
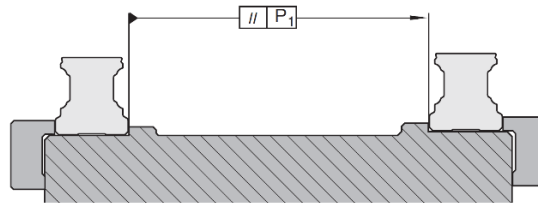


Figura 7.26: Método de determinação do parâmetro S_2 (Bosch Rexroth 2015a).

- P_1 , correspondente ao paralelismo entre os dois carris (Figura 7.27).



Ball runner block	Size	Parallelism offset P_1 (mm) with preload class			
		C0	C1	C2	C3
Steel ball runner blocks with precision installation ¹⁾	15	0.015	0.009	0.005	0.004
	20	0.018	0.011	0.006	0.004
	25	0.019	0.012	0.007	0.005
	30	0.021	0.014	0.009	0.006
	35	0.023	0.015	0.010	0.007
	45	0.028	0.019	0.012	0.009
	55	0.035	0.025	0.016	0.011
Steel ball runner blocks, short	15	0.018	0.011	-	-
	20	0.022	0.013	-	-
	25	0.023	0.014	-	-
	30	0.025	0.017	-	-
	35	0.028	0.018	-	-
Super ball runner blocks	15	0.025	0.017	-	-
	20	0.029	0.021	-	-
	25	0.032	0.023	-	-
	30	0.035	0.026	-	-
	35	0.040	0.030	-	-
Aluminum ball runner blocks	15	0.021	0.014	-	-
	25	0.026	0.017	-	-
	30	0.029	0.019	-	-
	35	0.035	0.022	-	-

Figura 7.27: Método de determinação do parâmetro P_1 (Bosch Rexroth 2015a).

O fabricante recomenda ainda determinados valores para os rácios entre os diferentes tipos de carga a que estão sujeitas as guias lineares e os valores máximos suportados. Na tabela da Figura 7.28 é possível verificar que para cada caso em questão são recomendados valores entre os 6 e 7 para o rácio C/F_{\max} e valores superiores a 4 para o rácio $C_0/F_{0\max}$.

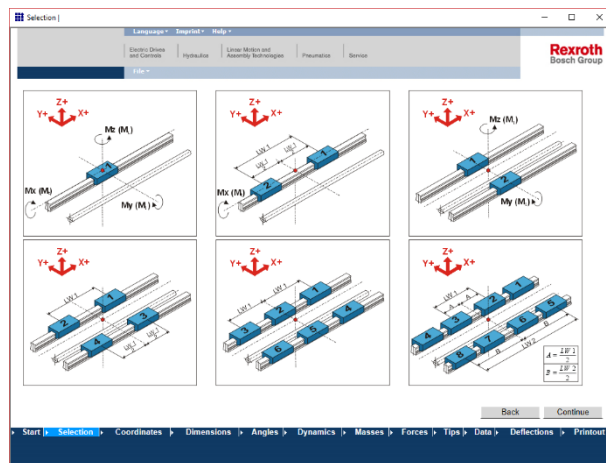
Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

Machine type / Industry sector		C/F_{max}	C_0/F_{0max}
Machine tools	Application example		
	General	6 ... 9	> 4
	Turning	6 ... 7	> 4
	Milling	6 ... 7	> 4
	Grinding	9 ... 10	> 4
Engraving	5	> 3	
Rubber and plastics processing machinery	Injection molding	8	> 2
Woodworking and wood processing machines	Sawing, milling	5	> 3
Assembly/handling technology and industrial robots	Handling	5	> 3
Oil hydraulics and pneumatics	Raising/lowering	6	> 4

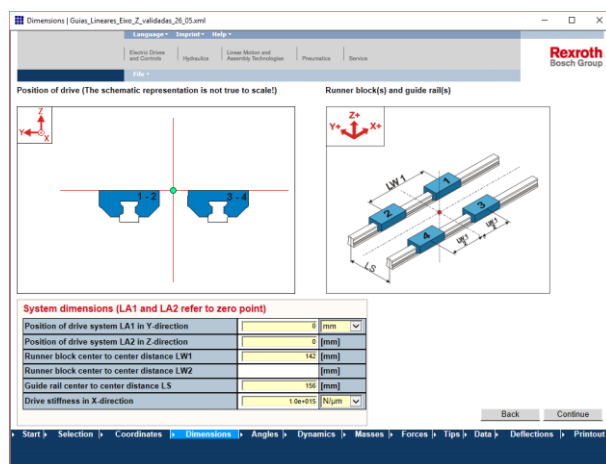
Figura 7.28: Valores recomendados pelo fabricante para os rácios C/F_{max} e C_0/F_{0max} dependendo da aplicação (Bosch Rexroth 2006).

De seguida são apresentados os passos de dimensionamento utilizando o *software Linear Motion Designer* disponibilizado pela Bosch Rexroth.

- Indicação da disposição e número de patins.

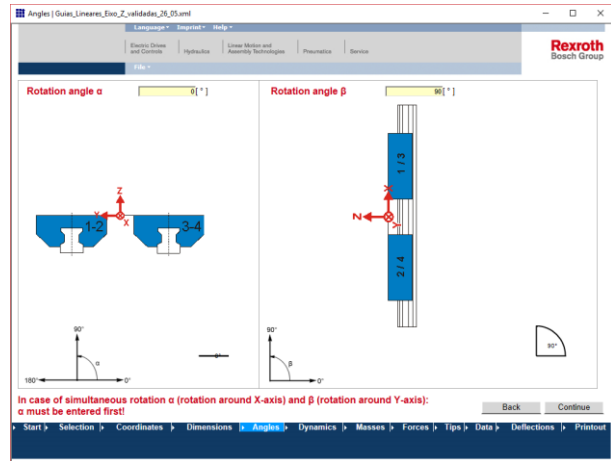


- Indicação das distâncias relativas dos componentes e posição do referencial.

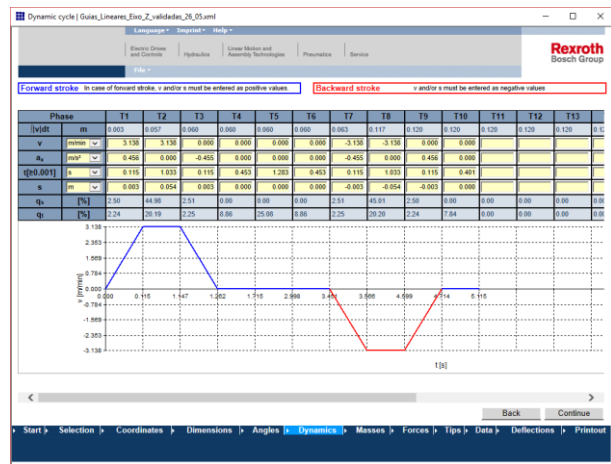


Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

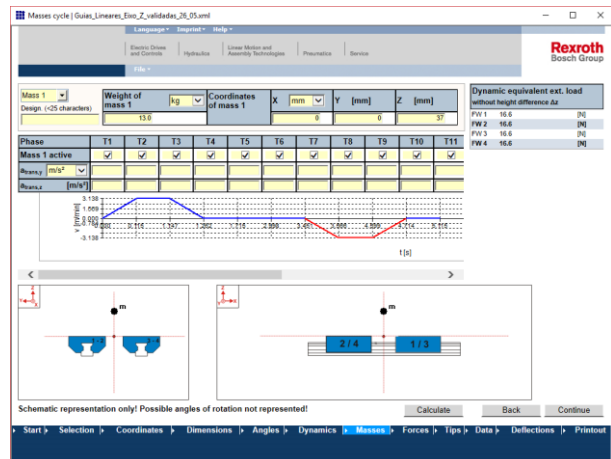
- Indicação da orientação do sistema no espaço.



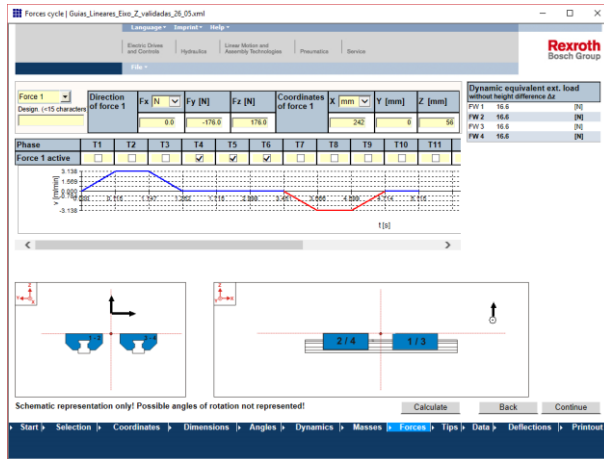
- Indicação do ciclo dinâmico.



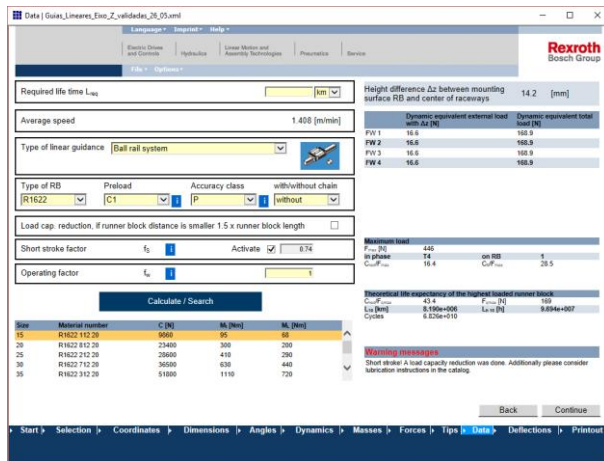
- Indicação da massa a movimentar, do seu centro de gravidade e momento de aplicação.



- Indicação das forças exteriores e o seu ponto e momento de aplicação.



- Indicação das especificações pretendidas para os patins e escolha do tamanho mais adequado.



7.2.1.6.1.1 - Dimensionamento do eixo Z

Começou-se por dimensionar o eixo Z visto ser aquele que apenas depende de si, do *spindle* e dos esforços provocados pela maquinaria, contando já com todas as especificações definidas anteriormente.

Os carris foram posicionados a uma distância de 156 mm, com os patins, guiados pelo mesmo carril, separados por 142 mm. Indicou-se uma orientação vertical correspondente ao eixo Z. O ciclo dinâmico indicado, é apresentado na Figura 7.29. De notar que foi adicionado um período (T11) no qual o eixo se encontra parado, de modo a representar na totalidade os 20 segundos de tempo de ciclo geral da máquina.

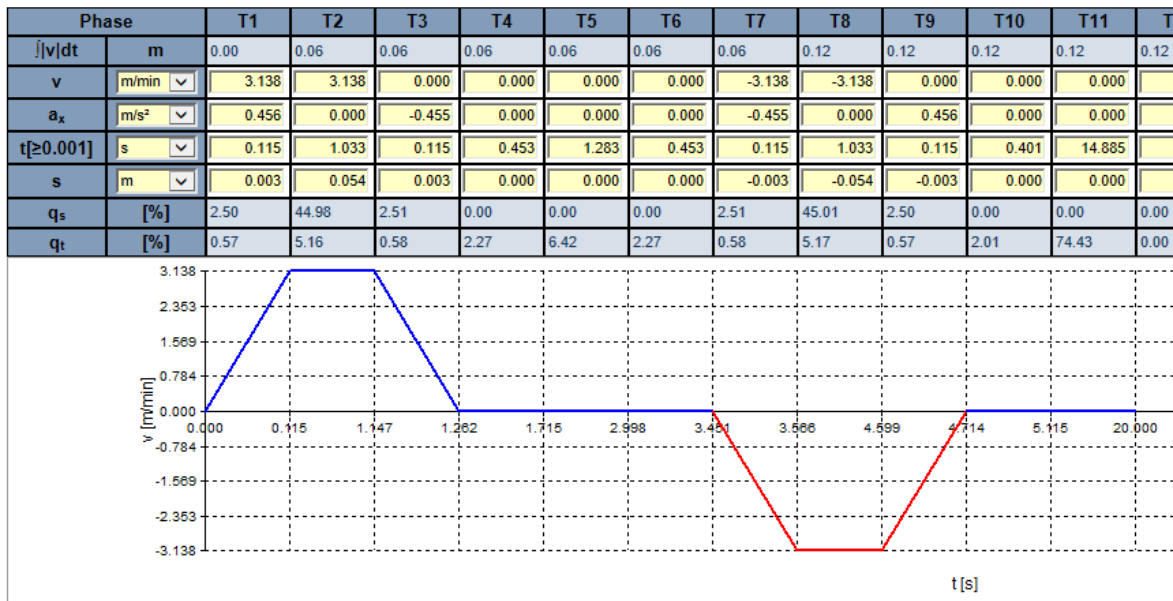


Figura 7.29: Ciclo dinâmico dos patins do eixo Z.

Adicionou-se uma massa de 13 kg correspondente aos diversos componentes movimentados pelo eixo em questão, assim como o esforço de 250 N resultante da operação de maquinagem. Indicou-se ainda a existência de “curso reduzido”, uma vez que o curso é inferior a duas vezes o comprimento dos patins pretendidos.

Efetuarão-se os cálculos de dimensionamento selecionando o patim de tamanho mínimo disponível (15) com a referência R1622 112 20, com as características apresentadas na Tabela 7.6.

Tabela 7.6: Características dos patins do eixo Z.

Versão	SNS
Tamanho	15
Referência	R1622 112 20
Capacidade de carga dinâmica (C)	9860 N
Capacidade de carga estática (C_0)	12700 N
Classe de pré-carga	C1
Classe de precisão	P
Vedação	Vedante <i>standard</i>

Na Tabela 7.7 apresentam-se os resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim em cada período do ciclo dinâmico.

Tabela 7.7: Resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim do eixo Z durante o ciclo dinâmico.

Período	Patim 1Z				Patim 2Z			
	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]
T1	0	17	160	169	0	-17.4	160	169
T2	0	17	160	169	0	-16.6	160	169
T3	0	16	160	169	0	-15.8	160	169
T4	-194.0	250	160	446	106	-83.0	160	270
T5	-194.0	250	160	446	106	-83.0	160	270
T6	-194.0	250	160	446	106	-83.0	160	270
T7	0	16	160	169	0	-15.8	160	169
T8	0	17	160	169	0	-16.6	160	169
T9	0	17	160	169	0	-17.4	160	169
T10	0	17	160	169	0	-16.6	160	169
T11	0	17	160	169	0	-16.6	160	169

Período	Patim 3Z				Patim 4Z			
	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]
T1	0	17	160	169	0	-17.4	160	169
T2	0	17	160	169	0	-16.6	160	169
T3	0	16	160	169	0	-15.8	160	169
T4	-194.0	171	160	389	106	-162.2	160	322
T5	-194.0	171	160	389	106	-162.2	160	322
T6	-194.0	171	160	389	106	-162.2	160	322
T7	0	16	160	169	0	-15.8	160	169
T8	0	17	160	169	0	-16.6	160	169
T9	0	17	160	169	0	-17.4	160	169
T10	0	17	160	169	0	-16.6	160	169
T11	0	17	160	169	0	-16.6	160	169

Após os cálculos para dimensionamento foram ainda retirados os seguintes valores apresentados na Tabela 7.8.

Tabela 7.8: Vida útil e fatores de segurança para o patim mais esforçado do eixo Z.

Carga máxima num patim de todas as fases [F _{max}]	446 N
Vida útil do patim em distância [L ₁₀]	8190000 km
Vida útil do patim em horas [L _{h10}]	379000000 h
Fator de segurança dinâmico [C/F _{max}]	16.4
Fator de segurança estático [C ₀ /F _{max}]	28.5

Por fim, analisando os valores obtidos para os fatores de segurança, verificou-se encontram acima dos limites mínimos recomendados pela tabela da Figura 7.28, apesar de elevados.

7.2.1.6.1.2 - Dimensionamento do eixo Y

Finalizado o eixo Z, passou-se para o dimensionamento do eixo Y. Para este eixo foram, também, consideradas as especificações impostas anteriormente, assim como a massa total a movimentar e os esforços provenientes da maquinagem.

Os carris foram posicionados a uma distância de 156 mm, com os patins, guiados pelo mesmo carril, separados por 270 mm. Indicou-se uma orientação horizontal correspondente ao eixo Y. O ciclo dinâmico indicado está apresentado na Figura 7.30. É de notar que foi adicionado um período (T11) no qual o eixo se encontra parado, de modo a representar na totalidade os 20 segundos de tempo de ciclo geral da máquina.

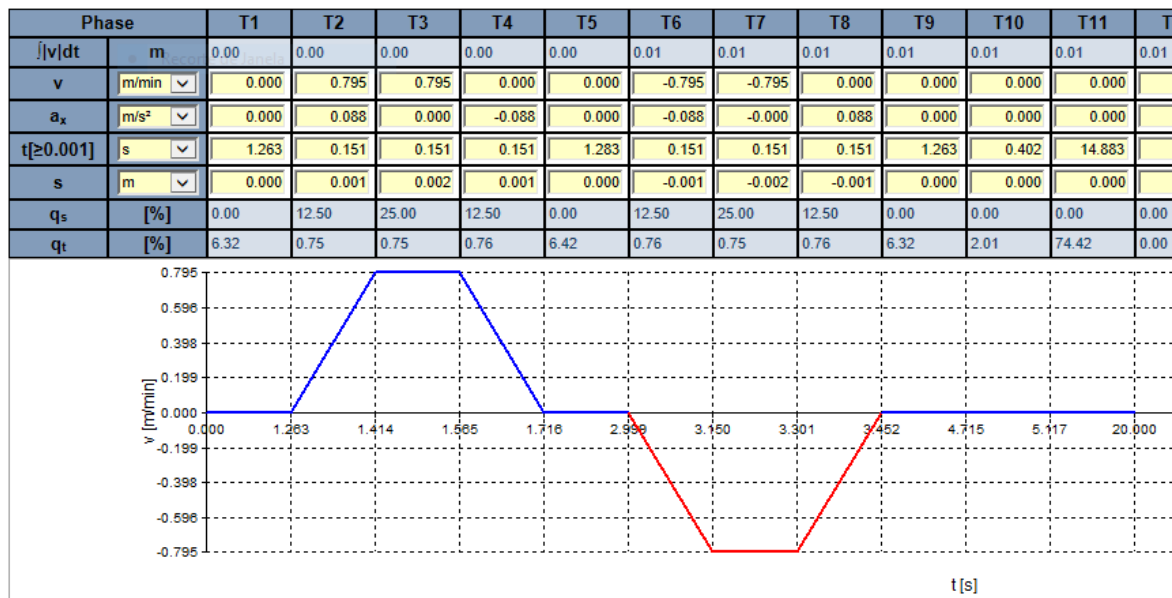


Figura 7.30: Ciclo dinâmico dos patins do eixo Y.

Indicou-se uma massa de 27 kg correspondente aos diversos componentes movimentados pelo eixo em questão, assim como o esforço de 250 N resultante da operação de maquinagem. Indicou-se ainda a existência de “curso reduzido”, uma vez que o curso é inferior a duas vezes o comprimento dos patins pretendidos.

Optou-se novamente pelo patim de tamanho mínimo disponível (15) para efetuar os cálculos de dimensionamento, de referência R1622 112 20. Obtiveram-se os resultados apresentados na Tabela 7.9 para cada patim durante o ciclo dinâmico.

Tabela 7.9: Resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim do eixo Y durante o ciclo dinâmico.

Período	Patim 1Y				Patim 2Y			
	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]
T1	-66.2	53	160	227	-66.2	53	160	227
T2	-65.9	422	160	487	-66.6	421	160	488
T3	-66.2	421	160	488	-66.2	421	160	488
T4	-66.6	421	160	488	-65.9	422	160	487
T5	-66.2	421	160	488	-66.2	421	160	488
T6	-66.6	53	160	227	-65.9	53	160	227
T7	-66.2	53	160	227	-66.2	53	160	227
T8	-65.9	53	160	227	-66.6	53	160	227
T9	-66.2	53	160	227	-66.2	53	160	227
T10	-66.2	53	160	227	-66.2	53	160	227
T11	-66.2	53	160	227	-66.2	53	160	227

Período	Patim 3Y				Patim 4Y			
	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]
T1	-66.2	-52.8	160	227	-66.2	-52.8	160	227
T2	-65.9	-296.1	160	386	-66.6	-296.6	160	387
T3	-66.2	-296.4	160	387	-66.2	-296.4	160	387
T4	-66.6	-296.6	160	387	-65.9	-296.1	160	386
T5	-66.2	-296.4	160	387	-66.2	-296.4	160	387
T6	-66.6	-53.0	160	227	-65.9	-52.6	160	227
T7	-66.2	-52.8	160	227	-66.2	-52.8	160	227
T8	-65.9	-52.6	160	227	-66.6	-53.0	160	227
T9	-66.2	-52.8	160	227	-66.2	-52.8	160	227
T10	-66.2	-52.8	160	227	-66.2	-52.8	160	227
T11	-66.2	-52.8	160	227	-66.2	-52.8	160	227

Após os cálculos de dimensionamento retiraram-se os valores apresentados na Tabela 7.10:

Tabela 7.10: Vida útil e fatores de segurança para o patim mais esforçado do eixo Y.

Carga máxima num patim de todas as fases [F _{max}]	488 N
Vida útil do patim em distância [L ₁₀]	264300 km
Vida útil do patim em horas [L _{h10}]	183500000h
Fator de segurança dinâmico [C/F _{max}]	11.3
Fator de segurança estático [C ₀ /F _{max}]	26.0

Mais uma vez, é possível verificar que os valores obtidos para os fatores de segurança se encontram acima dos valores mínimos recomendados pela tabela da Figura 7.28.

7.2.1.6.1.3 - Dimensionamento do eixo X

Finalmente, dimensionou-se o eixo X. Para este eixo, foram tidas em conta, uma vez mais, as especificações impostas anteriormente, assim como a massa total a movimentar e os esforços provenientes da maquinagem.

Neste caso, os carris foram posicionados a uma distância de 450 mm, com os patins, guiados pelo mesmo carril, separados por 200 mm. Impôs-se uma orientação horizontal correspondente ao eixo X. O ciclo dinâmico indicado, está apresentado na Figura 7.31 e, de modo semelhante ao dos casos anteriores, foi adicionado um período (T11) para representar os 20 segundos do tempo de ciclo total da máquina.

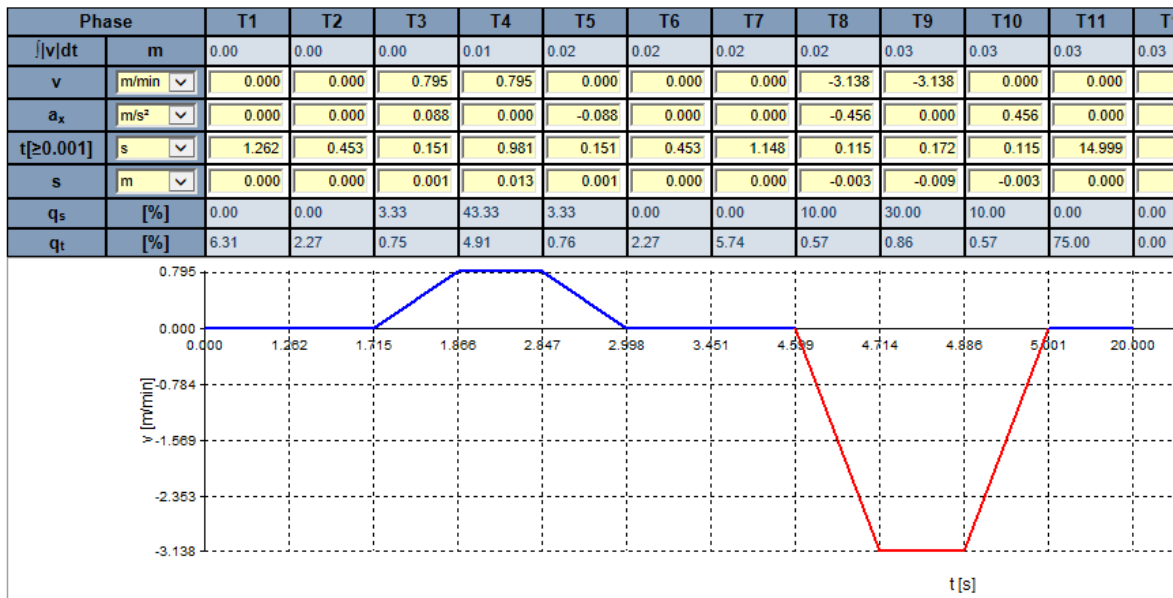


Figura 7.31: Ciclo dinâmico dos patins do eixo X.

Adicionou-se uma massa de 74 kg correspondente aos diversos componentes movimentados pelo eixo em questão, assim como o esforço de 250 N resultante da operação de maquinagem. Indicou-se ainda a existência de “curso reduzido”, uma vez que o curso é inferior a duas vezes o comprimento dos patins pretendidos.

Neste caso, uma vez que para o patim de tamanho mínimo (15) se obteve um aviso de que, para o ciclo em questão, este poderia perder a pré-carga durante o seu tempo de vida útil, optou-se pelo patim de tamanho acima disponível (20) para efetuar o cálculo de dimensionamento, de referência R1651 812 20. É de notar ainda que foi alterada a versão do patim para FNS, uma vez que os requisitos de espaço já não são importantes para este eixo. Na Tabela 7.11 estão especificadas as características para estes novos patins.

Tabela 7.11: Características dos patins do eixo X.

Versão	FNS
Tamanho	20
Referência	R1651 812 20
Capacidade de carga dinâmica (C)	23400 N
Capacidade de carga estática (C ₀)	29800 N
Classe de pré-carga	C1
Classe de precisão	P
Vedação	Vedante <i>standard</i>

Na Tabela 7.12 estão apresentados os valores obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim durante o ciclo dinâmico:

Tabela 7.12: Resultados obtidos nos cálculos de dimensionamento para cada patim do eixo X durante o ciclo dinâmico.

Período	Patim 1X				Patim 2X			
	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]
T1	0	-176.4	380	477	0	-296.2	380	548
T2	17	290	380	554	-16.9	-763.1	380	862
T3	18	295	380	558	-18.0	-767.6	380	865
T4	17	290	380	554	-16.9	-763.1	380	862
T5	16	286	380	551	-15.8	-758.6	380	858
T6	0	-176.4	380	477	0	-296.2	380	548
T7	0	-176.4	380	477	0	-296.2	380	548
T8	-5.7	-199.9	380	494	6	-272.8	380	537
T9	0	-176.4	380	477	0	-296.2	380	548
T10	6	-153.0	380	467	-5.7	-319.7	380	565
T11	0	-176.4	380	477	0	-296.2	380	548

Período	Patim 3X				Patim 4X			
	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]	F _Y [N]	F _Z [N]	F _{Pré-carga} [N]	F _{Total} [N]
T1	0	-66.7	380	416	0	-186.5	380	483
T2	17	400	380	621	-16.9	-653.4	380	786
T3	18	405	380	625	-18.0	-657.9	380	790
T4	17	400	380	621	-16.9	-653.4	380	786
T5	16	396	380	618	-15.8	-648.9	380	782
T6	0	-66.7	380	416	0	-186.5	380	483
T7	0	-66.7	380	416	0	-186.5	380	483
T8	-5.7	-90.2	380	432	6	-163.1	380	473
T9	0	-66.7	380	416	0	-186.5	380	483
T10	6	-43.3	380	406	-5.7	-210.0	380	500
T11	0	-66.7	380	416	0	-186.5	380	483

Como anteriormente, após o cálculo de dimensionamento retiraram-se os valores correspondentes aos fatores de segurança estático e dinâmico e a vida útil para o patim mais esforçado, apresentados na Tabela 7.13.

Tabela 7.13: Vida útil e fatores de segurança para o patim mais esforçado do eixo X.

Carga máxima num patim de todas as fases [F_{\max}]	865 N
Vida útil do patim em distância [L_{10}]	905600 km
Vida útil do patim em horas [L_{h10}]	167700000h
Fator de segurança dinâmico [C/F_{\max}]	17.8
Fator de segurança estático [C_0/F_{\max}]	34.4

Uma vez mais, é possível verificar que os valores obtidos para os fatores de segurança se encontram a cima dos valores mínimos recomendados.

7.2.1.6.2 - Fuso e porca de esferas

Seguindo a mesma linha utilizada para a escolha do sistema de guiamento dos eixos, definiu-se que a transmissão do movimento de cada eixo seria conseguida utilizando fusos com porcas de esferas. Opção facilmente justificada por se tratar de um sistema de dimensões relativamente reduzidas e por se procurar um excelente rendimento na transmissão. Também a procura de um sistema que proporcione uma folga axial “zero” é bastante importante, já que o controlo do sistema é conseguido através da medição indireta efetuada pelo *encoder* presente no servomotor.

A Bosch Rexroth foi novamente escolhida como fabricante dos diversos componentes utilizados na transmissão do movimento dos 3 eixos.

Anteriormente ao dimensionamento individual de cada fuso de esferas, ficaram definidas algumas especificações comuns aos fusos e porcas de esferas utilizados em cada eixo.

Uma vez que se procurar construir um sistema compacto, em que os esforços a suportar são relativamente pequenos, optou-se por uma solução com porca *standard*, mas eficaz, caracterizado pela fixação com flange e por possuir apenas uma porca, de referência FEM-E-S (Figura 7.32). Para a manutenção da folga axial “zero” dos sistemas de transmissão, optou-se por seleccionar sempre a classe de pré-carga máxima disponível para a versão dimensionada. No Anexo C.5 apresentam-se as características das porcas de esferas FEM-E-S.



Figura 7.32: Fuso com porca de esferas FEM-E-S (Bosch Rexroth 2016).

Para o passo definiu-se que seria 5 mm, valor geralmente utilizado neste tipo de aplicação e recomendado pela empresa.

Como se trata de uma operação de maquinagem, que cria limalhas prejudiciais ao bom funcionamento dos fusos e porcas de esferas, definiu-se que todas as porcas deveriam estar seladas, recorrendo à utilização de vedantes.

Para o método de fixação do fuso à estrutura, determinou-se que seriam utilizadas chumaceiras, uma de apoio fixo na extremidade do lado do acionamento e outra de apoio flutuante na extremidade oposta, pois permite algum ajustamento no momento de montagem. Utilizaram-se as chumaceiras disponibilizadas pela Bosch Rexroth, de referência SEB-F (Figura 7.34) para a extremidade fixa e SEB-L (Figura 7.35) para a extremidade flutuante. As características das chumaceiras podem ser consultadas no Anexo C.6. Apenas estas são compatíveis com fusos de diâmetro nominal 12 e passo 5, como é possível verificar na Figura 7.33.

Diameter d ₀	Lead P											
	1	2	2.5	5	10	12	16	20	25	32	40	64
6	A	A										
8	A	A	A									
12		A		A	A							
16			A		A		A					
20				A B C D E	A B C D E			A B C D E			A B C	
25				A C D E	A C D E				A C			
32				A B C D E	A B C D E			A B C D E		A B C		A B C
40				A B C	E A B C	E A B C	A B C	A B C	E		A B C E	
50				A	E A	E A	A	A	E A		A	E
63					A			A			A	
80					A			A				

A = SEB-F and SEB-L
 B = SEC-F and SEC-L
 C = SES-F and SES-L
 D = SED-F and SED-L
 E = SEE-F

Figura 7.33: Chumaceiras disponíveis dependendo do fuso utilizado (Bosch Rexroth 2016).



Figura 7.34: Chumaceira de apoio fixo de referência SEB-F (Bosch Rexroth 2016).

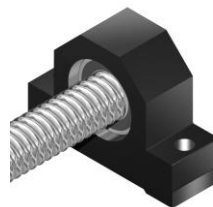


Figura 7.35: Chumaceira de apoio flutuante de referência SEB-L (Bosch Rexroth 2016).

Tendo em conta as chumaceiras definidas, optou-se por uma ponta de veio 81 para o lado do acionamento, de modo a permitir uma ligação ao motor por acoplamento, e uma versão 41 para a extremidade oposta (Figura 7.36).

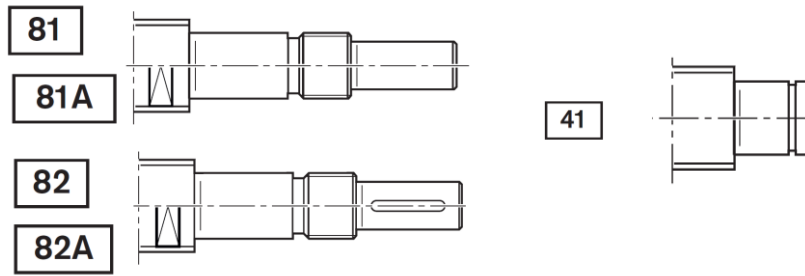


Figura 7.36: Pontas de veio para os fusos (Bosch Rexroth 2016).

A fixação do fuso, de um modo semelhante ao sistema de guiamentos, necessita de respeitar tolerâncias dimensionais recomendadas pelo fabricante. No catálogo do fabricante estão definidas duas tolerâncias ΔH e ΔA , correspondentes ao desvio vertical e lateral máximos entre os apoios do fuso, respetivamente. Os valores podem ser retirados da tabela da Figura 7.37.

Preload	X mm	ΔH mm	ΔA mm
Backlash	0.05	0.05	0.05
2% of C	0.04	0.04	0.04
5% of C	0.03	0.03	0.03
7% of C	0.01	0.01	0.01
10% of C	0.01	0.01	0.01

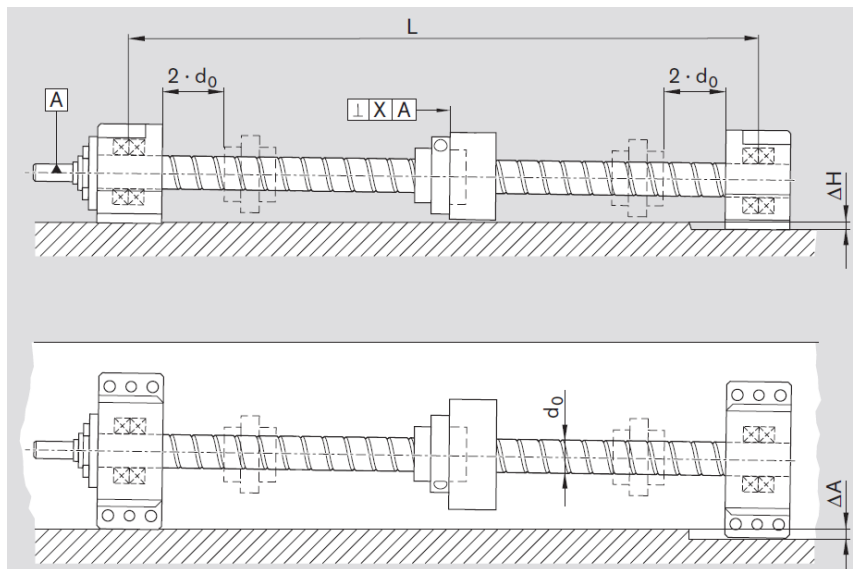


Figura 7.37: Tolerâncias dimensionais para a fixação dos apoios dos fusos (Bosch Rexroth 2006).

Finalmente, foram definidos os comprimentos de rosca para os diferentes fusos, apesar deste valor depender diretamente do tamanho escolhido aquando do dimensionamento. Contudo, dada a necessidade das distâncias entre os apoios no dimensionamento a seguir descrito, optou-se por demonstrar já de seguida o método utilizado para a definição dos comprimentos roscados.

O comprimento roscado de cada fuso depende de 3 fatores, sendo eles, o comprimento da porca a utilizar, o curso pretendido para o eixo correspondente e a distância de segurança aos apoios indicada no catálogo. Assim:

- Para o eixo z, onde ficou definido um curso de 80 mm, uma porca FEM-E-S com 28 mm de comprimento e uma distância de segurança aos apoios de 26.5 mm, para o lado fixo, e 23.5 mm, para o lado flutuante, determinou-se um comprimento roscado de 165 mm.

Comprimento Roscado Z = 28 + 80 + 26.5 + 23.5 = 158 → 165 (ajustado à estrutura)

- Para o eixo y, onde ficou definido um curso de 140 mm, uma porca FEM-E-S com 28 mm de comprimento e uma distância de segurança aos apoios de 26.5 mm, para o lado fixo, e 23.5 mm, para o lado flutuante, determinou-se um comprimento roscado de 218 mm.

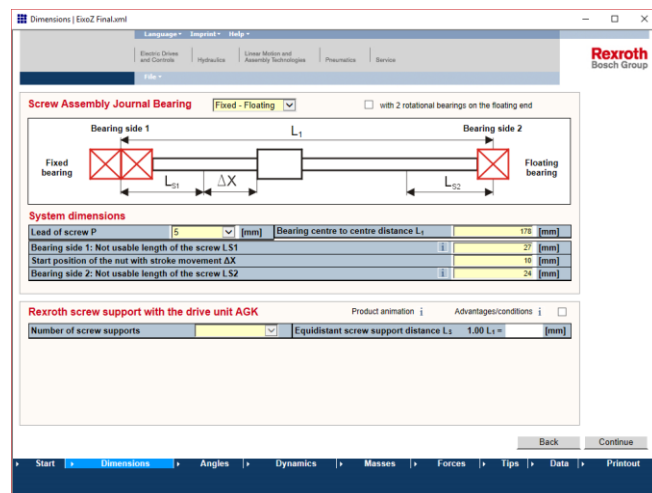
Comprimento Roscado Y = 28 + 140 + 26.5 + 23.5 = 218

- Para o eixo X, onde ficou definido um curso de 70 mm, uma porca FEM-E-S com 28 mm de comprimento e uma distância de segurança aos apoios de 26.5 mm, para o lado fixo, e 23.5 mm, para o lado flutuante, determinou-se um comprimento roscado de 151 mm.

Comprimento Roscado X = 28 + 70 + 26.5 + 23.5 = 148 → 151 (ajustado à estrutura)

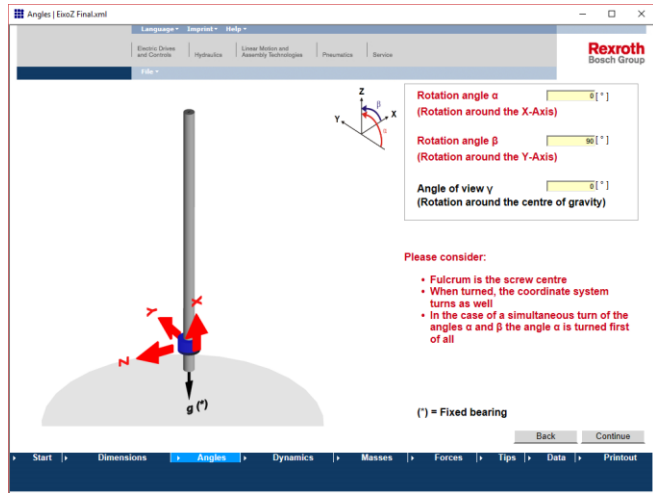
Será explicado agora o processo de dimensionamento utilizado que, uma vez mais, se baseou no *software* de dimensionamento disponibilizado pelo fabricante.

- Indicação do passo, do método de fixação e da distância entre apoios.

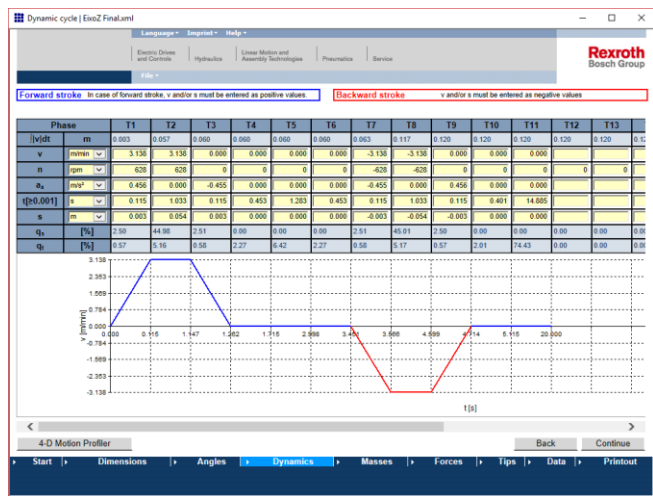


Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

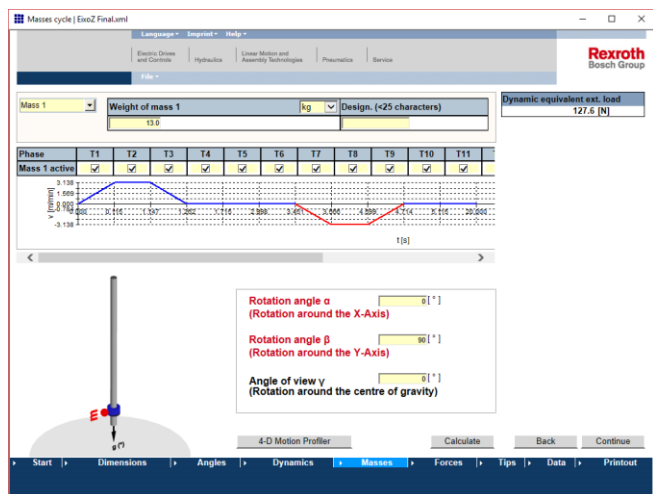
- Indicação da orientação no espaço do fuso.



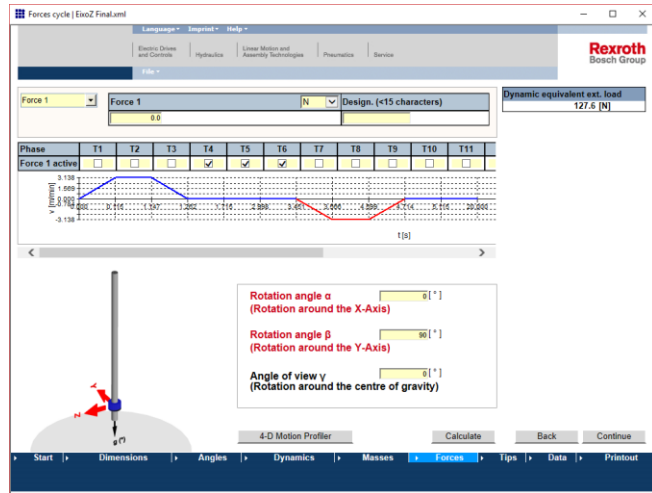
- Indicação do ciclo dinâmico.



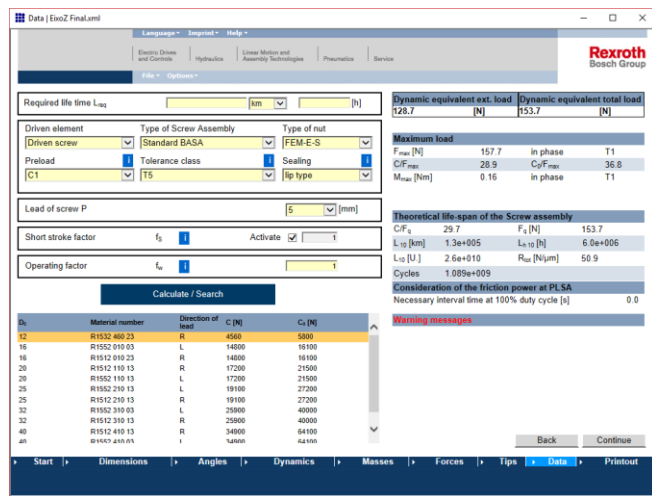
- Indicação da massa a movimentar.



- Indicação das forças exteriores.



- Indicação das especificações pretendidas para a porca de esferas e escolha do tamanho mais adequado.



7.2.1.6.2.1 - Dimensionamento do eixo Z

Seguindo a logica anteriormente demonstrada, começou-se por dimensionar o fuso e porca de esferas referentes ao eixo Z. Inseriram-se no *software* as características exibidas na Tabela 7.14.

Tabela 7.14: Características dimensionais do eixo Z.

Distância entre apoios	178 mm
Distância de segurança ao apoio fixo	26.5 mm
Distância de segurança ao apoio flutuante	23.5 mm
Orientação no espaço	$\alpha=0^\circ$ e $\beta=90^\circ$
Passo	5 mm

Quando solicitado pelo *software*, indicou-se o ciclo dinâmico pretendido para o eixo Z, como demonstrado na Figura 7.38.

Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

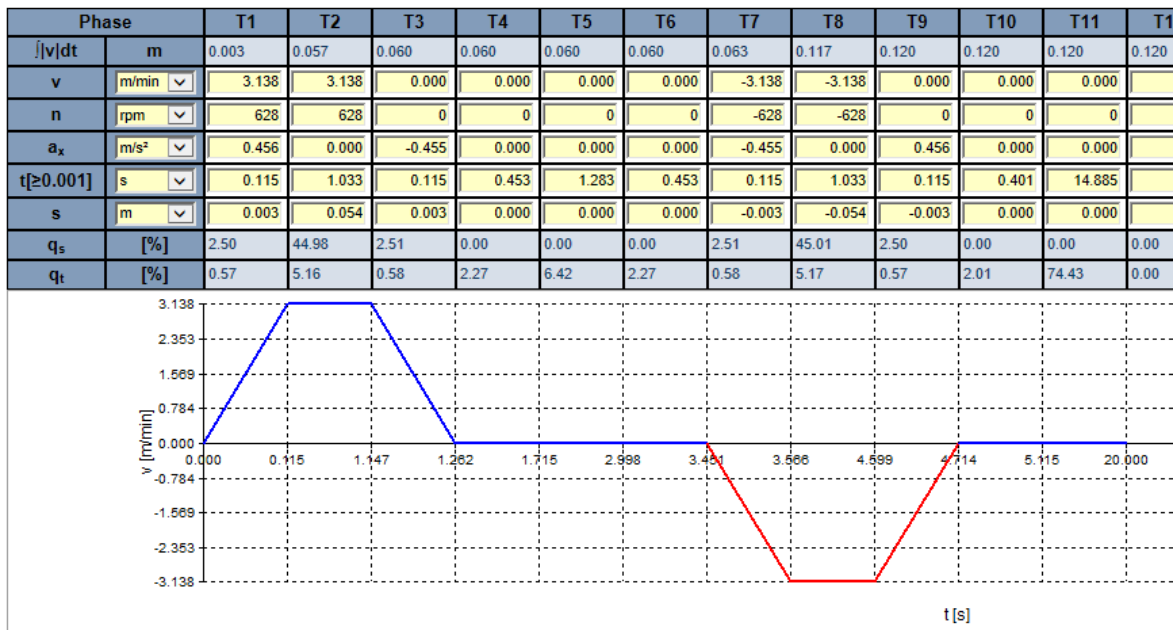


Figura 7.38: Ciclo dinâmico da porca de esferas do eixo Z.

Antes de se proceder ao dimensionamento do fuso e da porca de esferas, adicionou-se uma massa de 13 kg e, uma vez que as forças de maquinagem não atuam durante a movimento do eixo Z, estas não foram indicadas.

Por fim, dimensionou-se uma porca de esferas de tamanho $d_0=12$, tamanho mínimo comercializado pela Bosch Rexroth para o tipo de porca selecionado, com a classe de pré-carga máxima disponível (C1) e com as características apresentadas na Tabela 7.15.

Tabela 7.15: Características da porca de esferas selecionada para o eixo Z.

Diâmetro do fuso (d_0)	12 mm
Classe de pré-carga	C1
Classe de precisão	T5
Vedante	Standard
Referência	R1532 460 23
Capacidade de carga dinâmica (C)	4560 N
Capacidade de carga estática (C_0)	5800 N

Do cálculo efetuado retiraram-se os valores presentes na Tabela 7.16, referentes à vida útil do sistema e aos fatores de segurança.

Tabela 7.16: Vida útil e fatores de segurança para a porca de esferas do eixo Z.

Carga máxima de todas as fases (F_{max})	157.7 N
Vida útil do rolamento em distância (L_{10})	130000 km
Vida útil do rolamento em horas (L_{h10})	6000000 h
Fator de segurança dinâmico (C/F_{max})	28.9
Fator de segurança estático (C_0/F_{max})	36.8
Velocidade crítica (n_{cr})	55656 rpm

Como é possível observar, os fatores de segurança obtidos revelaram-se superiores ao valor mínimo recomendado pelo fabricante (≥ 4).

Por fim, teve-se em atenção um último parâmetro importante no dimensionamento de fusos e porcas de esferas, a velocidade crítica. Para o caso em questão, obteve-se uma velocidade crítica de 55656 rpm, valor muito acima das velocidades necessárias à realização do ciclo dinâmico do eixo.

7.2.1.6.2.2 - Dimensionamento do eixo Y

No que se refere ao eixo Y, indicaram-se, quando solicitadas as características apresentadas na Tabela 7.17, seguidas pelo ciclo dinâmico pretendido (Figura 7.39).

Tabela 7.17: Características dimensionais do eixo Y.

Distância entre apoios	228 mm
Distância de segurança ao apoio fixo	26.5 mm
Distância de segurança ao apoio flutuante	23.5 mm
Orientação no espaço	$\alpha = -90^\circ$ e $\beta = 0^\circ$
Passo	5 mm

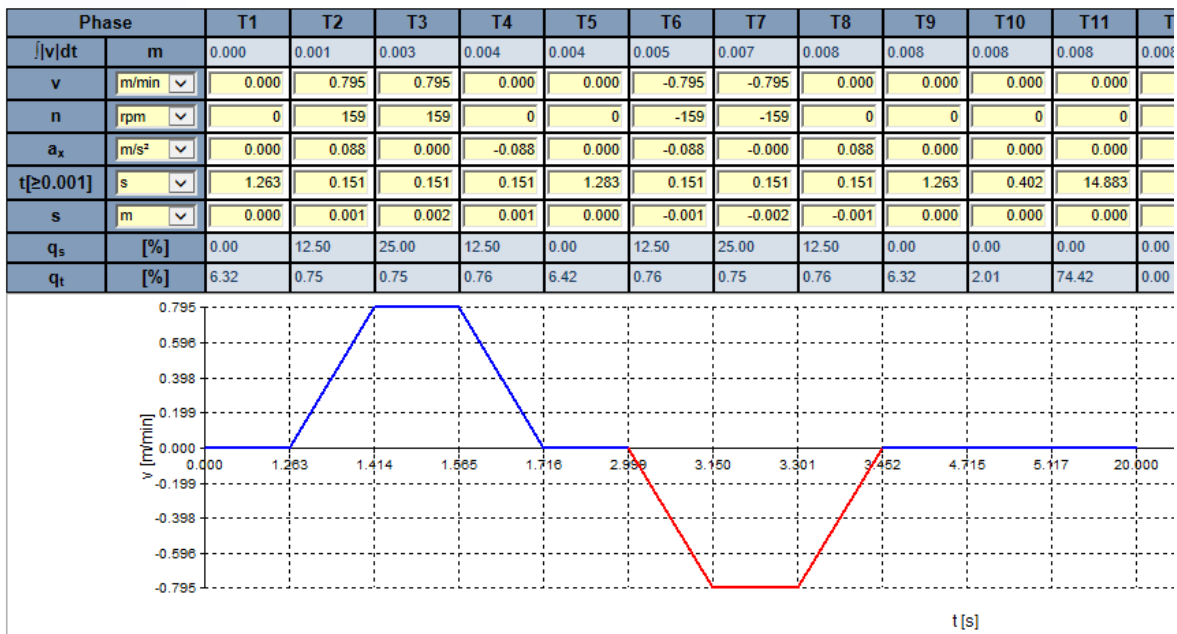


Figura 7.39: Ciclo dinâmico da porca de esferas do eixo Y.

De modo semelhante ao eixo anterior, acrescentou-se uma massa a movimentar de 27 kg e uma força exterior aplicada de 250 N, correspondente ao avanço durante a operação de corte.

Para o dimensionamento selecionaram-se as características (Tabela 7.18) pretendidas para a porca de esferas.

Tabela 7.18: Características da porca de esferas selecionada para o eixo Y.

Diâmetro do fuso (d_0)	12 mm
Classe de pré-carga	C1
Classe de precisão	T5
Vedante	Standard
Referência	R1532 460 23
Capacidade de carga dinâmica (C)	4560 N
Capacidade de carga estática (C_0)	5800 N

Como resultado dos cálculos de dimensionamento, obtiveram-se os seguintes valores presentes na Tabela 7.19

Tabela 7.19: Vida útil e fatores de segurança para a porca de esferas do eixo Y.

Carga máxima de todas as fases (F_{max})	252.4 N
Vida útil do rolamento em distância (L_{10})	18000 km
Vida útil do rolamento em horas (L_{h10})	12000000 h
Fator de segurança dinâmico (C/F_{max})	12.1
Fator de segurança estático (C_0/F_{max})	23.0
Velocidade crítica (n_{cr})	32686 rpm

Uma vez mais se pode confirmar que os fatores de segurança se encontram acima dos limites mínimos recomendados e a velocidade crítica apresenta um valor bastante superior ao necessário.

7.2.1.6.2.3 - Dimensionamento do eixo X

Por fim, relativamente ao eixo x, seguindo a mesma metodologia, indicaram-se as características referentes ao sistema de transmissão pretendido (Tabela 7.20) e o correspondente ciclo dinâmico (Figura 7.40).

Tabela 7.20: Características dimensionais do eixo X.

Distância entre apoios	162 mm
Distância de segurança ao apoio fixo	26.5 mm
Distância de segurança ao apoio flutuante	23.5 mm
Orientação no espaço	$\alpha=0^\circ$ e $\beta=0^\circ$
Passo	5 mm

Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

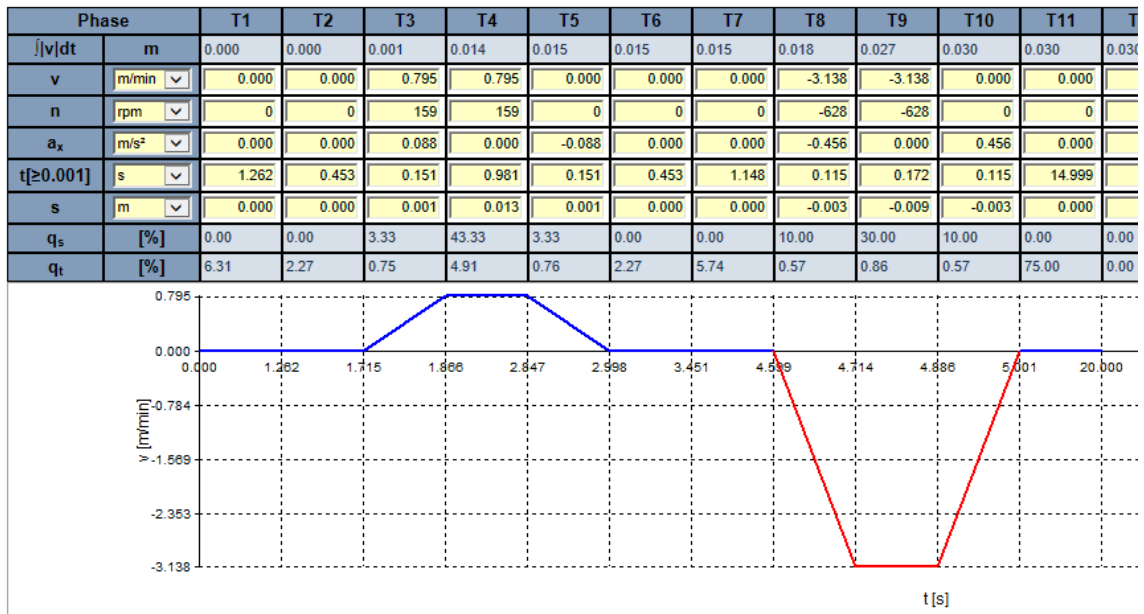


Figura 7.40: Ciclo dinâmico da porca de esferas do eixo X.

Para este caso, a massa total a movimentar pelo sistema era de 74 kg, com a aplicação de uma força exterior de 250 N, resultante da operação de maquinagem.

Para o dimensionamento selecionaram-se as características pretendidas (Tabela 7.21) para a porca de esferas especificada anteriormente.

Tabela 7.21: Características da porca de esferas selecionada para o eixo X.

Diâmetro do fuso (d_0)	12 mm
Classe de pré-carga	C1
Classe de precisão	T5
Vedante	Standard
Referência	R1532 460 23
Capacidade de carga dinâmica (C)	4560 N
Capacidade de carga estática (C_0)	5800 N

Como resultado do cálculo de dimensionamento, obtiveram-se os valores apresentados na Tabela 7.22.

Tabela 7.22: Vida útil e fatores de segurança para a porca de esferas do eixo X.

Carga máxima de todas as fases (F_{max})	256.5
Vida útil do rolamento em distância (L_{10})	19000 km
Vida útil do rolamento em horas (L_{h10})	3600000 h
Fator de segurança dinâmico (C/F_{max})	12.3
Fator de segurança estático (C_0/F_{max})	22.6
Velocidade crítica (n_{cr})	68338 rpm

De modo similar ao ocorrido no dimensionamento dos eixos Z e Y, confirmou-se que os fatores de segurança se encontram a cima dos limites mínimos recomendados e a velocidade crítica apresenta um valor bastante superior ao necessário.

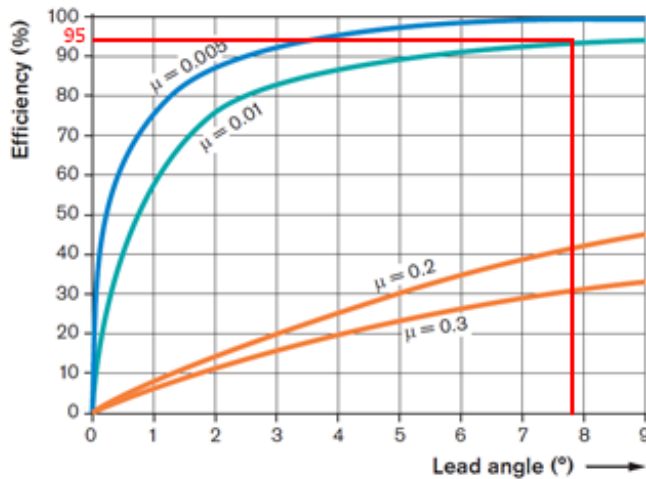
7.2.1.6.3 - Acionamento

Para a implementação dos 3 eixos necessários ao funcionamento do módulo de maquinação, tornou-se necessário definir o seu modo de acionamento. Anteriormente, analisaram-se as características principais das duas soluções mais utilizadas para o efeito – os motores passo a passo e os servomotores. Apesar de apresentarem um custo superior e uma afinação mais difícil, optou-se por utilizar servomotores devido à sua boa precisão, flexibilidade superior e menores tempos de aceleração e desaceleração.

Mais uma vez, foram escolhidos componentes comercializados pela Bosch Rexroth, devido à literatura disponível e ao software bem elaborado para o dimensionamento dos servomotores, quando utilizados no acionamento de sistemas lineares. Trata-se do *software IndraSize*, destinado à seleção de motores e respetivos *drivers*. Este está disponível através do *link* www.boschrexroth.com/en/xc/products/product-support/econfigurators-and-tools/indrasize/indrasize-2.

Através do *software* de dimensionamento foi possível definir, com relativa simplicidade, o sistema de transmissão de cada eixo, juntamente com o ciclo dinâmico pretendido, de modo a ser possível seleccionar o servomotor mais adequando.

Para cada eixo indicou-se a massa movimentada, o passo do fuso e o seu respetivo momento de inércia (calculado automaticamente pelo software, ao serem inseridas algumas especificações do fuso selecionado anteriormente). Adicionou-se uma força de 100 N para prevenir o atrito provocado pelos vedantes dos patins das guias lineares e um binário de 0.2 Nm para o atrito proveniente do rolamento do fuso. Definiu-se ainda um rendimento de transmissão de 95%, através da análise do gráfico da Figura 7.41, determinando o ângulo correspondente ao passo do fuso.



$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{P}{\pi \cdot d_0}\right) =$$

$$= \tan^{-1}\left(\frac{5}{\pi \cdot 12}\right) = 7.6^\circ$$

α = ângulo do passo do fuso

P = passo

d_0 = diâmetro primitivo do fuso

Figura 7.41: Determinação do rendimento de transmissão do fuso de esferas utilizado (Bosch Rexroth 2006).

Com a indicação do ciclo dinâmico pretendido para cada eixo, seguido de outros critérios de seleção, como o rácio mínimo e máximo entre a inércia total do sistema e a inércia do motor (0.5 e 1.5 respetivamente), um fator de segurança de 1.5, para o binário necessário, e uma refrigeração por convecção natural, determinou-se o servomotor mais adequado para cada eixo. Na Tabela 7.23, encontram-se apresentadas as opções selecionadas, seguidas do *driver* aconselhado pelo *software*.

Tabela 7.23: Servomotores selecionados e drivers correspondentes.

Eixo	Servomotor	Driver
Z	MSK030B-0900	Indradrive Cs HCS01.1E-W0008
Y	MSK030B-0900	Indradrive Cs HCS01.1E-W0008
X	MSK030C-0900	Indradrive Cs HCS01.1E-W0008

Trata-se de servomotores síncronos, equipados com *encoders* absolutos S1. No Anexo C.6 e Anexo C.8 apresentam-se as características técnicas destes servomotores. Na Tabela 7.24 destacam-se algumas características relevantes.

Tabela 7.24: Características relevantes dos servomotores selecionados.

Motor	MSK030B-0900	MSK030C-0900
Binário máximo [Nm]	1.8	4.0
Velocidade máxima [rpm]	9000	9000
Binário do travão [Nm]	1.0	1.0
Momento de Inercia [kg/m ²]	0.00001	0.00003
Peso [kg]	1.6	2.1

7.2.1.6.4 - Acoplamentos

Para a ligação entre o fuso e o veio do motor optou-se por utilizar acoplamentos de fole metálico, pois trata-se de uma solução com elevada rigidez de torsão, com folga “zero”, com um baixo momento de inércia e capaz de aguentar o binário necessário.

Recorrendo aos catálogos do fabricante R+W®, selecionou-se a solução mais adequada para o caso, tendo em conta os diâmetros de veio admitidos pelo modelo e o binário máximo debitado pelos motores.

Para os eixos Z e Y, optou-se por um acoplamento de referência MK2/45/46/5/9, com um binário máximo de 4.5 Nm (Anexo C.11).

$$\begin{aligned} \text{Binário do Acoplamento [Nm]} &= 1.5 \cdot \text{Binário máximo do Motor [Nm]} \\ 1.5 \cdot 1.8 &= 2.7 \text{ Nm} \end{aligned}$$

Para o eixo X, optou-se por um acoplamento de referência MK2/100/50/5/9, com um binário máximo de 10 Nm (Anexo C.11).

$$\begin{aligned} \text{Binário do Acoplamento [Nm]} &= 1.5 \cdot \text{Binário máximo do Motor [Nm]} \\ 1.5 \cdot 4 &= 6 \text{ Nm} \end{aligned}$$

7.2.1.7 - Solução construtiva

Depois de selecionados os diversos componentes necessários ao guiamento, transmissão e acionamento dos 3 eixos integrantes do módulo de maquinagem, tornou-se necessário conceber uma estrutura base para cada movimento. Cada eixo necessita de uma base fixa, onde são fixados todos os componentes estáticos, e uma base móvel, para os componentes que são solidários com ao movimento do eixo. É de notar que, no caso dos eixos Z e Y as suas bases fixas correspondem à base móvel do eixo seguinte, como demonstrado no seguinte esquema da Figura 7.42.

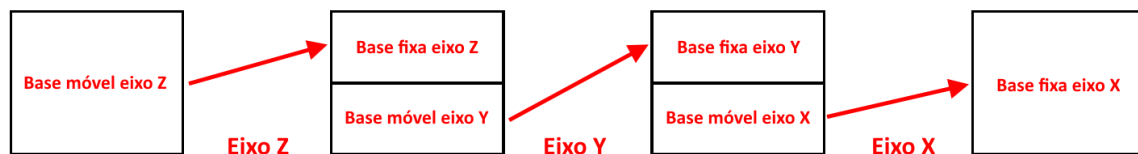


Figura 7.42: Representação esquemática da relação entre as diferentes bases do sistema de eixos.

Como anteriormente definido nas considerações iniciais, a construção do sistema de eixos baseou-se em peças maquinadas ligadas entre si por ligações aparafusadas, tendo como material base um aço de referência CK 45.

Para a correta fixação dos diferentes componentes à base móvel e fixa de cada eixo foram concebidas algumas peças, nomeadamente, flanges para os servomotores e fixações para as porcas de esferas e para os carris das guias lineares.

A título de exemplo, encontram-se no Anexos A.1, A.2, A.3, A.4 e A.5, os desenhos de definição das diferentes peças correspondentes ao eixo Z. Já para os outros eixos, as peças apresentam um conceito semelhante com alterações a nível dimensional.

Na idealização e projeto de cada peça foram tidas em conta as tolerâncias dimensionais e geométricas, recomendadas pelo fabricante dos sistemas lineares, com vista à preservação da vida útil dos diversos sistemas. A aplicação destas mesmas tolerâncias é visível nos respetivos desenhos de definição. Também o acabamento superficial recomendado para as superfícies de guiamento dos componentes foi indicado nos desenhos de definição segundo as recomendações do fabricante.

7.2.1.7.1 - Eixo Z

A base móvel para o eixo Z (Figura 7.43) tinha como função principal a fixação do motor *spindle*, dos patins e da porca de esferas.

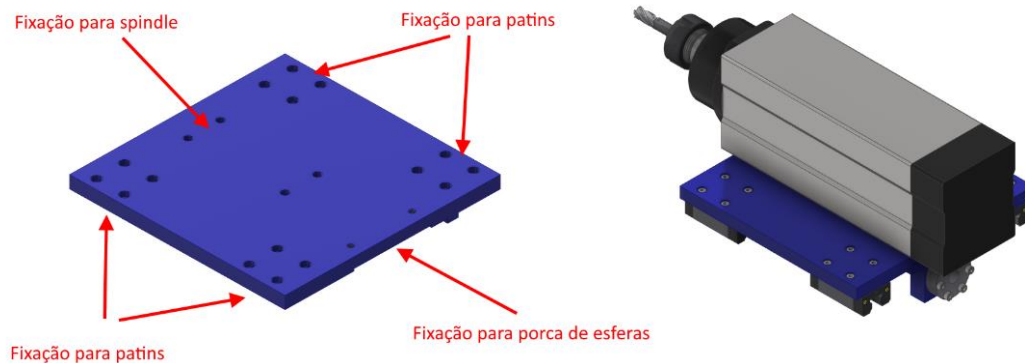


Figura 7.43: Representação 3D da base móvel do eixo Z.

Para o correto funcionamento do guiamento linear e do fuso e porca de esferas do eixo Z, definiram-se os valores dos parâmetros S_1 , S_2 , P_1 , ΔH e ΔA , correspondentes às tolerâncias necessárias indicadas anteriormente (Tabela 7.25).

Tabela 7.25: Tolerâncias dimensionais e geométricas para o eixo Z.

Parâmetro	Valor
S_1	0.044 mm
S_2	0.006 mm
P_1	0.011 mm
ΔH	0.04 mm
ΔA	0.04 mm

7.2.1.7.2 - Eixo Y

A base móvel para o eixo Y (Figura 7.44), correspondente também à base fixa do eixo Z, visava fixar os componentes referentes ao eixo Z (carris, fuso e servomotor), assim como os patins e a porca de esferas constituintes do eixo Y. Com o intuito de diminuir um eventual desperdício de material aquando da maquinagem das diferentes peças, elaborou-se um apoio para cada carril de modo a aumentar o espaço disponível entre as duas bases consecutivas, facilitando a disposição dos diferentes componentes.

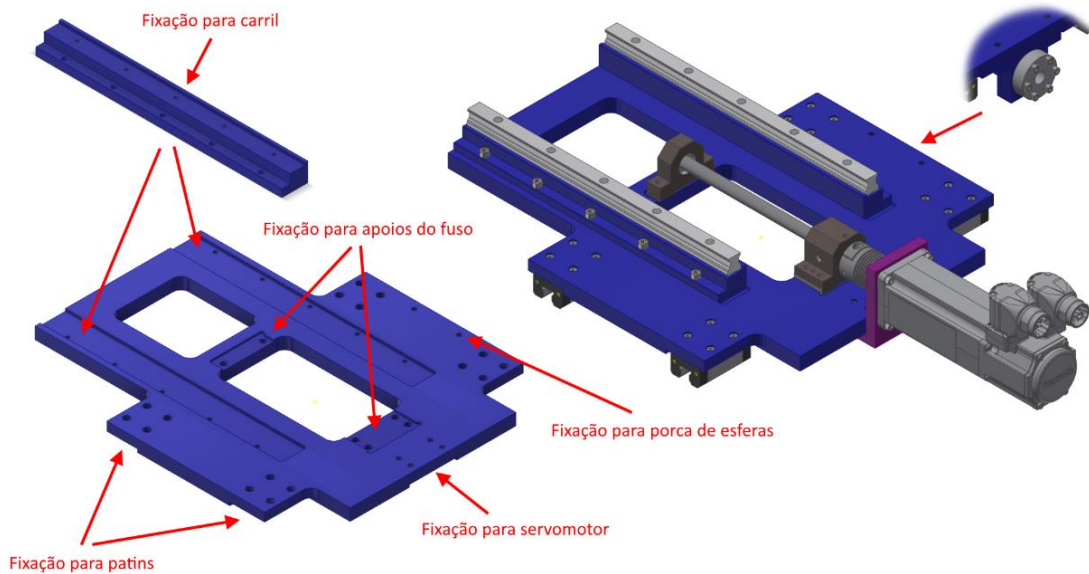


Figura 7.44: Representação 3D da base móvel do eixo Y.

Definiram-se novamente os parâmetros relativos às tolerâncias recomendadas S_1 , S_2 , P_1 , ΔH e ΔA , para o eixo em questão (Tabela 7.26).

Tabela 7.26: Tolerâncias dimensionais e geométricas para o eixo Y.

Parâmetro	Valor
S_1	0.044 mm
S_2	0.012 mm
P_1	0.011 mm
ΔH	0.04 mm
ΔA	0.04 mm

7.2.1.7.3 - Eixo X

A base móvel para o eixo X (Figura 7.46) foi idealizada através de um princípio diferente do aplicado aos eixos anteriores. Uma vez que o plano do guiamento do eixo Y é perpendicular ao do eixo X, a estrutura em questão teve de adotar um formato em “L”, recorrendo a duas peças

estruturais unidas, reforçadas com nervuras. Uma vez mais, foi necessário definir pontos de fixação para os diferentes componentes.

Já a base fixa do eixo X (Figura 7.45), corresponde a uma peça estrutural da máquina como será possível verificar mais à frente no Capítulo 7.4.1 - Estrutura Base.

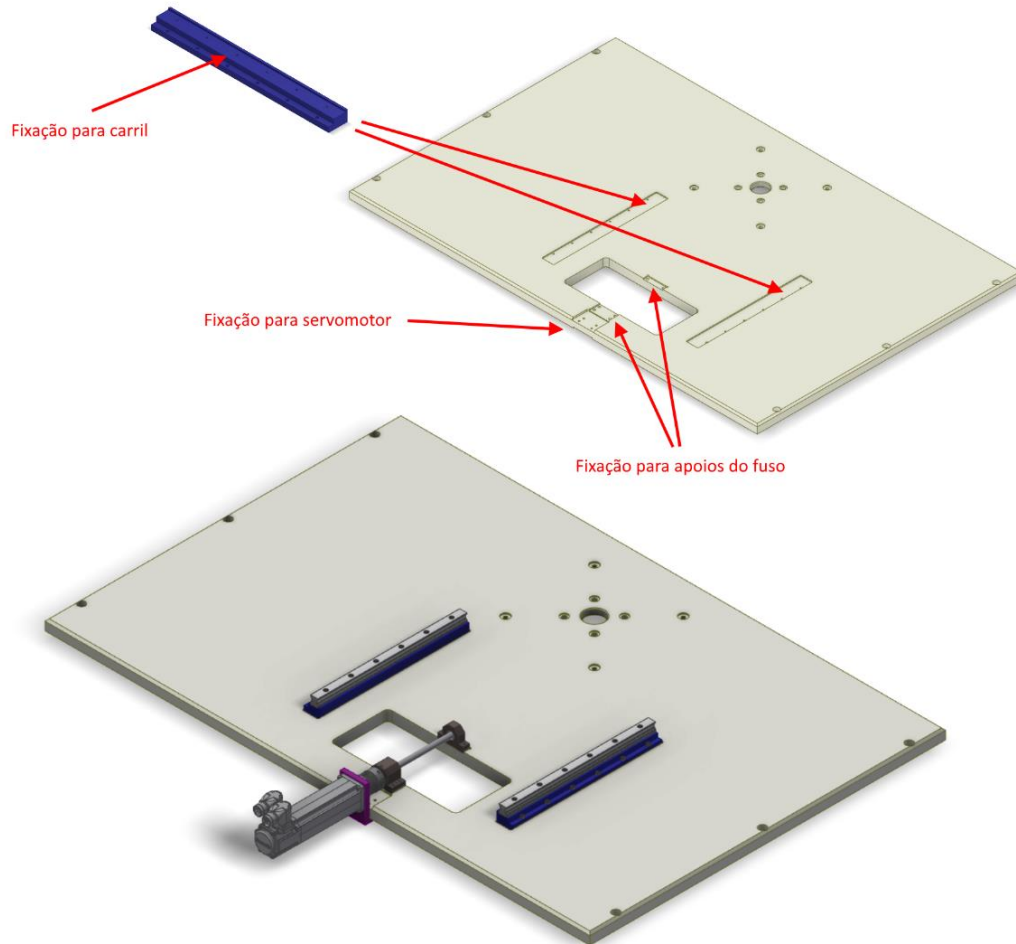


Figura 7.45: Representação 3D da base fixa do eixo X.

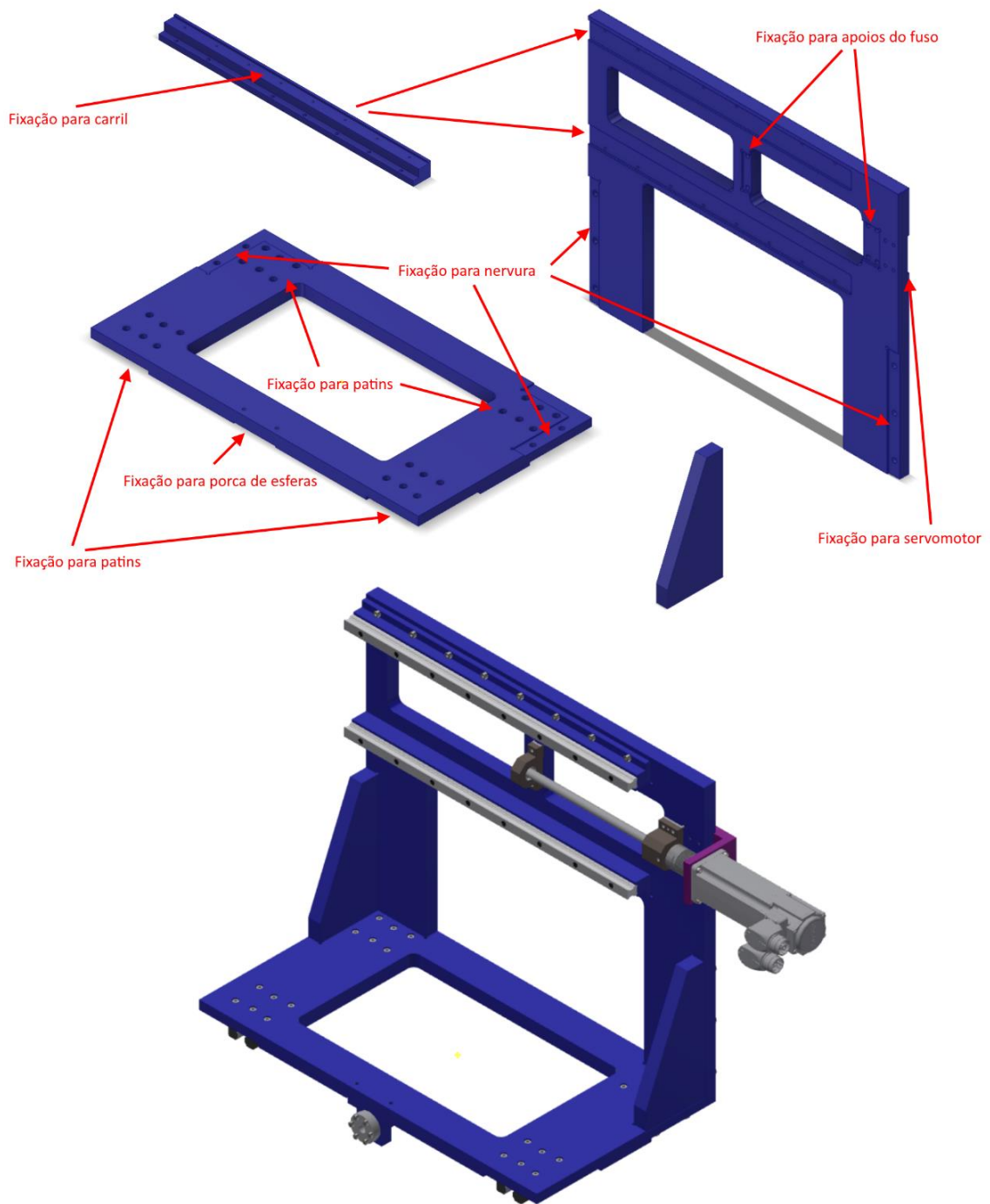


Figura 7.46: Representação da base móvel do eixo X.

7.2.1.7.4 - 3 Eixos

Na Figura 7.47, encontra-se a representação 3D do sistema de 3 eixos a ser incorporado no módulo de maquinagem da máquina equilibradora. Foi ainda elaborado um desenho de conjunto presente no Anexo B.1, para uma melhor compreensão da sua solução construtiva.

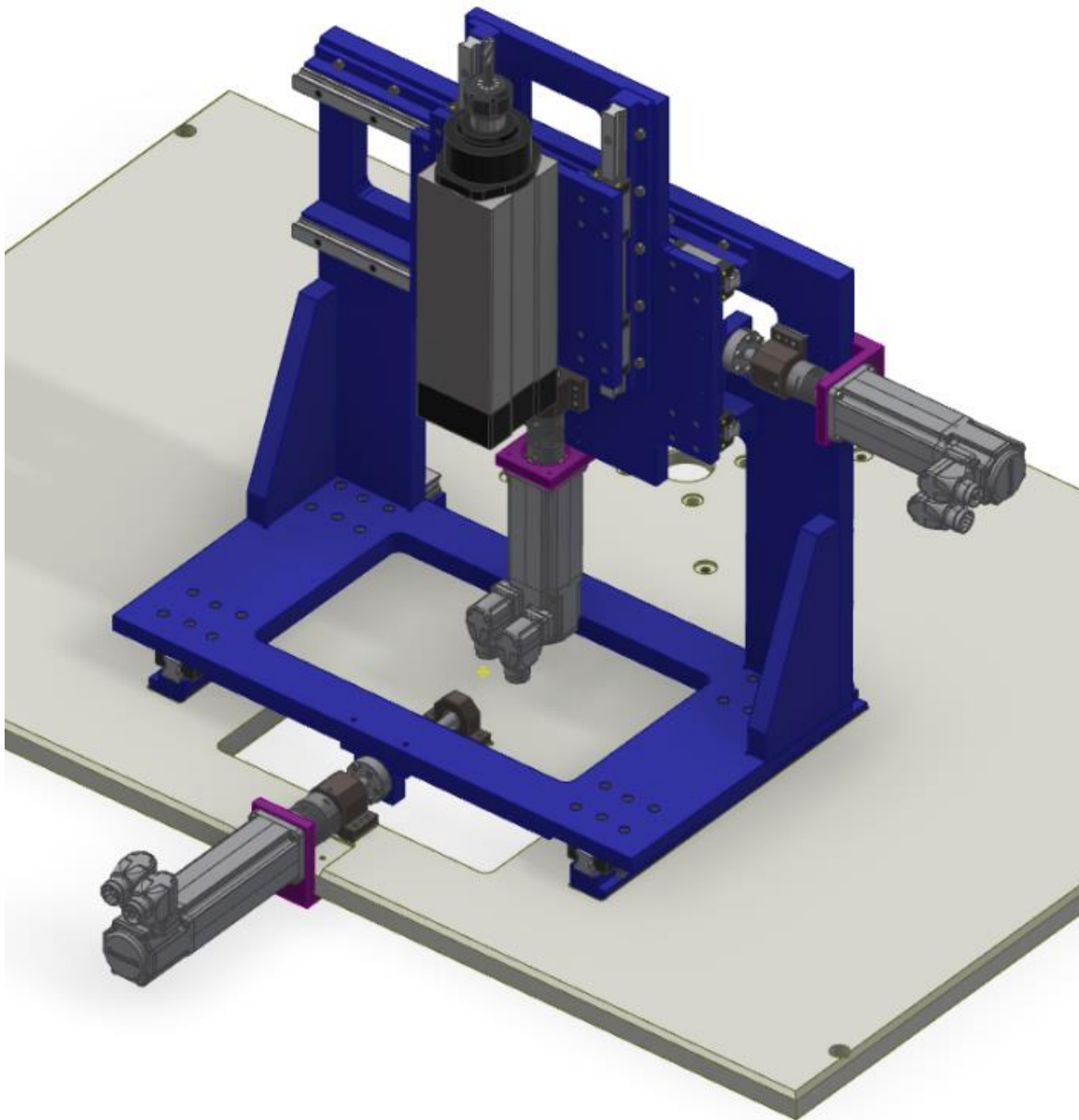


Figura 7.47: Representação 3D do sistema de 3 eixos.

7.2.2 - Sistema de fixação

Tendo por base o método de fixação do rotor utilizado no processo manual, idealizou-se um mecanismo, representado na Figura 7.48, capaz de desempenhar a mesma função na posição determinada para a maquinagem. Numa eventual necessidade de o colocar noutra posição, o sistema de fixação terá de ser capaz de girar o rotor até uma nova posição e fixa-lo novamente. Como principais componentes para o sistema de fixação, para além de peças estruturais, utilizaram-se um par de guias lineares, um atuador pneumático e uma garra rotativa também pneumática.

Apesar de não ser exposto neste relatório, os elementos estruturais de fixação dos diferentes componentes, representados na Figura 7.48 com as cores amarela e vermelha, foram dimensionados de modo a suportar o esforço provocado pelo atuador pneumático. Para o

dimensionamento destes componentes recorreu-se ao módulo de simulação do *software* Inventor®.

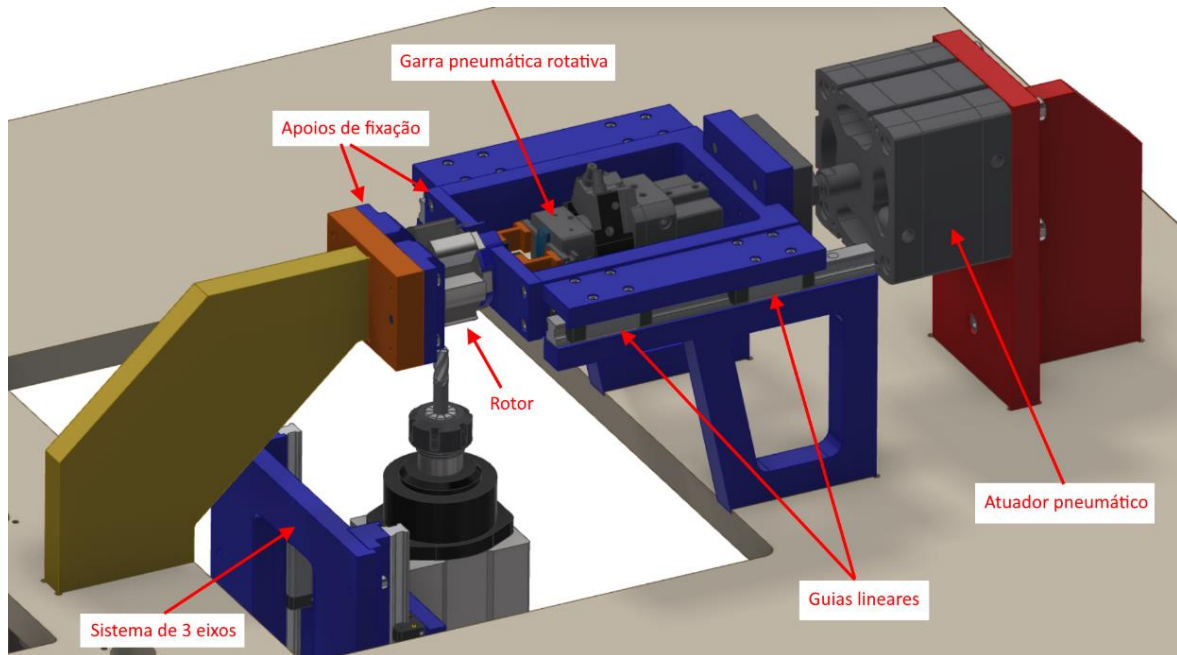


Figura 7.48: Representação 3D do sistema de fixação do rotor.

7.2.2.1 - Apoios de fixação

Devido ao formato do rotor, os apoios necessitaram de uma atenção redobrada. O disco presente no rotor utilizado pelo *encoder* do motor de relutância variável exige que os apoios estejam numa posição mais afastada, para possibilitar a entrada/saída do rotor em relação à posição de aperto. Esta necessidade pode ser observada na Figura 7.49.

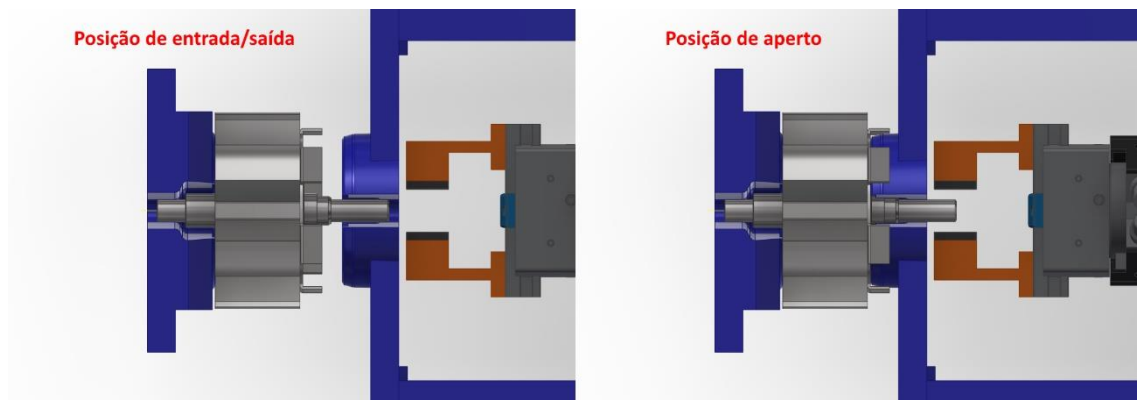


Figura 7.49: Representação das duas posições do sistema de fixação do rotor.

Cada apoio foi desenhado tendo em conta a maximização da superfície de aplicação da força de aperto, possibilitando a entrada e saída vertical do rotor através de uma abertura em ângulo na parte superior. Esta configuração pode ser vista na Figura 7.50.

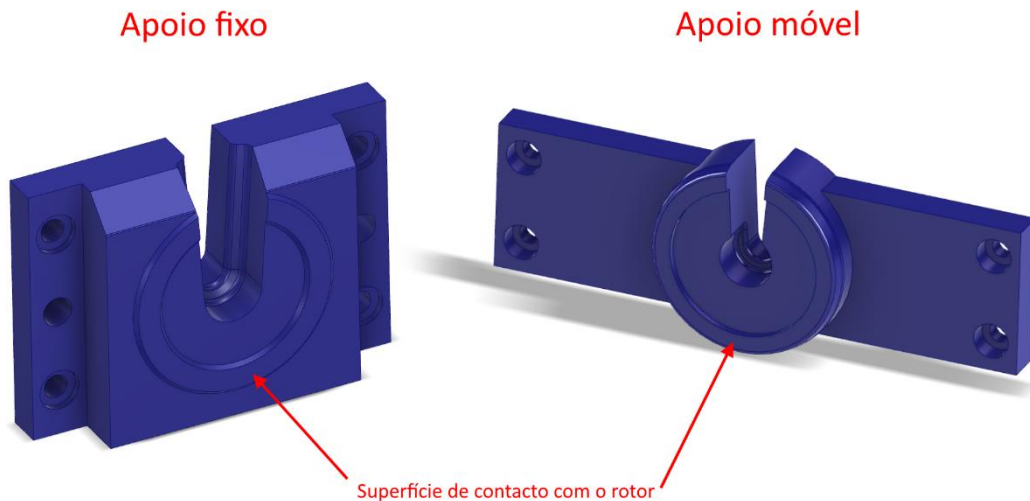


Figura 7.50: Representação 3D dos dois apoios do sistema de fixação do rotor.

7.2.2.2 - Atuador pneumático

Incorporou-se um atuador pneumático para a fixação do rotor, com o intuito de criar uma força de aperto capaz de o imobilizar e impedir que a operação de maquinagem separe as chapas que o constituem.

Quando analisada a força criada pelo atuador pneumático utilizado no processo manual, determinou-se que estaria a ser exercida uma força de 10 kN. Uma vez que a utilização de uma força equivalente na máquina automática exigiria uma estrutura de maior robustez que o pretendido, testou-se qual seria a força mínima necessária para que as chapas não se separassem durante a maquinagem. Assim, no intervalo de sucessivas operações de corte, diminui-se gradualmente a pressão de alimentação do atuador pneumático, até se verificar o início da separação das chapas. Constatou-se que para uma pressão de alimentação de 2 bar, correspondente a uma força de 3079 N, houve separação das chapas, como demonstrado na Figura 7.51. Assim, definiu-se que a força mínima seria 4618 N, correspondente a uma pressão de 3 bar.

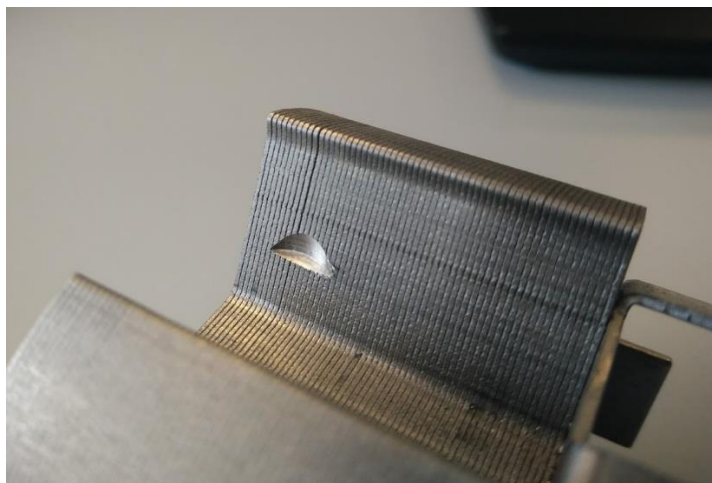


Figura 7.51: Separação das chapas do rotor após maquinagem com sistema de aperto alimentado a 2 bar.

Analisando os atuadores pneumáticos disponibilizados pela FESTO, selecionou-se um modelo de referência ADN, correspondente a um atuador compacto conforme a norma ISO 21287. Na sua versão de 100 mm de diâmetro e alimentado com uma pressão de 6 bar, gera uma força de 4712 N no movimento de avanço, valor acima do limite de força indicado anteriormente. Com um curso necessário de apenas 20 mm, determinou-se que o atuador a utilizar teria a referência ADN-100-20-A-PPS-A.

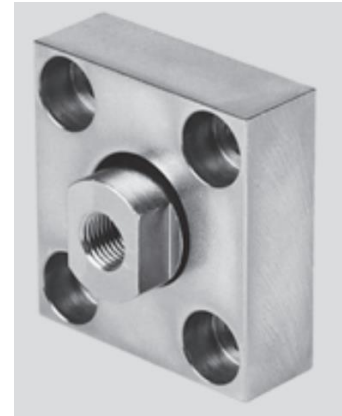


Figura 7.52: Acoplamento KSG-M16x1.5 (FESTO 2017a).

Para compensar eventuais desvios dimensionais nos pontos de fixação dos diferentes componentes, escolheu-se um acoplamento de referência KSG-M16x1.5 (Figura 7.52), do mesmo fabricante, como método de ligação entre a haste do atuador e a estrutura do mecanismo.

7.2.2.3 - Guiamento Linear

Para o guiamento do mecanismo de fixação, optou-se por utilizar guias lineares iguais às utilizadas na concepção dos eixos Z e Y do sistema de eixos. Assim é possível limitar o sistema a apenas um grau de liberdade, eliminando qualquer desvio prejudicial à correta fixação do rotor. Devido à disposição linear dos diferentes componentes, os esforços aplicados nas guias são bastante reduzidos, sendo relevante apenas o próprio peso da estrutura móvel. Este por sua vez é também bastante baixo, já que apresenta uma massa de 10 kg. Assim, considerou-se apropriada a utilização de guias semelhantes às dimensionadas para o eixo Z, uma vez apresentarem o tamanho mais pequeno disponível e estarem sujeitas a esforços mais pequenos. É de ressaltar que para este caso não é necessário que os patins sejam pré-carregados, fazendo com que tenham uma referência R1622 193 20 (com uma classe de precisão N).

7.2.2.4 - Garra pneumática rotativa

A possível necessidade de rotação do rotor quando colocado no módulo de maquinagem, caso seja necessário corrigir o desequilíbrio em duas posições diferentes, obrigou a utilização de um dispositivo capaz de o fazer rodar. Este dispositivo teria que ser algo sem ligação permanente ao rotor. Assim, a garra rotativa de referência HGDS (Figura 7.53) comercializada pela FESTO, demonstrou-se como uma boa solução para a rotação ocasional do rotor. Optou-se por uma garra de referência HGDS-PP-16-P1-A-B.

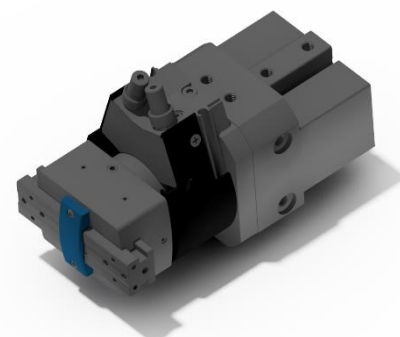


Figura 7.53: Garra rotativa de referência HGDS.

Definiu-se que a rotação do rotor seria executada em passos angulares de 60°, já que este possui 6 polos igualmente distribuídos nos 360°. Analisando a inércia do rotor ($2,47 \times 10^{-4} \text{ Kg m}^2$) e desprezando as forças de atrito, foi possível verificar, através

do gráfico da Figura 7.54, que o tempo de posicionamento para rotações de 60° é bastante baixo, logo o tamanho selecionado (16) para a garra rotativa é suficiente.

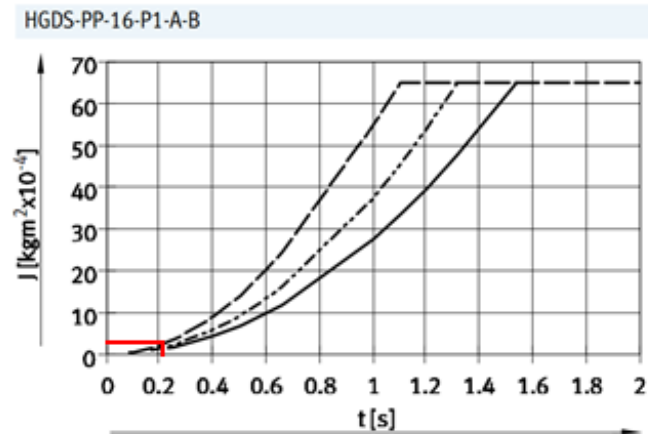


Figura 7.54: Gráfico da evolução dos tempos de rotação com o aumento da inércia do objeto a mover (90° a tracejado, 180° a traço dois pontos e 210° a linha contínua) (FESTO 2017b).

7.3 - Sistema de indexagem

Para o sistema de indexagem ficou definido no Capítulo 5 - Indicações Iniciais, que seria composto por quatro braços perpendiculares e equipados, cada um, com garras pneumáticas, para uma rápida movimentação dos rotores entre os diversos módulos que constituem a máquina.

Devido ao formato dos apoios criados para o rotor nos diferentes módulos, para além do movimento rotativo de 90° do sistema de indexagem, é necessário realizar um movimento linear vertical, como demonstrado na Figura 7.55.

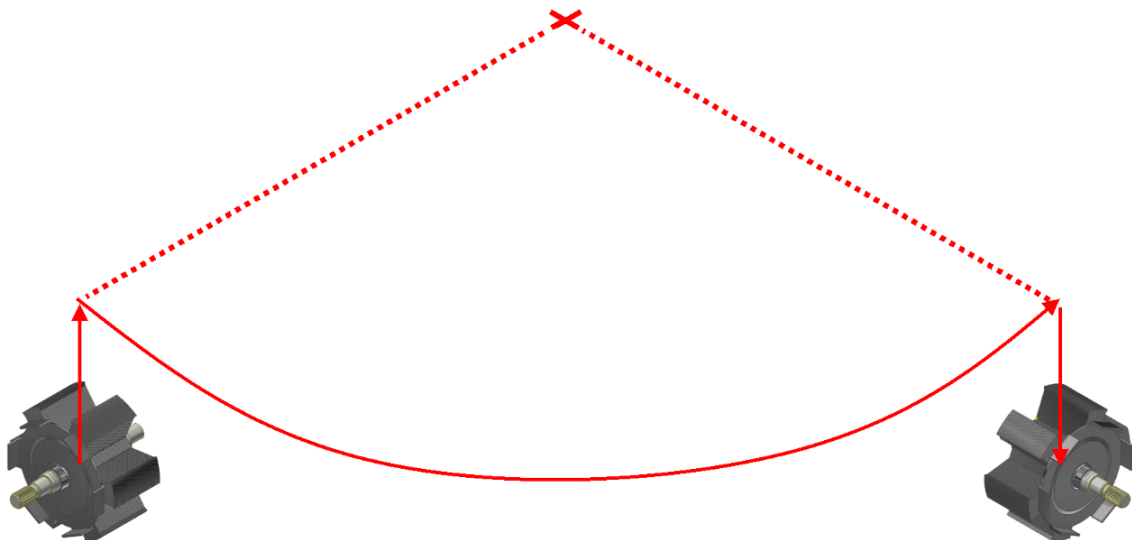


Figura 7.55: Movimentação do rotor entre diferentes módulos.

Utilizando um servomotor, para o movimento rotativo, um atuador pneumático, para o movimento vertical, e um conjunto de guias lineares, para o guiamento do mecanismo, foi possível idealizar uma solução construtiva capaz de corresponder às solicitações impostas.

7.3.1 - Braços

Para os 4 braços perpendiculares do sistema de indexagem, como forma de simplificação da solução construtiva, optou-se por utilizar uma estrutura inteiriça, executada por processos de maquinagem, ligada à extremidade de um veio. Uma vez que os esforços a que estará sujeita são baixos, com o intuito de reduzir a massa total a movimentar, projetou-se uma peça única em cruz com vários furos cilíndricos e ovais, com pontos de fixação para as garras pneumáticas na sua extremidade, como é possível constatar na Figura 7.56.

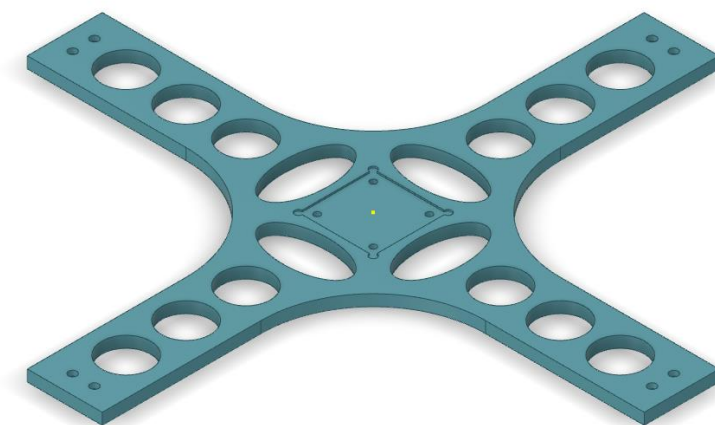


Figura 7.56: Representação 3D dos braços em cruz para o sistema de indexagem.

Optou-se por utilizar garras pneumáticas do fabricante FESTO, com uma referência DHPS-25-A-NC. Estas possuem fixação de segurança na posição de fecho para que, se existir uma falha de alimentação no sistema de ar, os rotores não caiam caso estejam a ser movimentados. Projetaram-se ainda extensores para as garras, por forma a garantir uma boa fixação do rotor. Esta configuração pode ser vista na Figura 7.57.

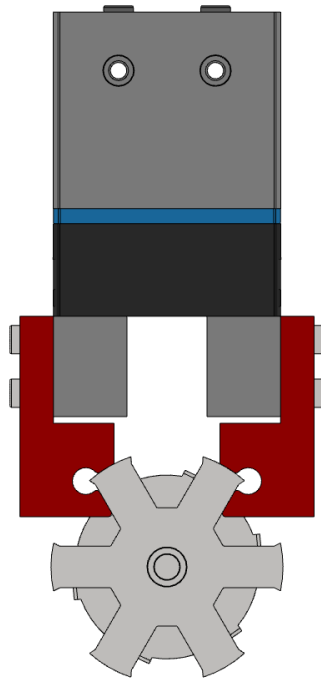


Figura 7.57: Garra pneumática DHPS-25-A-NC, com extensores projetados para a fixação do rotor.

Como forma de fixação entre a estrutura dos braços e o veio, idealizou-se um cubo de aperto para a ponta do veio (Figura 7.58), aparafusado à estrutura dos braços. Para prevenir o escorregamento entre o veio e os braços, adicionou-se ainda uma chaveta.

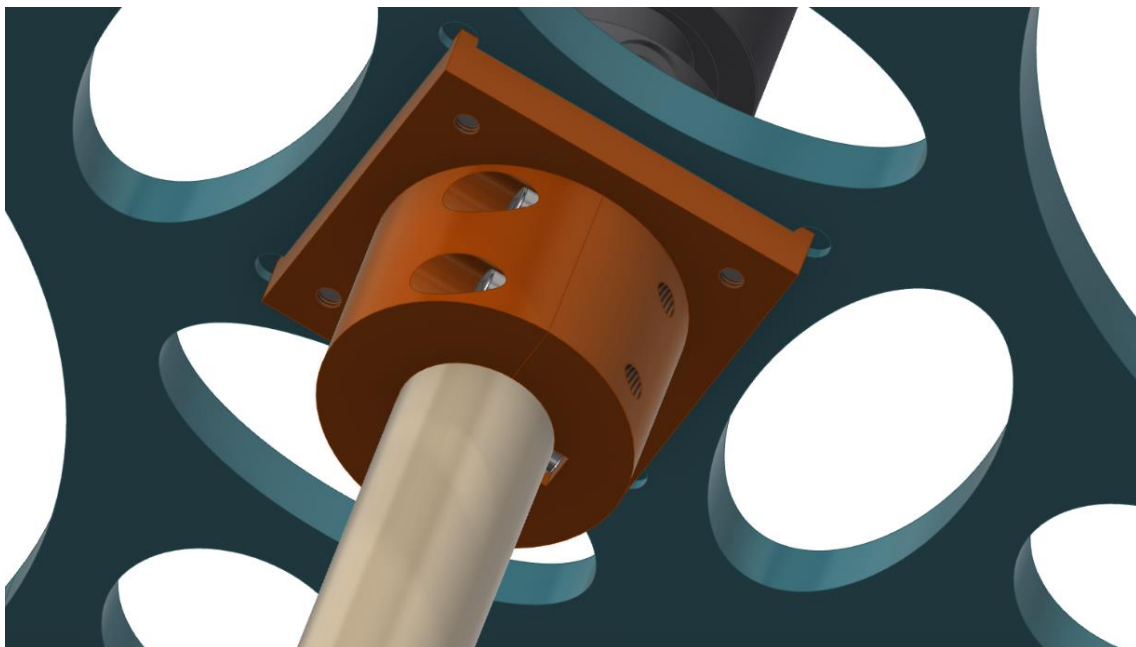


Figura 7.58: Representação 3D do cubo de ligação entre a estrutura dos braços e o veio.

Uma vez que o sistema de indexagem realizaria um movimento rotativo contínuo, posicionou-se, no topo do mecanismo, um sistema de distribuição de ar rotativo, para permitir a alimentação das garras através de um sistema de alimentação estacionário. Escolheu-se um

distribuidor giratório GF, modelo comercializado pela FESTO, de referência GF-1/4-2, para fixar no topo do sistema, como demonstrado na Figura 7.59.

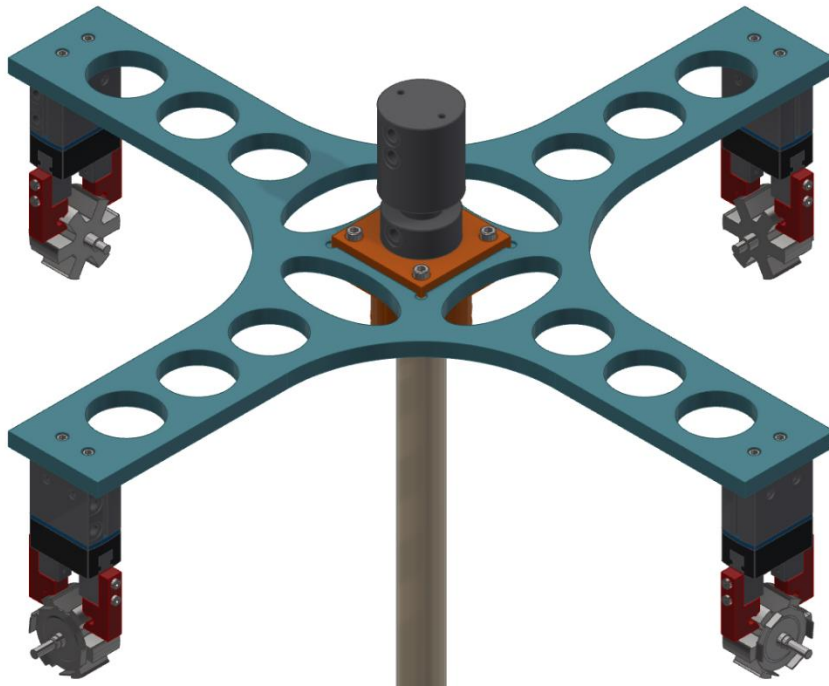


Figura 7.59: Representação 3D da parte móvel do sistema de indexagem.

A fixação do veio ao sistema de acionamento foi feita através de dois rolamentos axiais de esferas de referência FAG 51108. Estes são indicados para situações em que apenas são aplicados esforços axiais nos apoios. Possuem uma capacidade de carga dinâmica e estática de 23.2 kN e 50 kN, respetivamente, muito a cima da necessária (304.11 N para ambas). A fixação do sistema é conseguida através da configuração de montagem demonstrada na Figura 7.60.

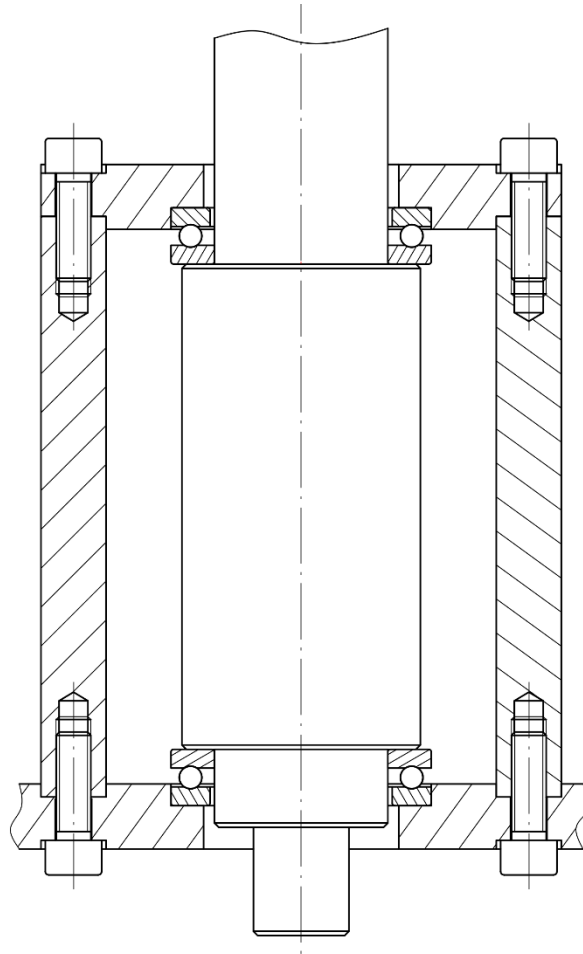


Figura 7.60: Representação 2D da fixação do veio do sistema de indexagem.

7.3.2 - Acionamento do movimento rotativo

Para o acionamento do movimento rotativo necessário à movimentação do sistema de indexagem, optou-se por utilizar um servomotor. Como método de dimensionamento utilizou-se, uma vez mais, o *software IndraSize* disponibilizado pela Bosch Rexroth. Este possui um método de dimensionamento específico adaptado para situações de movimento rotativo para mesas/estruturas.

O sistema de braços criado apresenta as seguintes características:

- Massa de 33 kg;
- Inércia de 2.051 Kgm²;
- Rolamentos de 40 mm de diâmetro.

Definiu-se o ciclo dinâmico da estrutura, pois é um dado necessário ao correto dimensionamento do servomotor. Pretendia-se que o sistema realizasse o movimento de rotação de 90° a uma velocidade de 15 rpm. Adicionalmente, considerou-se um tempo de aceleração/desaceleração de 0.3 s. Assim, criou-se o ciclo dinâmico demonstrado pela Tabela 7.27 e pelo gráfico da Figura 7.61.

Tabela 7.27: Ciclo dinâmico definido para o sistema de indexagem.

Período	T0	T1	T2	T3
t [s]	0.00	0.30	0.70	0.30
t _{total} [s]	0.00	0.30	1.00	1.30
ângulo [rad]	0.00	0.24	1.10	0.24
ângulo _{total} [rad]	0.00	0.24	1.34	1.57
aceleração [rad/s ²]	0.00	5.23	0.00	-5.23
velocidade inicial [rpm]	0.00	0.00	15.00	15.00
velocidade final [rpm]	0.00	15.00	15.00	0.00

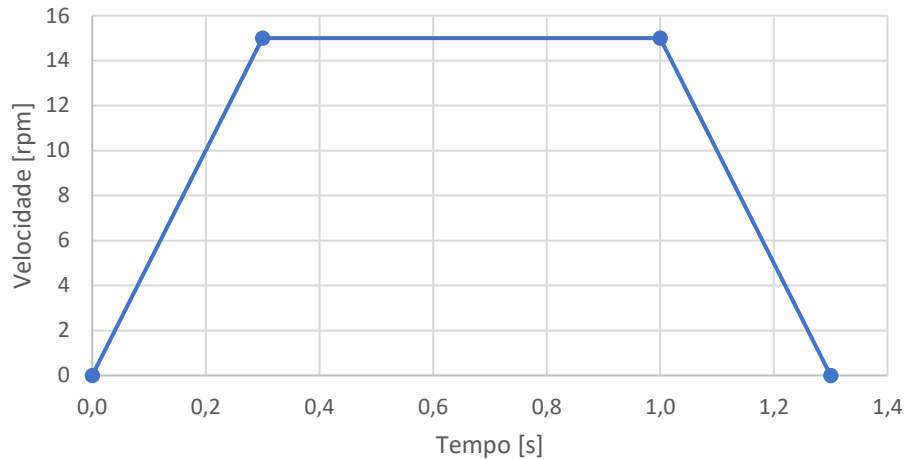


Figura 7.61: Representação gráfica do ciclo dinâmico definido para o sistema de indexagem.

É de notar que no ciclo dinâmico apenas está representado o espaço temporal em que o sistema roda, não incluído o tempo de ciclo total da máquina de 20 s. No entanto, este dado foi incluído no ciclo dinâmico inserido no *software* de dimensionamento.

Uma vez que a velocidade máxima de rotação pretendida é bastante baixa, para que o motor a dimensionar possa operar a uma velocidade mais confortável, introduziu-se no dimensionamento um redutor. Assim, definindo uma redução de 100 vezes, o motor trabalha a uma velocidade de 1500 rpm, durante o período de velocidade máxima.

Para selecionar o motor mais adequado, foram impostos os seguintes critérios:

- Valores mínimo e máximo para o rácio entre a inércia do sistema e a inércia do motor, com 0.5 e 3, respetivamente;
- Um fator de segurança de 1.5 para binário máximo e contínuo debitado pelo motor;
- Refrigeração por convecção natural.

Selecionou-se um servomotor de referência MSK040B-0450-NN-S1-UG0-NNNN, com o driver HCS01.1E-W0008 recomendado pelo fabricante. As características técnicas do servomotor são apresentadas no Anexo C.9.

Para o redutor, optou-se por um modelo de planetários ortogonais comercializado pelo fabricante Wittenstein (Figura 7.62) de referência SK⁺ 075S-MF2-100-0C1 (Anexo C.13). Este

cumpra todos os requisitos essenciais para o bom funcionamento do sistema, destacando-se a boa precisão de posicionamento.



Figura 7.62: Redutor de planetários ortogonais da série SK⁺ (Wittenstein 2017).

7.3.3 - Acoplamento

Para o acoplamento entre o veio do redutor e o veio ligado à estrutura dos braços, optou-se por utilizar um acoplamento flexível de fole da série BKH do fabricante R+W[®] (Anexo C.12). O fator determinante para a escolha desta série foi a possibilidade de montagem lateral do acoplamento. Assim, facilita a sua montagem/desmontagem já que deixa de ser necessário desmontar outros componentes do sistema.

Para determinar qual o tamanho do acoplamento indicado, é necessário conhecer o binário transmitido pelo motor durante o ciclo dinâmico definido. Assim, conhecendo a inércia do sistema e a aceleração/desaceleração pretendida, foi possível determinar o binário.

$$\tau [Nm] = I [kgm^2] \cdot \alpha [rad/s^2] = 1.718 \cdot 5.23 = 8.99 Nm$$

Aplicando o critério de seleção indicado no catálogo do fabricante, calculou-se um binário mínimo a suportar pelo acoplamento de 13.49 Nm.

$$\tau_{acoplamento} = 1.5 \cdot 8.99 = 13.49 Nm$$

Pela análise do catálogo apresentado no Anexo C.12, constatou-se que o tamanho mínimo disponível, está dimensionado para um binário máximo de 15 Nm, suficiente para este caso. Contudo, devido à distância entre as duas pontas de veio, resultante da estrutura criada, optou-se por um acoplamento de referência BKH/30/69/22/22, correspondente ao tamanho acima.

7.3.4 - Acionamento do movimento vertical

Para o movimento vertical necessitou-se de uma solução capaz de elevar todo o sistema no momento anterior e posterior ao do movimento rotativo do sistema de indexagem. Um atuador

pneumático tornou-se uma solução apelativa, uma vez que se trata de um sistema com um simples movimento de avanço e recuo, facilmente criado por um atuador.

Para o correto dimensionamento do atuador, utilizou-se a ferramenta online disponibilizada pela FESTO através do *link* www.festo.com/cat/pt_pt/products_010000. Inserindo características do sistema, como o seu peso, o curso necessário, o tempo posicionamento pretendido, entre outros, foi possível determinar o atuador pneumático mais adequado. As características inseridas foram as seguintes:

- Tempo de posicionamento – 1s;
- Curso necessário – 100 mm;
- Ângulo de montagem – 90°;
- Pressão de operação – 6 bar;
- Comprimento de tubo flexível:
 - Unidade de conservação > válvula – 2 m;
 - Válvula > cilindro – 2 m;
- Massa movida – 70 kg.

Selecionado um atuador da série DNC com 80 mm de diâmetro, de referência DNC-80-100-PPV-A, obtiveram-se os resultados apresentados na Figura 7.63.

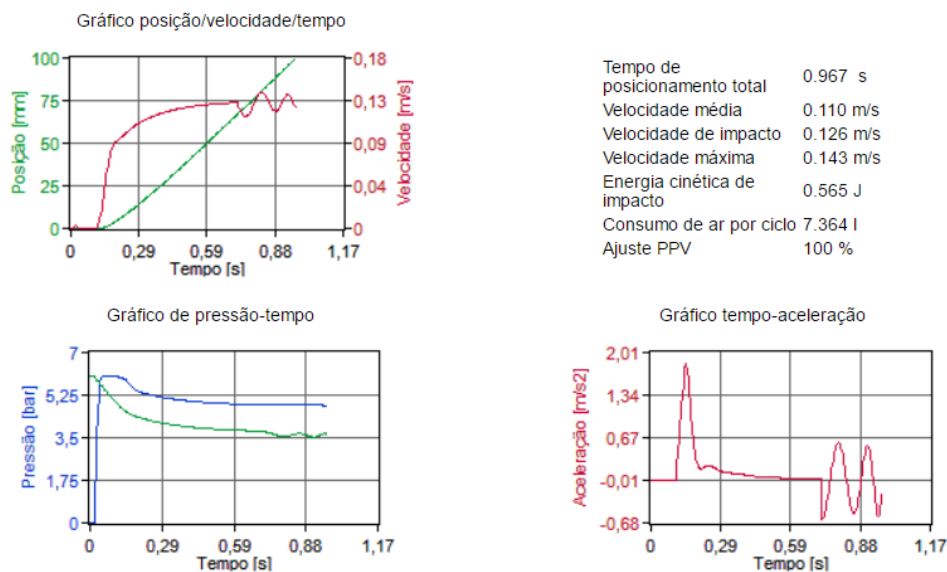


Figura 7.63: Resultados obtidos na simulação para o atuador DNC-80-100-PPV-A.

Como é possível observar na Figura 7.63, o atuador selecionado consegue executar o movimento vertical do sistema num tempo inferior ao pretendido. Assim, não houve necessidade de escolha de um novo atuador. Para a fixação da haste do atuador à estrutura a movimentar, selecionou-se o acoplamento de referência KSG-M20x1.5, para absorver eventuais desvios dimensionais dos pontos de fixação.

7.3.5 - Guiamento do movimento vertical

No projeto do sistema de indexagem definiu-se que o movimento vertical seria aplicado a toda a sua estrutura, incluindo os apoios do veio principal e os componentes de acionamento do movimento rotativo. Uma vez que todo este sistema se encontra entre as duas bases principais da estrutura da máquina, como será no Capítulo 7.4 - Estrutura geral da máquina, a fixação do guiamento pode ser feita apenas nas extremidades das guias lineares. Assim, a utilização de guias lineares cilíndricas torna-se a solução mais adequada para o guiamento vertical de todo o sistema.

Para o sistema de indexagem, torna-se vantajoso a utilização de rolamentos lineares equipados com flange. Existem soluções com esta mesma característica dentro da versão *standard*, sendo a que mais se adequa a de referência R0740 (Anexo C.15), representada na Figura 7.64.



Figura 7.64: Rolamento linear de referência R0740 (Bosch Rexroth 2015b).

À partida, independentemente dos esforços esperados, definiu-se que se utilizaria uma configuração de quatro guias lineares dispostas em círculo num raio de 150 mm, encastradas nas extremidades. Pretendia-se assim criar uma estrutura resistente e sólida. Deste modo, determinou-se a força que seria aplicada nos rolamentos, nos momentos de aceleração e desaceleração do movimento rotativo. Considerando o binário (τ) aplicado nestes períodos e o raio (R) de localização as guias lineares, determinou-se uma força de 15 N aplicada em cada rolamento através do seguinte cálculo:

$$F_{total} [N] = \frac{\tau [Nm]}{R [m]} = \frac{8.99}{0.15} = 60 N$$

$$F_{rolamento} [N] = \frac{F_{total}}{4} = 15 N$$

Para o método de dimensionamento de rolamentos da série *standard*, o fabricante impõe um limite máximo ao ângulo criado pela flexão da guia no local em que o rolamento se encontra. Na tabela da Figura 7.65 estão indicados os limites impostos para cada diâmetro da guia linear.

Definindo um comprimento de 595 mm para as guias lineares, com encastramento nas extremidades e utilizando as fórmulas indicadas pelo fabricante para o cálculo de flexão da guia (Figura 7.66), determinaram-se os valores correspondentes aos diferentes diâmetros de veio. Seguidamente são apresentados os parâmetros dimensionais definidos

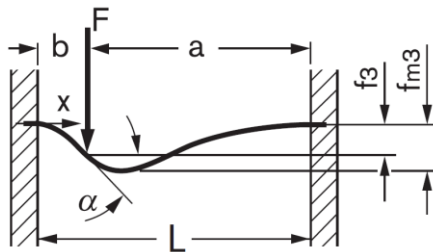
Shaft Ø d (mm)	tan α	α (10 ⁻³ °)	α (°)	α	
				(min.)	(sec)
5	12.3	70.5	0.0705	4	14
8	10.0	57.3	0.0573	3	26
12	10.1	57.9	0.0579	3	28
16	8.5	48.7	0.0487	2	55
20	8.5	48.7	0.0487	2	55
25	7.2	41.3	0.0413	2	29
30	6.4	36.7	0.0367	2	12
40	7.3	41.8	0.0418	2	30
50	6.3	36.1	0.0361	2	10
60	5.7	32.7	0.0327	1	58
80	5.7	32.7	0.0327	1	58

Figura 7.65: Ângulos de flexão máximos permitidos para rolamentos da série *standard* (Bosch Rexroth 2015b).

(Tabela 7.28), assim como os valores obtidos para cada diâmetro (Tabela 7.29).

Tabela 7.28: Parâmetros dimensionais para a guias lineares.

Parâmetro	Valor
F	15 N
a	440 mm
b	155 mm
L	595 mm



$$f_3 = \frac{F \cdot a^3 \cdot b^3}{3 \cdot E \cdot I \cdot L^3}$$

$$f_{m3} = \frac{2 \cdot F \cdot a^3 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot L^2} \cdot \left(\frac{L}{L + 2 \cdot a} \right)^2$$

$$\tan \alpha_{(x=b)} = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{2 \cdot E \cdot I \cdot L^2} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot b}{L} \right)$$

Figura 7.66: Formulário fornecido no catálogo do fabricante (Bosch Rexroth 2015b).

Tabela 7.29: Ângulos de flexão obtidos para cada diâmetro de veio.

Diâmetro [mm]	E·I [Nmm ²]	tan α · 10 ⁴	tan _{max} α · 10 ⁴	f ₃ [mm]	f _{m3} [mm]
5	6.44E+06	73.3	12.3	1.169	1.461
8	4.22E+07	11.2	10.0	0.178	0.223
12	2.14E+08	2.2	10.1	0.035	0.044
16	6.76E+08	0.7	8.5	0.011	0.014
20	1.65E+09	0.3	8.5	0.005	0.006
25	4.03E+09	0.1	7.2	0.002	0.002
30	8.35E+09	0.1	6.4	0.001	0.001

Como é possível observar, o critério de ângulo máximo só é respeitado para veios de diâmetro igual ou superior a 12 mm. Contudo, analisando os parâmetros \$f_3\$ e \$f_{m3}\$, optou-se por utilizar um diâmetro de 20 mm (destacado na Figura 7.57), já que é o primeiro a demonstrar uma flecha máxima abaixo de 0.01 mm.

Em seguida, analisou-se o fator de segurança obtido com um rolamento de referência R0740 520 00, caracterizado no catálogo por uma carga estática máxima (\$C_0\$) de 1250 N. Este

apresenta-se bastante elevado como demonstrado no cálculo seguinte, com F_0 correspondente à força aplicada nos rolamentos.

$$\text{Fator de segurança estático, } S_0 = \frac{C_0}{F_0} = \frac{1250}{15} = 83.33$$

Por fim determinou-se a vida útil esperada para o sistema de guiamento, expressa em metros (L) e em horas de funcionamento (L_h), determinando os seguintes fatores:

- Fator de dureza da guia, $f_H = 1$ (correspondente a durezas de 60 HRC);
- Fator de temperatura, $f_t = 1$ (temperatura abaixo dos 100°C);
- Fator de curso reduzido, $f_w = 1$ (não se verifica).

$$L = \left(\frac{C}{F} \cdot f_H \cdot f_t \cdot f_w \right)^3 \cdot 10^5 = \left(\frac{800}{15} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \right)^3 \cdot 10^5 = 1.517 \cdot 10^{10} \text{ m}$$

$$L_h = \frac{L}{2 \cdot s \cdot n \cdot 60} = \frac{1.517 \cdot 10^{10}}{2 \cdot 0.1 \cdot 3 \cdot 60} = 4.214 \cdot 10^8 \text{ h}$$

Para o método de fixação nas extremidades das guias lineares, optou-se por um veio com ponda roscada M10 para a fixação inferior e por uma rosca interior M6 para a fixação superior. Um esquema da guia linear está representado na Figura 7.67.

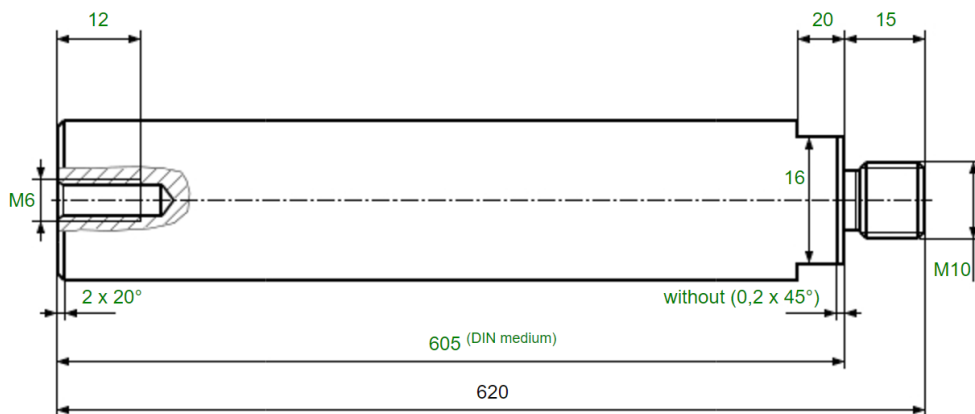


Figura 7.67: Pontas de veio definidas para as guias lineares (Bosch Rexroth 2015b).

Por forma a facilitar a montagem e desmontagem do sistema de guiamento linear, prevenindo a desmontagem da estrutura geral da máquina, idealizou-se um apoio superior removível, visível na Figura 7.68.

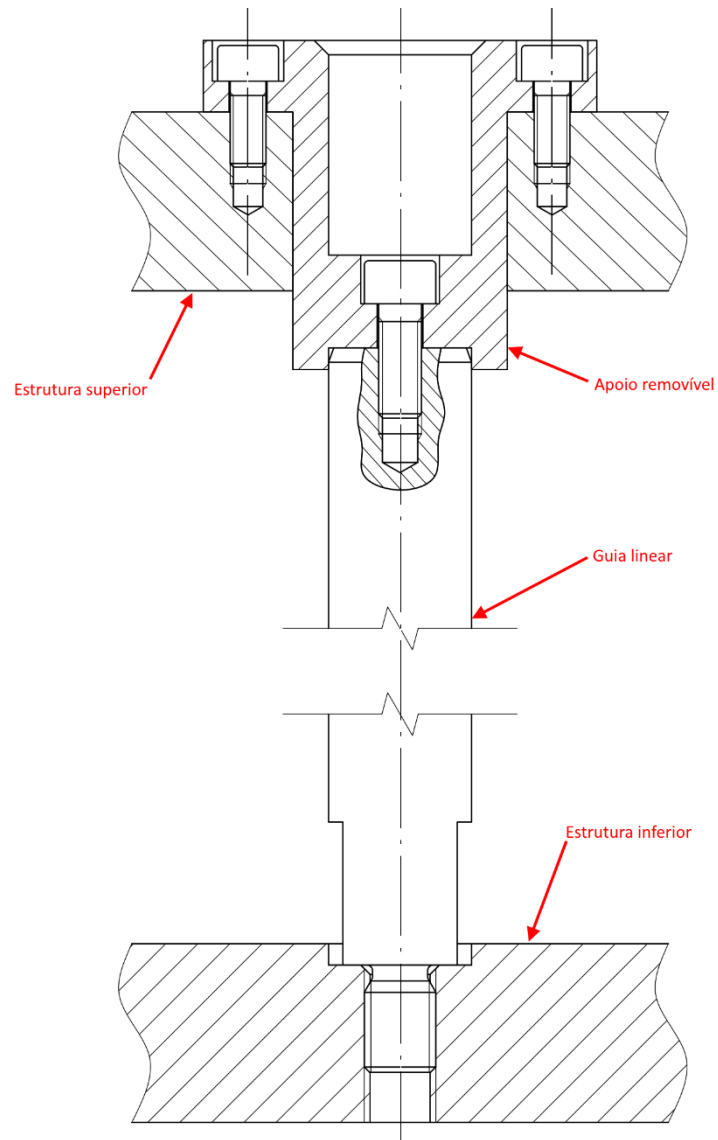


Figura 7.68: Representação 2D do apoio superior móvel idealizado para as guias lineares.

7.3.6 - Solução construtiva

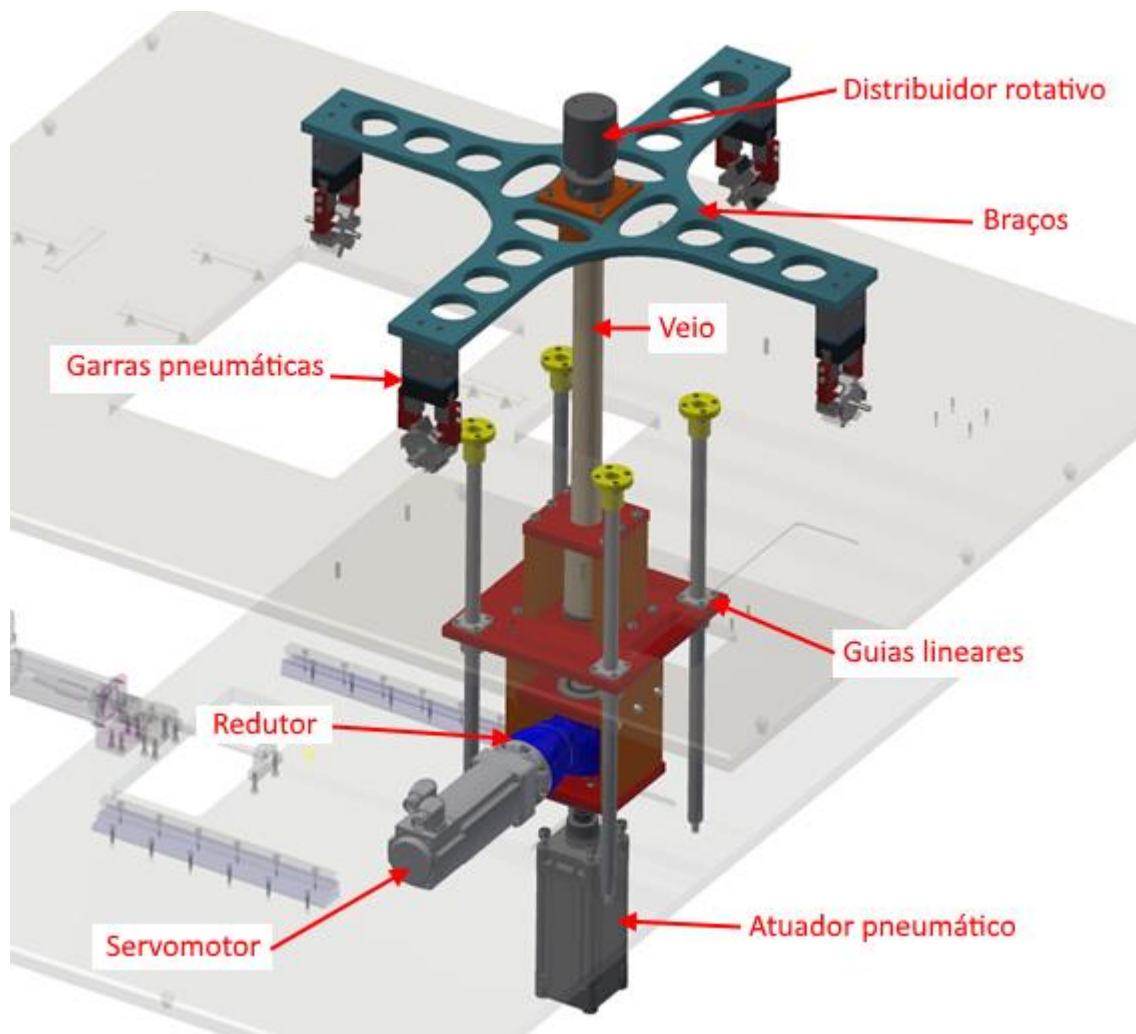


Figura 7.69: Solução construtiva para o sistema de indexagem.

Na Figura 7.69 está representado o sistema de indexagem, devidamente fixado à estrutura geral da máquina.

7.4 - Estrutura geral da máquina

Com todos os módulos e sistemas definidos, passou-se para a idealização de uma estrutura geral para a máquina de equilibragem automática. Esta teria de ser capaz de acomodar os diferentes módulos e sistemas, de fácil montagem e com características de segurança para o operador.

7.4.1 - Estrutura Base

Em primeiro lugar, definiu-se uma estrutura base constituída por dois tampos, superior e inferior, ligados entre si por duas pernas e duas travessas. Em cada perna, colocaram-se dois pés com ajuste de altura. Esta configuração está representada na Figura 7.70. A estrutura baseou-se em estruturas similares executadas pela empresa em máquinas de porte semelhante.

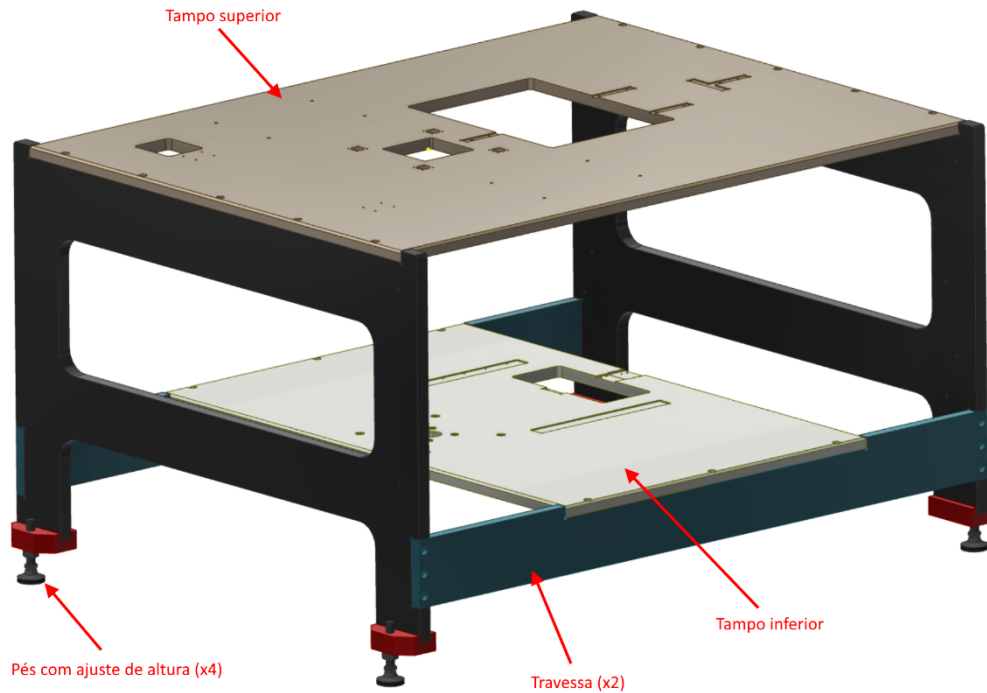


Figura 7.70: Representação 3D da estrutura base.

As dimensões da estrutura escolhidas dependeram, principalmente, das dimensões dos diferentes módulos e sistemas e da altura de trabalho pretendida. Uma vez que a alimentação da máquina será feita por um operador, definiu-se que a altura de trabalho teria de estar entre 1100 e 1200 mm medidos perpendicularmente ao piso. Assim a estrutura base recebeu as seguintes dimensões:

- 1300 x 1600 x 948 mm (largura x comprimento x altura);
- 1114 mm para a altura de trabalho.

No tampo superior, criaram-se locais de fixação para o módulo de carga/descarga, para o sistema de fixação do módulo de maquinagem, para a adaptação de um módulo de medição, e para os apoios superiores do sistema de guiamento do sistema de indexagem. Já no tampo inferior, aplicaram-se o sistema de 3 eixos do módulo de maquinagem e os restantes pontos de fixação do sistema de indexagem. A disposição definida pode ser vista na Figura 7.71.

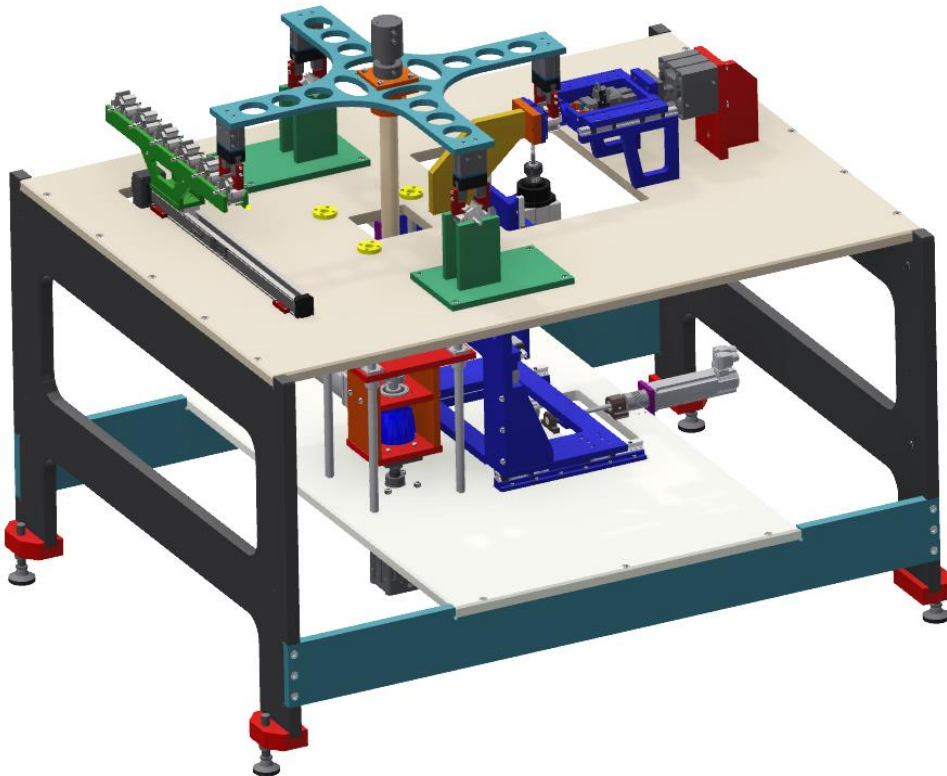


Figura 7.71: Representação 3D da estrutura base com todos os módulos e sistemas montados.

7.4.2 - Estrutura e envolvente de segurança

Como já foi referido, a segurança da máquina durante o seu funcionamento é um aspeto bastante importante. Uma vez que a máquina em questão executará todas as suas tarefas em modo automático, optou-se por criar uma estrutura fechada, prevenindo os perigos inerentes à movimentação dos diversos componentes constituintes. Para a alimentação manual da máquina, antes de cada ciclo contínuo de trabalho, elaborou-se uma porta de abertura e fecho automáticos.

A estrutura e envolvente de segurança (Figura 7.72) foi projetada com base na utilização de perfis de alumínio, para os elementos estruturais, e painéis de policarbonato. A utilização de rede para a envolvente foi posta de parte devido à projeção de limalha provocada pela maquinagem do rotor. Olhando para as soluções apresentadas pela MayTec®, fabricante especializado em construções com perfis de alumínio, e recorrendo ao *software* MAY-CAD disponibilizado no link www.maytec.de/index.php?id=21&L=1, elaborou-se uma estrutura capaz de corresponder às exigências impostas.

Esta foi totalmente construída com perfis de secção quadrada de 40 mm de lado, com a referência 40x40 4E LP. Para as ligações entre os diversos perfis utilizaram-se as ligações universais recomendadas pelo *software* e para as superfícies transparentes escolheram-se painéis de policarbonato com 4 mm de espessura. A estrutura apresenta duas portas principais colocadas uma

de cada lado, de modo a permitir o fácil acesso ao interior da máquina durante a sua manutenção. Escolheram-se componentes como dobradiças e sistemas de retenção para as portas. No Anexo C.16 encontra-se uma lista detalhada de todos os componentes, fornecidos pela MayTec®, constituintes da estrutura e envolvente de segurança.

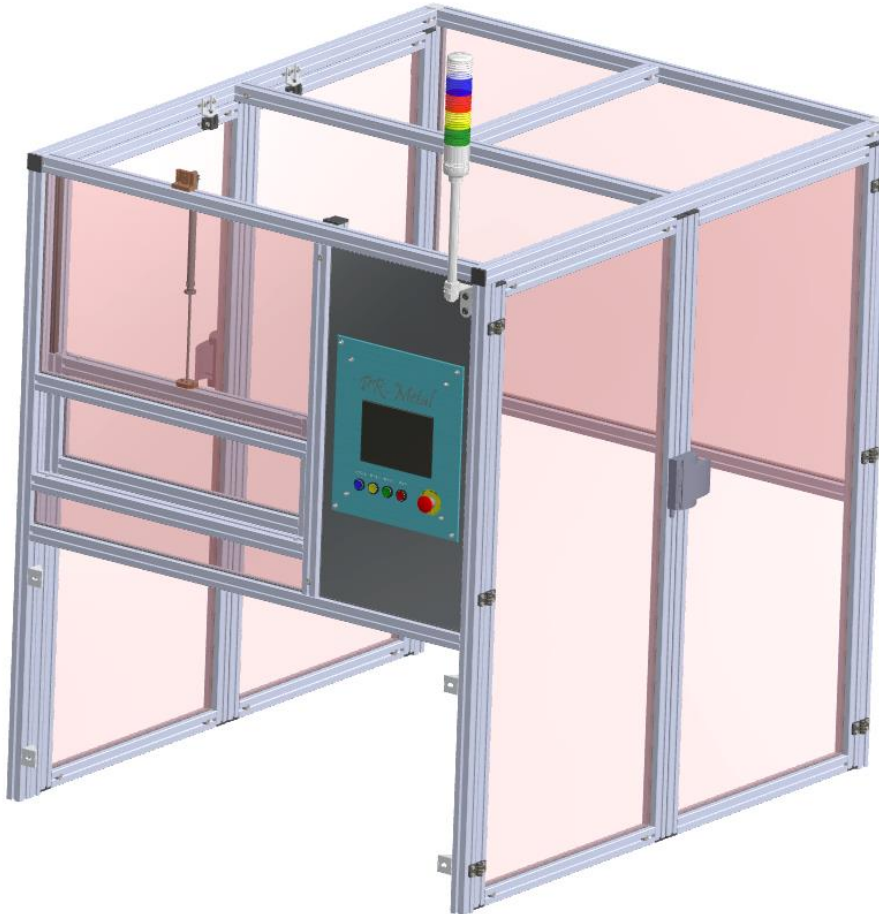


Figura 7.72: Representação 3D da estrutura e envolvente de segurança.

Para a alimentação manual, concebeu-se uma porta automática de abertura vertical, acionada por um pequeno atuador pneumático com 16 mm de diâmetro comercializado pela FESTO, de referência DSNU-16-200-PPV-A. O seu guiamento é realizado através de calhas plásticas próprias, comercializadas também pela MayTec®.

As portas laterais foram equipadas com trincos de segurança para evitar que sejam abertas durante o funcionamento da máquina. Escolheram-se trincos comercializados pela Schmersal de referência BNS-B20 (Figura 7.73). Estes têm a particularidade de, em caso de abertura durante o funcionamento, cortarem a alimentação geral da máquina, impedindo que as portas estejam abertas enquanto a máquina está em funcionamento. Já no caso da porta de alimentação, utilizou-se, também do mesmo fabricante, um sensor de segurança de referência BNS 260 (Figura 7.74), para indicar quando é que esta se encontra fechada. Poderão ser incluídas também, cortinas óticas de segurança, como reforço de segurança, caso a máquina não detete corretamente a posição da porta de alimentação.



Figura 7.73: Fecho de segurança BNS-B20 (Schmersal 2007).



Figura 7.74: Sensor de segurança BNS 260 (Schmersal 2007).

Como é visível na Figura 7.72, definiu-se um dos painéis frontais da gaiola de segurança como um possível local de fixação da interface de controlo da máquina, assim como as luzes de sinalização de estado.

7.4.3 - Local para componentes elétricos

Na parte traseira da máquina colocou-se um armário mural para a fixação dos diversos componentes elétricos necessários ao funcionamento da máquina. Utilizando como referência os produtos comercializados pela ELDON (Figura 7.75), escolheu-se um modelo fabricado em chapa de aço, com 1000 mm de altura, 600 mm de largura e 300 mm de profundidade. Este tem como referência MAS1008030R5.



Figura 7.75: Armário mural comercializado pela ELDON (ELDON 2012)

7.4.4 - Local para componentes pneumáticos

Para a fixação dos diferentes componentes pneumáticos, concebeu-se uma estrutura construída em chapa de aço inoxidável (Figura 7.76 e Figura 7.77), com a função secundária de fechar o acesso ao interior da máquina pela parte de trás.

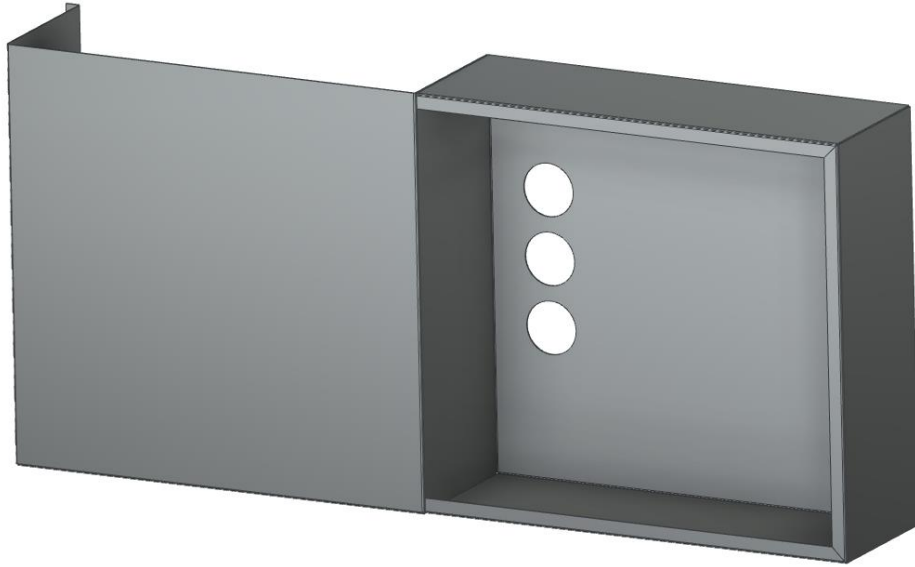


Figura 7.76: Representação 3D da estrutura idealizada para fixação dos componentes pneumáticos.

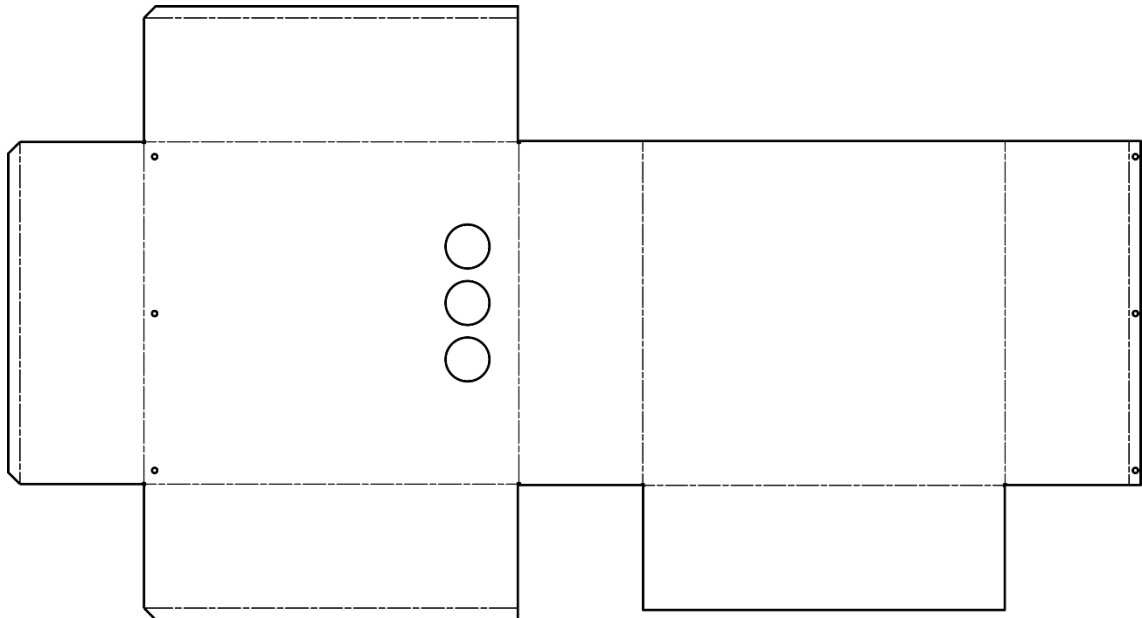


Figura 7.77: Planificação 2D da estrutura idealizada para a fixação dos componentes pneumáticos.

7.5 - Solução construtiva

Na Figura 7.78 está representado o desenho 3D final da máquina projetada no âmbito da presente dissertação. Para uma melhor compreensão, incluiu-se no Anexo B.2 uma representação da máquina sem a estrutura e envolvente de segurança e no Anexo B.3 uma representação total da máquina.

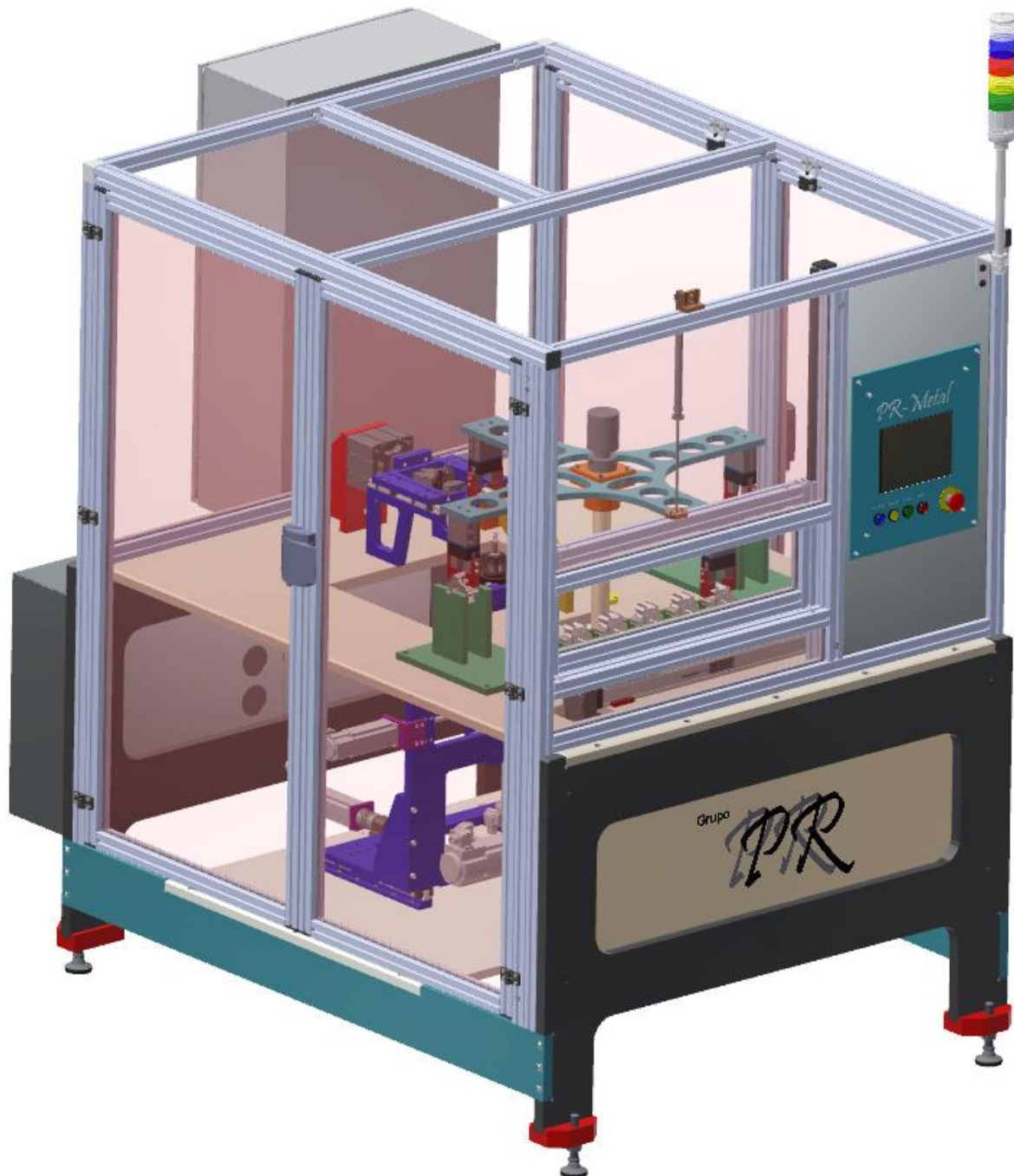


Figura 7.78: Representação 3D de uma vista geral da máquina de equilibragem automática.

7.6 - Lista de componentes utilizados

Na Tabela 7.30 encontra-se um resumo de todos os componentes utilizados de fornecedores exteriores.

Tabela 7.30: Lista de componentes utilizados de fornecedores exteriores.

Módulo de maquinagem – Sistema de 3 eixos			
Componente	Quant.	Referência	Fabricante
Fresa de topo	1	4CH1000DD022A	Kennametal
Motor spindle	1	MT1073-Y6162Y0015	HSD
Patim SNS 15 (Eixo Y e Z)	8	R1622 112 20	Bosch Rexroth
Patim FNS 20 (Eixo X)	4	R1651 812 20	Bosch Rexroth
Carril 15 (Eixo Z)	2	R160510231, 296	Bosch Rexroth
Carril 15 (Eixo Y)	2	R160510231, 476	Bosch Rexroth
Carril 20 (Eixo X)	2	R160580231, 356	Bosch Rexroth
Porca de Esferas FEM-E-S	3	R1532 460 23	Bosch Rexroth
Fuso 12 (Eixo Z)	1	R1531 465 10, 165	Bosch Rexroth
Fuso 12 (Eixo Y)	1	R1531 465 10, 218	Bosch Rexroth
Fuso 12 (Eixo X)	1	R1531 465 10, 151	Bosch Rexroth
Apoio de fuso fixo SEB-F	3	R159110620	Bosch Rexroth
Apoio de fuso flutuante SEB-L	3	R159160620	Bosch Rexroth
Servomotor MSK030B	2	MSK030B-0900-NN-X1-UG1-NNNN	Bosch Rexroth
Servomotor MSK030C	1	MSK030C-0900-NN-X1-UG1-NNNN	Bosch Rexroth
Driver	3	HCS01.1E-W0008	Bosch Rexroth
Acoplamento MK2 45	2	MK2/45/46/5/9	R+W
Acoplamento MK2 100	1	MK2/100/50/5/9	R+W
Módulo de maquinagem – Sistema de fixação			
Componente	Quant.	Referência	Fabricante
Atuador ADN	1	ADN-100-20-A-PPS-A	FESTO
Acoplamento da haste	1	KSG-M16x1.5	FESTO
Patim SNS 15	4	R1622 193 20	Bosch Rexroth

Desenvolvimento de uma máquina para equilibragem de rotores

Carril	2	R160510231, 236	Bosch Rexroth
Garra pneumática rotativa	1	HGDS-PP-16-P1-A-B	FESTO
Módulo de carga/descarga			
Componente	Quant.	Referência	Fabricante
Sistema Linear MKK-040	1	MKK-040-NN-2, 680 mm	Bosch Rexroth
Servomotor MSM019B	1	MSM019B-0300-NN-M5-MH1	Bosch Rexroth
Sistema de indexagem			
Componente	Quant.	Referência	Fabricante
Garra pneumática	4	DHPS-25-A-NC	FESTO
Rolamento axial	2	FAG 51108	FAG
Servomotor MSK040B	1	MSK040B-0450-NN-S1-UG0-NNNN	Bosch Rexroth
Driver	1	HCS01.1E-W0008	Bosch Rexroth
Redutor SK ⁺	1	SK ⁺ 075S-MF2-100-0C1	Wittenstein
Acoplamento BKH 30	1	BKH/30/69/22/22	R+W
Atuador DNC 80	1	DNC-80-100-PPV-A	FESTO
Acoplamento da haste	1	KSG-M20x1.5	FESTO
Rolamento linear R0740	4	R0740 520 00	Bosch Rexroth
Guia linear cilíndrica	4	R100002099	Bosch Rexroth
Estrutura geral			
Componente	Quant.	Referência	Fabricante
Atuador DSNU	1	DSNU-16-200-PPV-A	FESTO
Trinco de segurança	2	BNS-B20	Schmersal
Sensor de segurança	1	BNS 260	Schmersal
Armário mural	1	MAS1008030R5	ELDON

8 - Conclusões

Ao longo da dissertação foi apresentado detalhadamente o desenvolvimento da máquina para equilibragem de rotores. Este foi proposto à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto por parte do Grupo PR, tendo em vista a otimização do processo de fabrico dos rotores utilizados na Yämmi 2, dando a oportunidade ao mestrando de vivenciar o ambiente empresarial.

Começou-se por realizar um enquadramento do tipo e utilização do rotor a equilibrar, assim como conceitos teóricos relacionados com os estados de desequilíbrio e métodos de correção. Foram ainda analisadas as diferentes soluções existentes no mercado, no que toca a componentes a utilizar neste género de equipamentos.

Na primeira fase do projeto, foram definidas, juntamente com a empresa, algumas indicações iniciais que serviram de base para todo o desenvolvimento subsequente. Definiu-se que a estrutura geral da máquina seria semelhante à utilizada atualmente na empresa, recorrendo a peças maquinadas ligadas entre si por parafusos, privilegiando a robustez. Assim, os diferentes componentes estruturais foram idealizados tendo em conta o seu processo de fabrico, recorrendo, de um modo geral, a um aço de construção de referência CK 45 pela norma alemã. A máquina foi dividida em distintos módulos responsáveis pelas diferentes etapas de equilibragem (alimentação, medição e maquinagem) que, em conjunto com um sistema de indexagem rotativo, permitem uma rápida e eficaz equilibragem dos rotores. Ficou ainda definido um tempo de ciclo geral de 20 segundos.

No projeto do módulo de carga/descarga, optou-se por um sistema linear pré montado, disponível no mercado, uma vez que se tratar apenas de uma operação de manipulação simples, caracterizada por um único movimento linear de avanço. Este, juntamente com uma estrutura de posicionamento de 6 rotores, permite que o operador não tenha de alimentar a máquina de forma contínua.

Para o desenvolvimento do módulo de maquinagem, realizou-se um estudo sobre os esforços resultantes da operação de maquinagem, para um correto dimensionamento dos diferentes componentes. O módulo foi subdividido em dois sistemas diferentes, um responsável pela fixação do rotor e outro pela operação de maquinagem em si. Na construção dos movimentos lineares correspondentes a cada eixo do sistema de 3 eixos, utilizaram-se guias lineares de perfil prismático para o guiamento, devido à elevada rigidez, precisão e baixo atrito demonstrado por esta solução.

Ainda no módulo de maquinagem, como método de transmissão de movimento, optou-se por fusos e porcas de esferas devido ao excelente rendimento apresentado e à capacidade de apresentar uma folga axial “zero”. Já para o acionamento, recorreu-se a servomotores, uma vez que estes apresentam maior versatilidade, boa precisão e baixos tempos de aceleração e desaceleração. Para a ligação mecânica entre o sistema de transmissão e os servomotores utilizaram-se acoplamentos flexíveis de fole metálico, por forma a absorver eventuais desalinhamentos entre os respetivos eixos. Para o caso do sistema de fixação, desenvolveram-se apoios especiais à semelhança dos já utilizados pela empresa aquando da maquinagem do rotor,

munidos de um movimento de aperto recorrendo a um atuador pneumático e, uma vez mais, a guias lineares de perfil prismático. É de salientar que foi realizado um ensaio para determinar a força mínima necessária à correta fixação do rotor durante a maquinagem, conseguindo diminuir para metade a força necessária, relativamente à utilizada pela empresa no processo manual.

Para o transporte dos rotores entre os diferentes módulos, foi idealizado um sistema de indexagem capaz de o executar de forma rápida e eficaz. Este foi conseguido através de 4 braços equipados com garras pneumáticas animados por um conjunto de dois movimentos, um rotativo gerado por um servomotor acoplado a um redutor, e um linear realizado por um atuador pneumático guiado por um sistema de guias lineares de perfil cilíndrico.

Com base nas dimensões características de cada módulo e sistema, foi idealizada uma estrutura geral para o equipamento, constituída por dois tampos principais onde foram colocados os pontos de fixação necessários para cada módulo e sistema. A segurança na utilização da máquina não foi deixada ao acaso, sendo criada uma estrutura e uma envolvente de segurança, para que o acesso ao interior da máquina apenas seja permitido no momento em que esta se encontre parada. Para tal, foram incorporados trincos de segurança nas portas existentes nas laterais da máquina, assim como um sensor de segurança na porta de abertura automática para a alimentação realizada pelo operador. Para a envolvente optou-se por painéis de policarbonato, prevenindo a projeção de limalha resultante da operação de maquinagem.

Finalmente, pode concluir-se que todos os objetivos da presente dissertação foram concluídos com sucesso.

9 - Trabalhos futuros

Neste capítulo são propostos alguns trabalhos futuros necessários à finalização do desenvolvimento da máquina para equilibragem de rotores, assim como algumas recomendações.

No que toca à automação do equipamento, é necessária uma programação e um projeto cuidado de todos os componentes indispensáveis ao bom funcionamento da mesma, contado já com os componentes selecionados durante a presente dissertação como servomotores, atuadores e garras pneumáticas.

É recomendável a elaboração de um manual de procedimentos que acompanhe a máquina de modo a sistematizar possíveis intervenções de manutenção, assim como eventuais procedimentos específicos necessários para o seu correto funcionamento.

Por fim, apesar de se ter definido que no módulo de medição seriam utilizados equipamentos já disponíveis no mercado, era interessante o desenvolvimento de um sistema próprio de medição de desequilíbrios. Isto pode facilitar o método de aquisição e o tratamento de dados do desequilíbrio por parte do sistema automático da máquina.

Referências

- ACERALIA. 2001. *Test Certificate*.
- Andantex. 2017. "Racks and Pinions". Acedido a 9 de junho de 2017. http://andantex.com/wp-content/uploads/2016/06/modular-rack-pinion-845_g.jpg.
- Bosch Rexroth. 2006. *Linear Motion Technology Handbook*.
- . 2015a. Ball rail systems. https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/KSF_G2p_EN_R999000485_2014_12_16_01_2015_media.pdf?db=brmv2&lvid=1143634&mvid=12812&clid=20&sid=931B6ACBDD23E20E7C2670E36FD80923.borex-tc&sch=M&id=12812,20,1143634.
- . 2015b. Linear bushings. https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R999000488_2015-02_KBF_EN-US_Media.pdf?db=brmv2&lvid=1193113&mvid=12812&clid=20&sid=931B6ACBDD23E20E7C2670E36FD80923.borex-tc&sch=M&id=12812,20,1193113.
- . 2016. Screw Assemblies. https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R999001185_2016_11_EN_Gewindetriebe_gy_20_12_2016.pdf?db=brmv2&lvid=1193376&mvid=12812&clid=20&sid=931B6ACBDD23E20E7C2670E36FD80923.borex-tc&sch=M&id=12812,20,1193376.
- . 2017. Linear Modules MKK, MKR, MLR. https://md.boschrexroth.com/modules/BRMV2PDFDownload-internet.dll/R999000496_2017-01_EN_LM_media.pdf?db=brmv2&lvid=1179273&mvid=12812&clid=20&sid=4D42FF76349AA03E47357CEE4F8396CA.borex-tc&sch=M&id=12812,20,1179273.
- ELDON. 2012. "Armários de montagem na parede". Acedido a 6 de junho de 2017. www.eldon.com/pt-PT/Productos/?category=Arm%C3%A1rios-de-montagem-na-parede-166471.
- FESTO. 2017a. Piston rod attachments. https://www.festo.com/cat/pt_pt/data/doc_engb/PDF/EN/PISTON-ROD-ATTACHMENTS_EN.PDF.
- . 2017b. Swivel/gripper units HGDS-B. https://www.festo.com/cat/pt_pt/data/doc_engb/PDF/EN/HGDS-B_EN.PDF.
- Gonçalves, Diogo José dos Reis. 2015. "Montagem e teste de um CNC modular". Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Universidade do Porto. <http://hdl.handle.net/10216/80849>.
- HSD Mechatronics. "MT1073 - Y6162Y0015". Acedido a 2 de maio de 2017. http://www.hsdusa.com/viewdoc.asp?co_id=718.
- IRDBalancing. 2009. "Balance Quality Requirements of Rigid Rotors - The Practical Application of ISO 1940/1". Acedido a 8 de junho de 2017. http://www.irdbalancing.com/assets/balance_quality_requirements_of_rigid_rotors.pdf.
- JP Balancer. 2013. "Soft Bearing Balancing Machines". Acedido a 13 de junho de 2017. <http://www.jp-balancer.com/product/soft-bearing-balancer.html>.

Kennametal. 2017. INNOVATIONS CATALOGUE.

www.kennametal.com/content/dam/kennametal/kennametal/common/Resources/Catalogs-Literature/Metalworking/A-16-05000_KMT_Innov_17_Fall_Launch_Metric_LR.pdf.

KISTLER. 2009. "Multicomponent Dynamometer Type 9257B". Acedido a 8 de maio de 2017.

<https://www.kistler.com/?type=669&fid=51226>.

MaintTech. "Balancing basic". Acedido a 7 de junho de 2017.

http://www.mobilindustrial.ro/current_version/images/stories/documentatie/Balancing-basic-Part-I.pdf.

Norfield, Derek. 2006. *Practical Balancing of Rotating Machinery*. Elsevier.

Overby, Alan. 2010. *CNC Machining Handbook*. 1ª ed.: McGraw-Hill.

R+W®. 2017. "THE COUPLING". Acedido a 24 de maio de 2017. <https://www.rw-couplings.com/>.

Ribeiro, Gabriel Vicente Cerqueira. 2016. "Design of an Electric Powertrain for an All-Terrain Vehicle". Dissertação de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Universidade do Porto.

Schmersal. 2007. "Monitorização e comutação segura". Acedido a 6 de junho de 2017.

<http://www.schmersal.net/cat?lang=pt&produkt=01t732912myy3c9pknv35081pevt2l>.

Stoeterau, Rodrigo Lima. 2004. "Introdução ao Projeto de Máquina-Ferramentas Modernas", Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica.

Universal Unbalancing. "What is balancing?". Acedido a 6 de junho de 2017. www.universal-balancing.com/what-is-balancing.

Wittenstein. 2017. "SK+ / SPK+ hypoid gearheads". Acedido a 12 de maio de 2017.

https://alpha.wittenstein.de/en-en/products/servo-gearheads/servo-right-angle-gearheads/sk-spk-hypoid-gearheads/#_ga=2.133374606.108969984.1499038189-1671970343.1496312743.

Anexos

Anexo A - Desenhos de definição

- Anexo A.1 - Base móvel – Eixo Z
- Anexo A.2 - Base móvel – Eixo Y
- Anexo A.3 - Fixação carril – Eixo Z
- Anexo A.4 - Fixação porca de esferas – Eixo Z
- Anexo A.5 - Flange servomotor – Eixo Z
- Anexo A.6 - Apoio 1 para ensaio experimental
- Anexo A.7 – Apoio 2 para ensaio experimental
- Anexo A.8 - Barra para ensaio experimental

Anexo B - Desenhos de conjunto

- Anexo B.1 Sistema de 3 eixos
- Anexo B.2 Estrutura geral + módulos e sistemas
- Anexo B.3 Representação total da máquina

Anexo C - Características de componentes utilizados

- Anexo C.1 - Fresa de topo inteiriça GOMill™ GP
- Anexo C.2 - Motor spindle
- Anexo C.3 - Patim SNS
- Anexo C.4 - Patim FNS
- Anexo C.5 - Porca de esferas FEM-E-S
- Anexo C.6 - Chumaceiras SEB-F e SEB-L
- Anexo C.7 - Servomotor MSK030B
- Anexo C.8 - Servomotor MSK030C
- Anexo C.9 - Servomotor MSK040B
- Anexo C.10 - Servomotor MSM019B
- Anexo C.11 - Acoplamento MK2
- Anexo C.12 - Acoplamento BKH
- Anexo C.13 - Redutor SK+
- Anexo C.14 - Sistema linear MKK-040
- Anexo C.15 - Rolamento linear R0740

Anexo C.16 - Estrutura e envolvente de segurança

Anexo A - Desenhos de definição

Anexo A.1 - Base móvel – Eixo Z

A

B

C

D

E

F

A

B

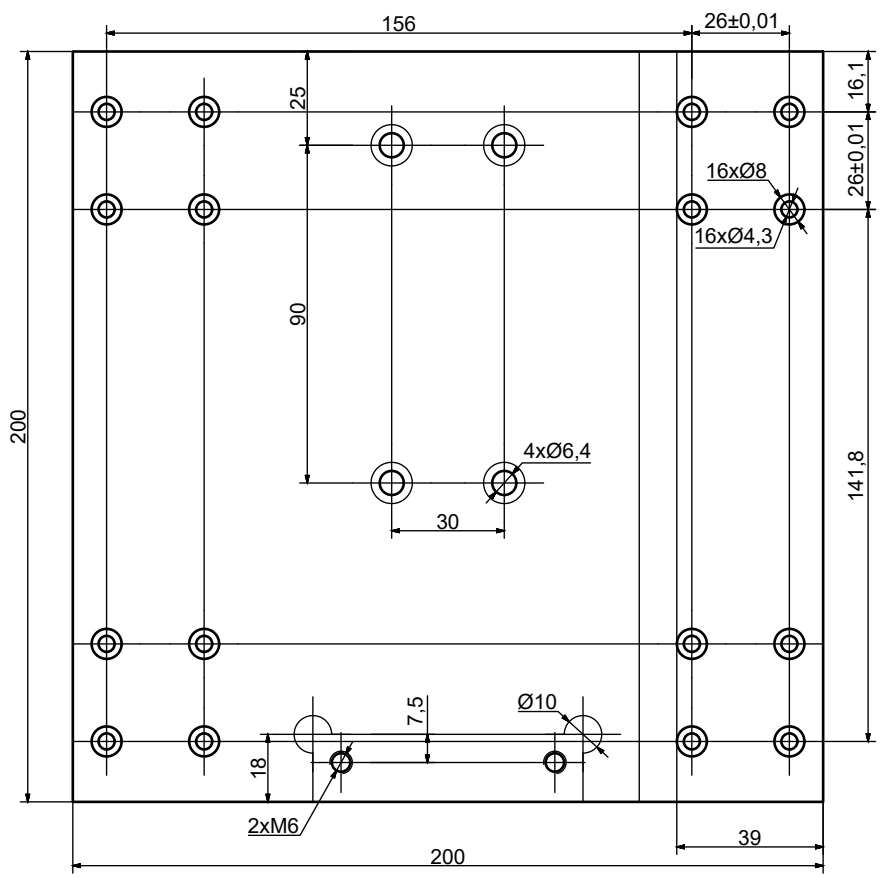
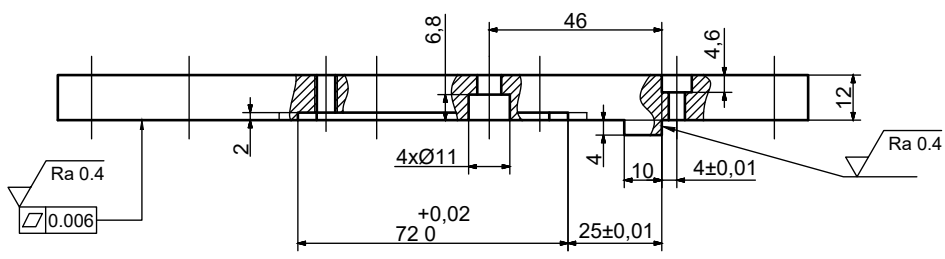
C

D

E

F

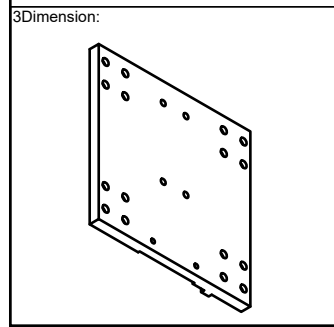
1 2 3 4



Ra 3.2 (Ra 0.4)

ISO 2768 - f H

Overall Dimensions:



Draw: **Diogo Santos**
 Date: **30/05/2017**
 Approved:
 Date:
 Grupo **PR**

Denomination: **Base móvel - Eixo Z**
 Assembly:
 Sub-Assembly:
 This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.

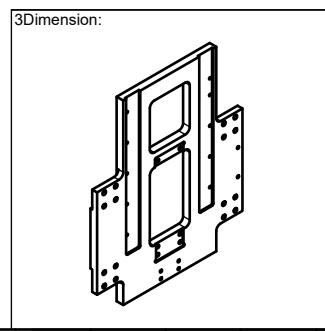
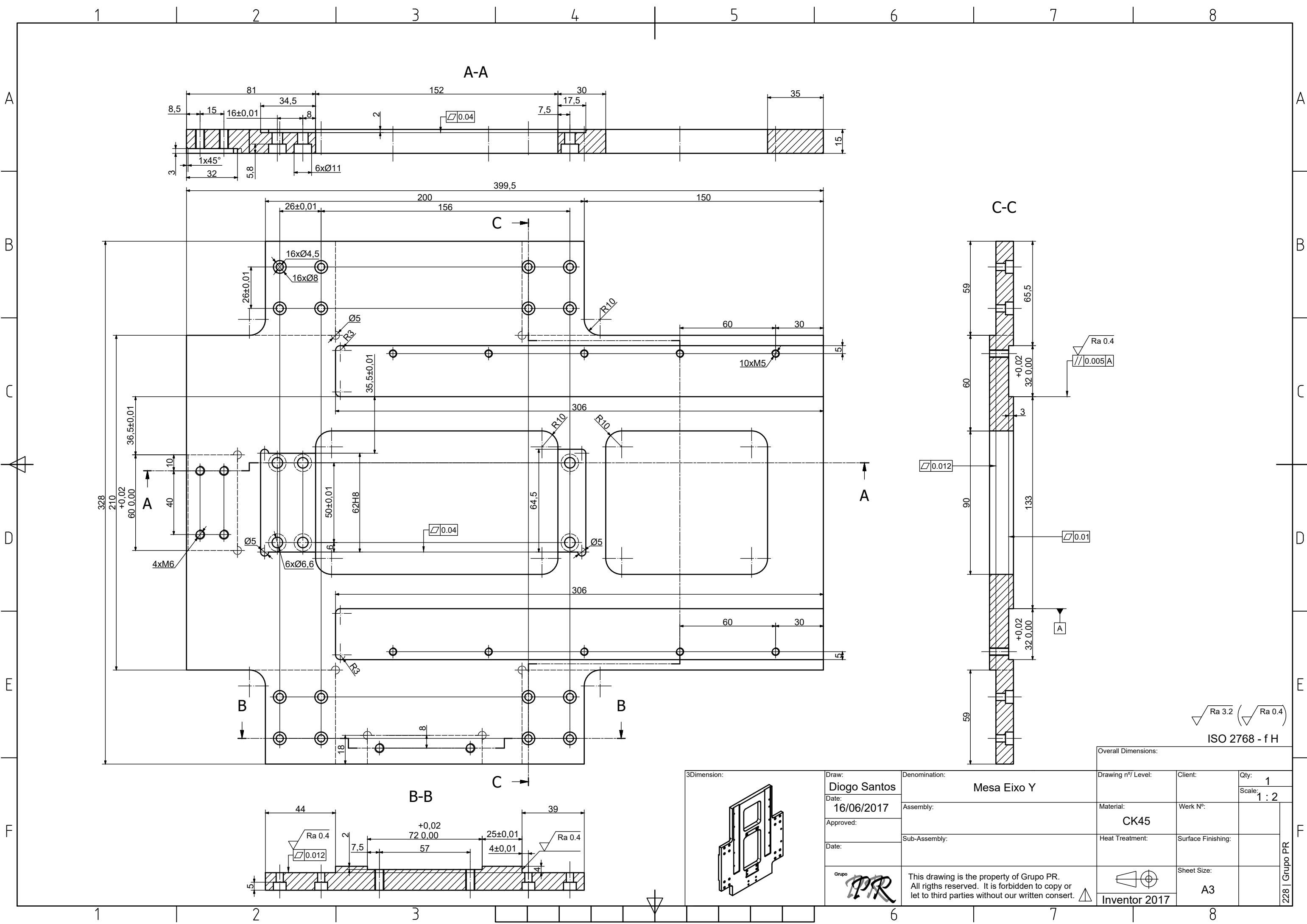
Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 1
Material: CK45	Werk N°:	Scale: 1 : 2
Heat Treatment:	Surface Finishing:	
Inventor 2017	Sheet Size: A4	

228 | Grupo PR

1

4

Anexo A.2 - Base móvel – Eixo Y



Draw: Diogo Santos	Denomination: Mesa Eixo Y	Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 1
Date: 16/06/2017	Assembly:	Material: CK45	Werk Nº:	Scale: 1 : 2
Approved:	Sub-Assembly:	Heat Treatment:	Surface Finishing:	
Date:				
Grupo PR	This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.		Sheet Size: A3	228 Grupo PR
	Inventor 2017			

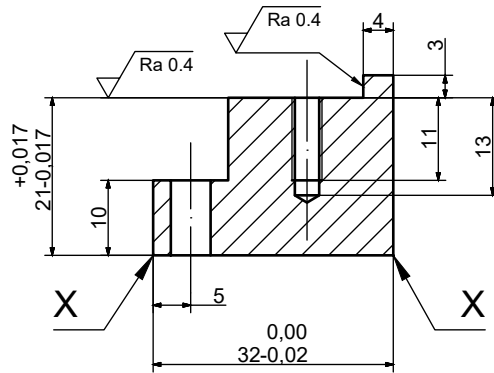
Anexo A.3 - Fixação carril – Eixo Z

1 | 2 | 3 | 4

A

A

A-A (1:1)



B

B

C

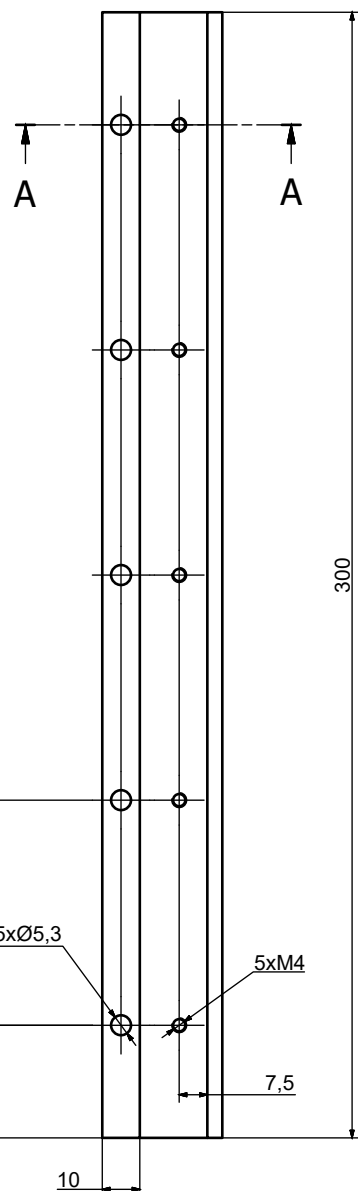
C

D

D

E

E



X - Quebrar arestas - 0,5x0.5

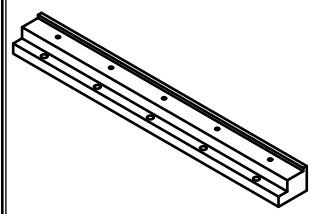
$\sqrt{Ra\ 3.2}$ ($\sqrt{Ra\ 0.4}$)

ISO 2768 - f H

F

F

3Dimension:



Draw: **Diogo Santos**
 Date: **21/06/2017**
 Approved:
 Date:
 Grupo **PR**

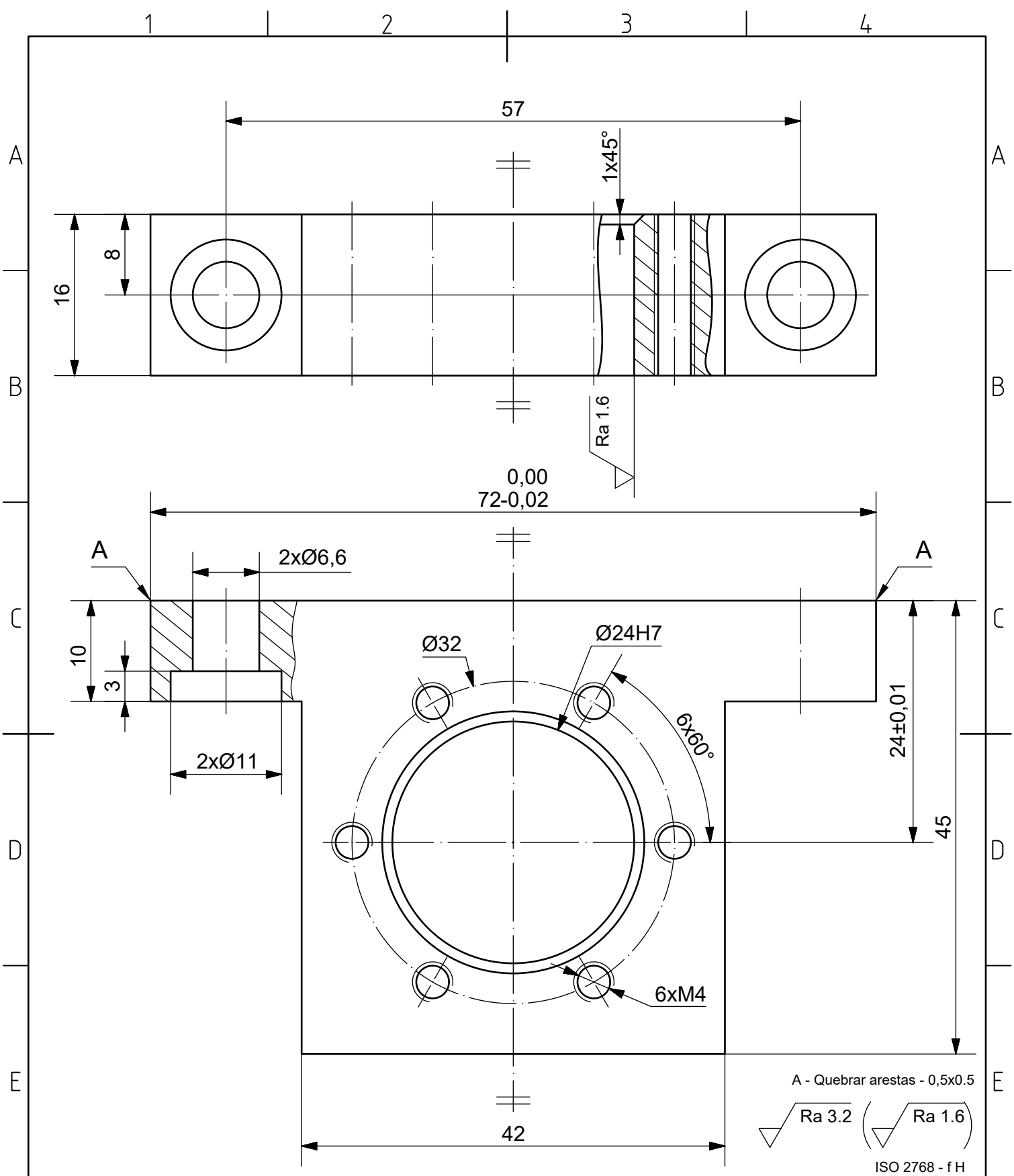
Denomination: **Fixação de carril - Eixo Z**
 Assembly:
 Sub-Assembly:
 This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent. \triangle

Overall Dimensions:			
Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 2	Scale: 1 : 2
Material: CK45	Werk N°:		
Heat Treatment:	Surface Finishing:		
Sheet Size: A4			
Inventor 2017			

228 | Grupo PR

1 | 4

Anexo A.4 - Fixação porca de esferas – Eixo Z

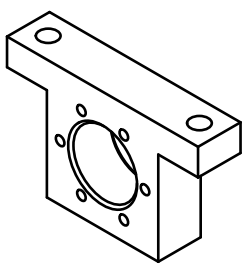


A - Quebrar arestas - 0,5x0.5

$\sqrt{Ra\ 3.2}$ ($\sqrt{Ra\ 1.6}$)

ISO 2768 - f H

3Dimension:

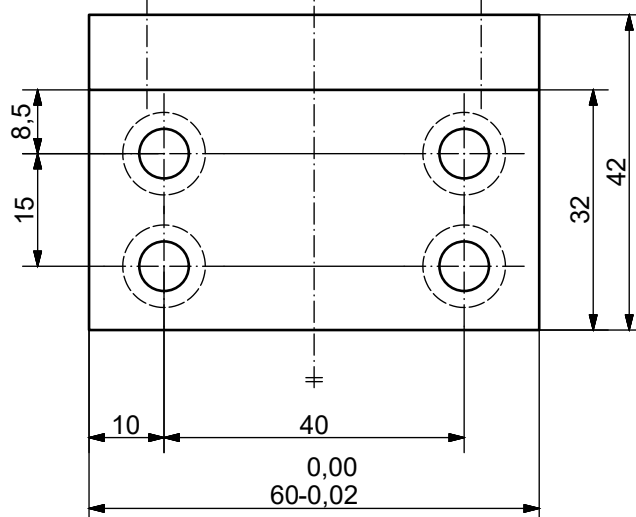
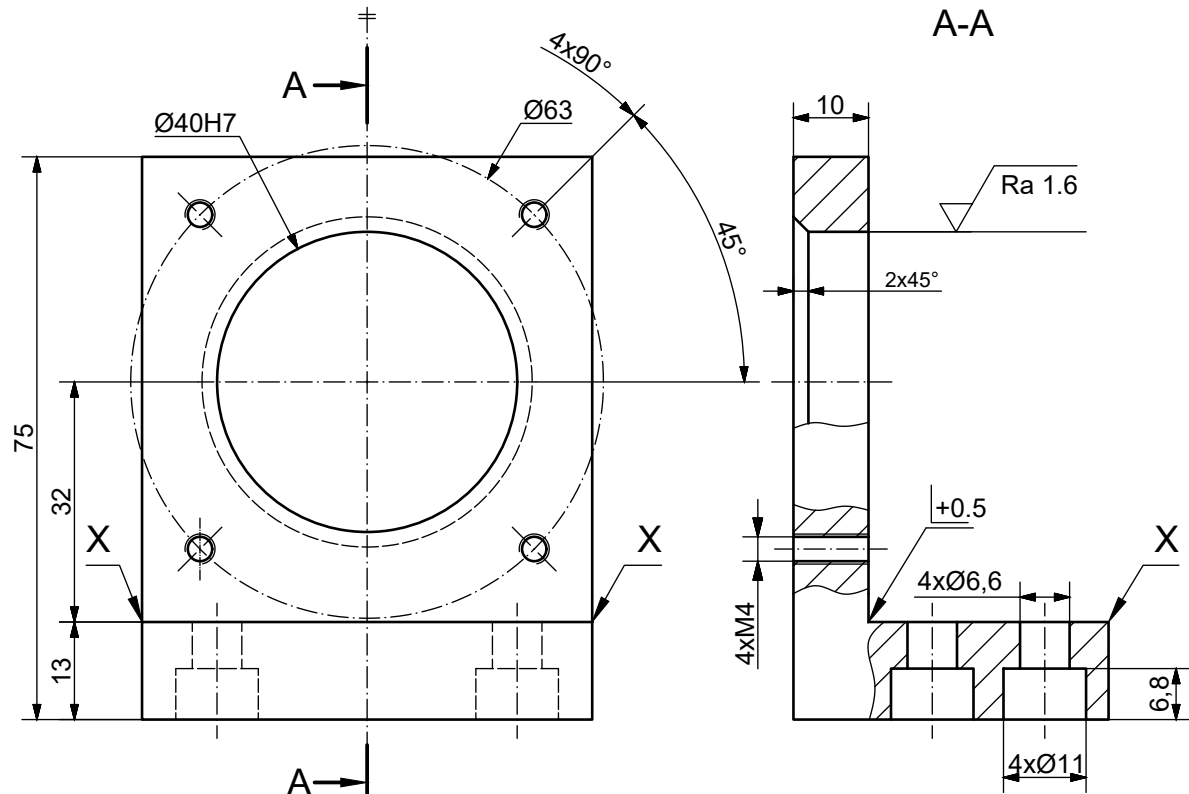


Draw: **Diogo Santos**
 Date: **22/06/2017**
 Approved:
 Date:
 Grupo **PR**

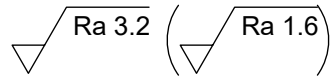
Denomination: **Fixação porca de esferas - Eixo Z**
 Assembly:
 Sub-Assembly:
 This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.

Overall Dimensions:		Client:	Qty: 1
Drawing nº/ Level:	Material: CK45	Werk N°:	Scale: 2 : 1
Heat Treatment:	Surface Finishing:	Sheet Size: A4	228 Grupo PR
Inventor 2017			

Anexo A.5 - Flange servomotor – Eixo Z

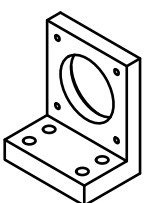

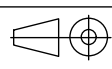


X - Quebrar arestas - 0.5x0.5



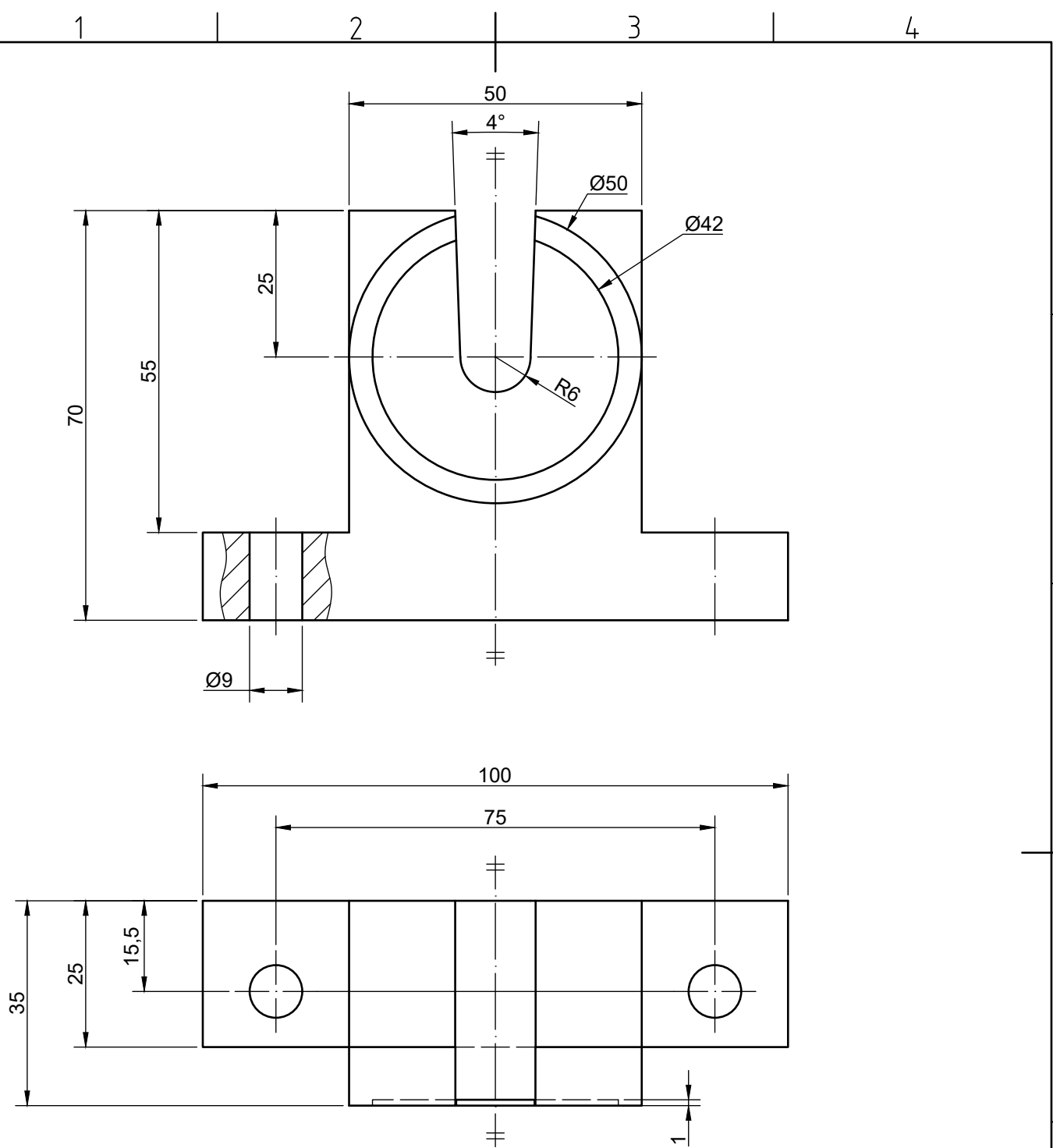
ISO 2768 - f H

Overall Dimensions:

3Dimension: 	Draw: Diogo Santos	Denomination: Flange servomotor - Eixo Z	Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 1
	Date: 22/06/2017	Assembly:	Material: CK45	Werk N°:	Scale: 1 : 1
	Approved:	Sub-Assembly:	Heat Treatment:	Surface Finishing:	
	Date:				
	Grupo 	This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.		Sheet Size: A4	

228 | Grupo PR

Anexo A.6 - Apoio 1 para ensaio experimental



ISO 2768 - f H

Draw: Diogo Santos Date: 18/04/2017 Approved: Date:		Denomination: Apoio 1 Assembly: Sub-Assembly:		Overall Dimensions: Drawing nº/ Level: Client: Qty: 1 Scale: 1 : 1		228 Grupo PR
Grupo PR		This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.		Material: CK45 Heat Treatment: Surface Finishing:		
				Werk N°: Sheet Size: A4		
				Inventor 2017		

Anexo A.7 – Apoio 2 para ensaio experimental

1 | 2 | 3 | 4

A

A

B

B

C

C

D

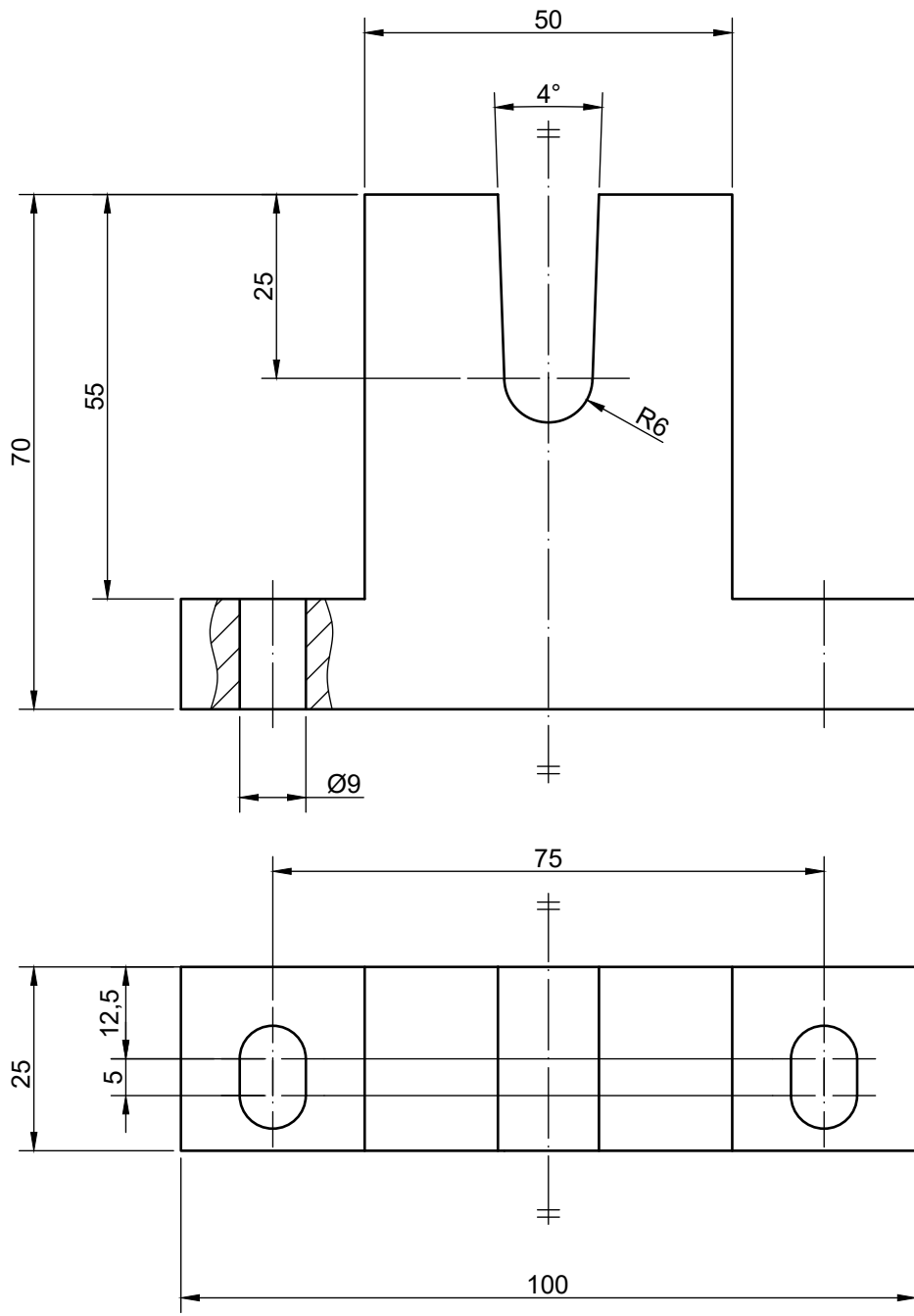
D

E

E

F

F



ISO 2768 - f H

Draw: Diogo Santos		Denomination: Apoio 2		Overall Dimensions:	
Date: 18/04/2017	Assembly:	Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 1	Scale: 1 : 1
Approved:		Material: CK45	Werk N°:		
Date:	Sub-Assembly:	Heat Treatment:	Surface Finishing:		
Grupo PR	This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.			Sheet Size:	
				A4	

228 | Grupo PR

1 | 4

Anexo A.8 - Barra para ensaio experimental

1 | 2 | 3 | 4

A

A

B

B

C

C

D

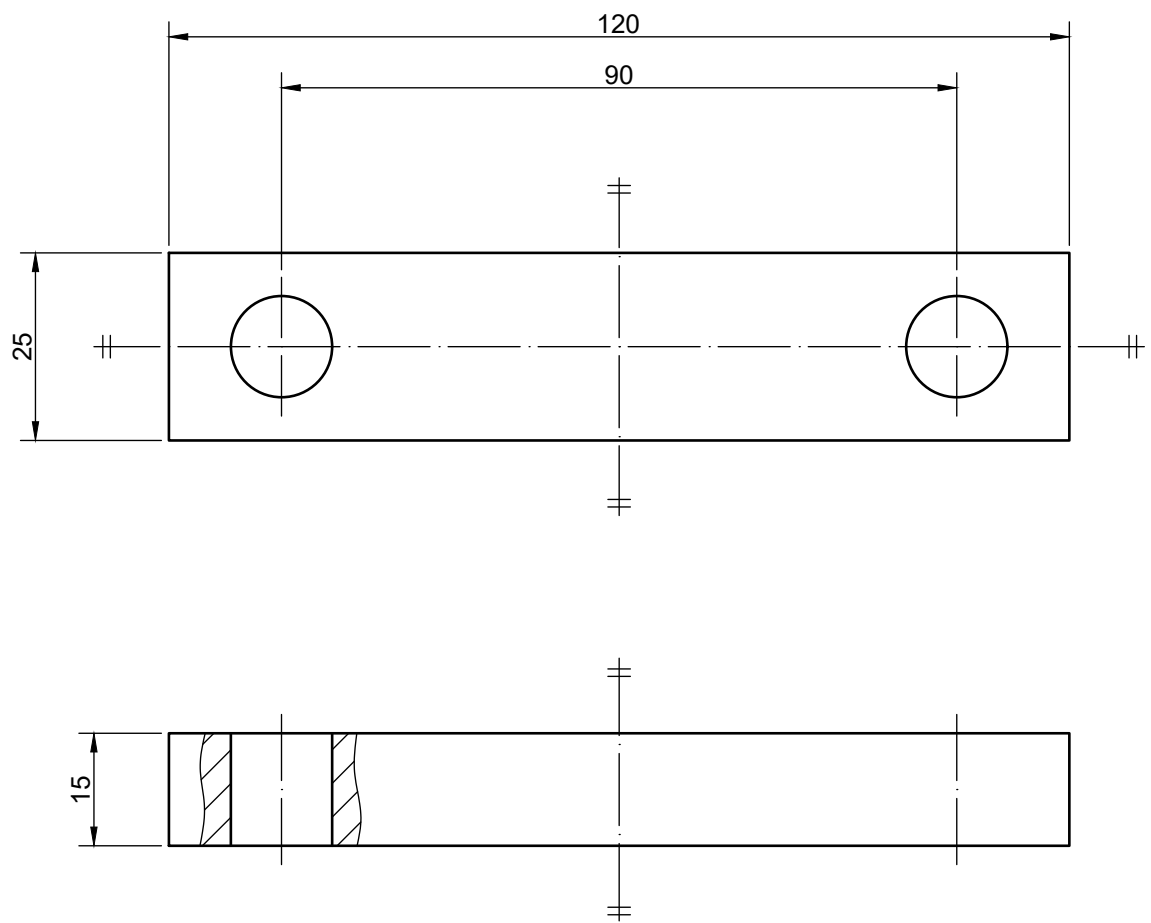
D

E

E

F

F



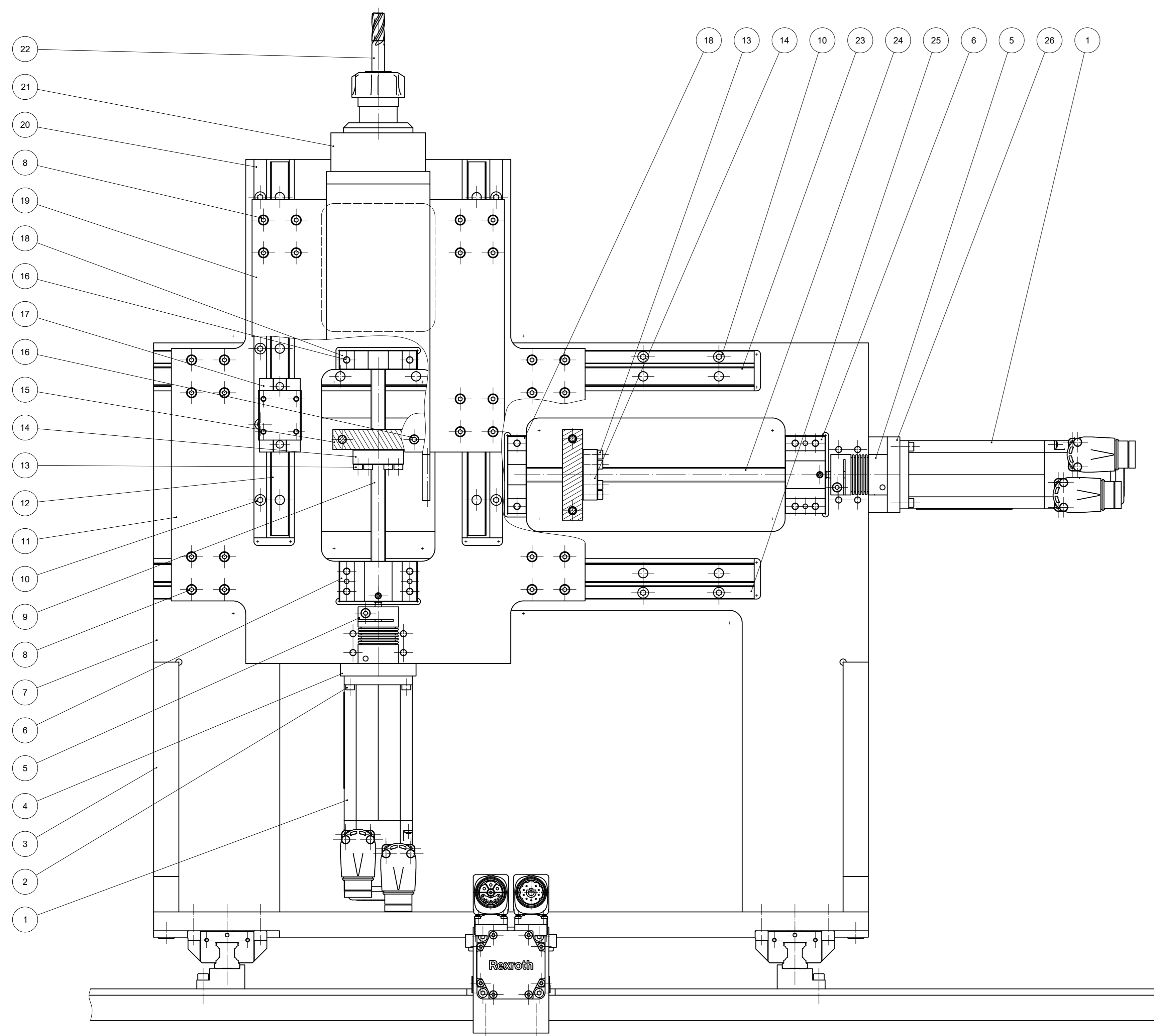
ISO 2768 - f H

Draw: Diogo Santos		Denomination: Barra		Overall Dimensions:	
Date: 18/04/2017	Assembly:	Drawing n°/ Level:	Client:	Qty: 2	Scale: 1 : 1
Approved:		Material: CK45	Werk N°:		
Date:	Sub-Assembly:	Heat Treatment:	Surface Finishing:		
Grupo PR This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.		Sheet Size: A4			228 Grupo PR

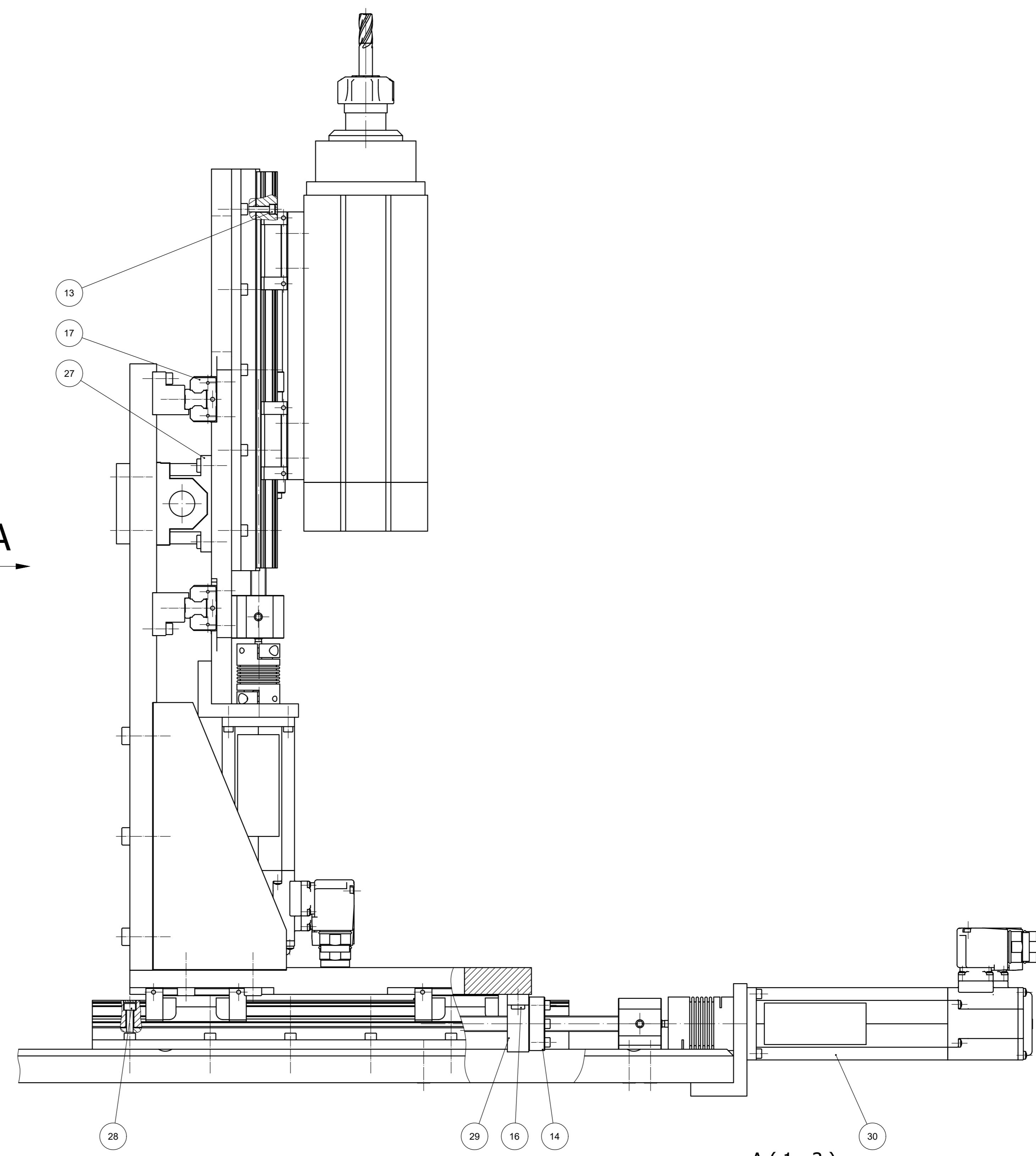
1 | 4

Anexo B - Desenhos de conjunto

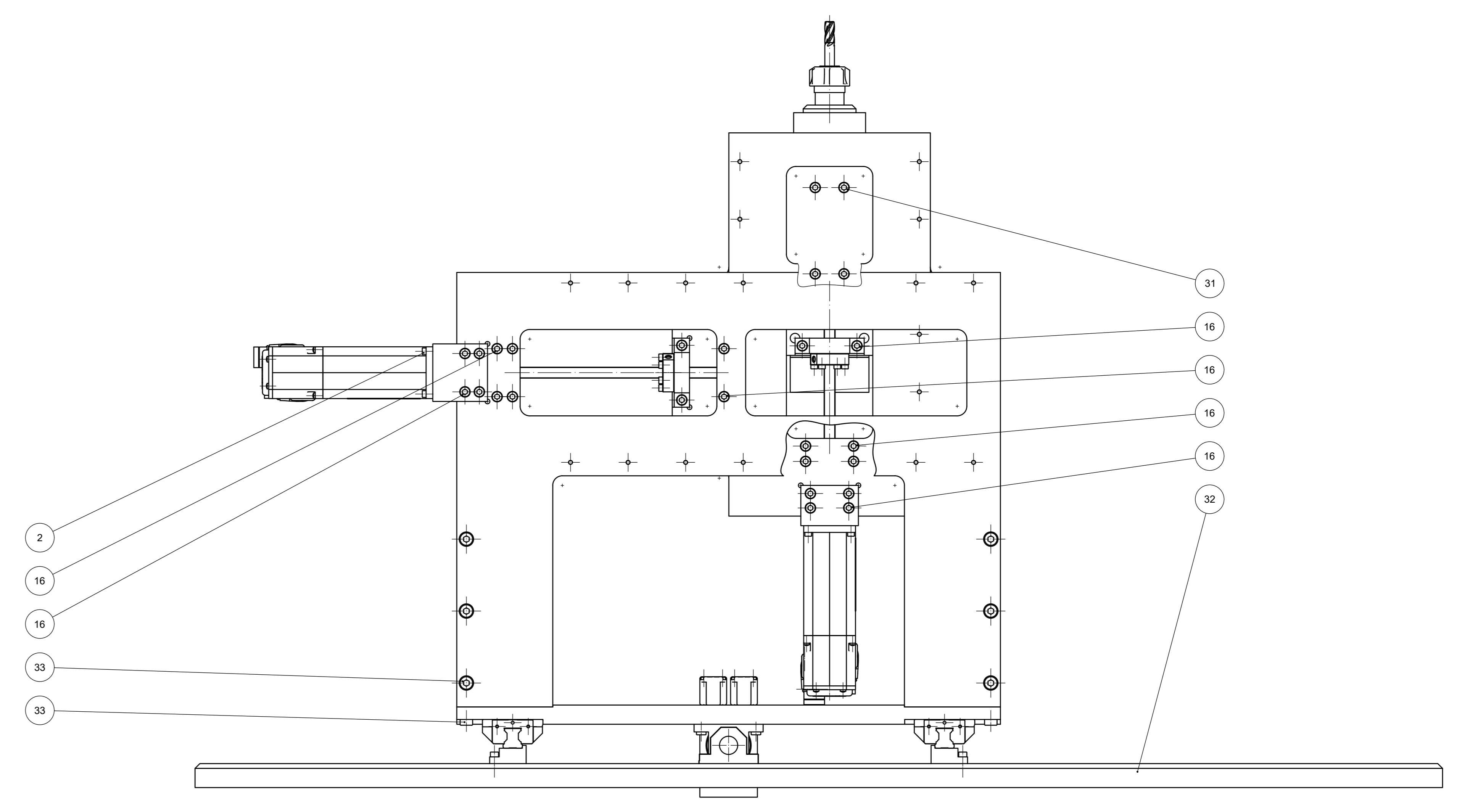
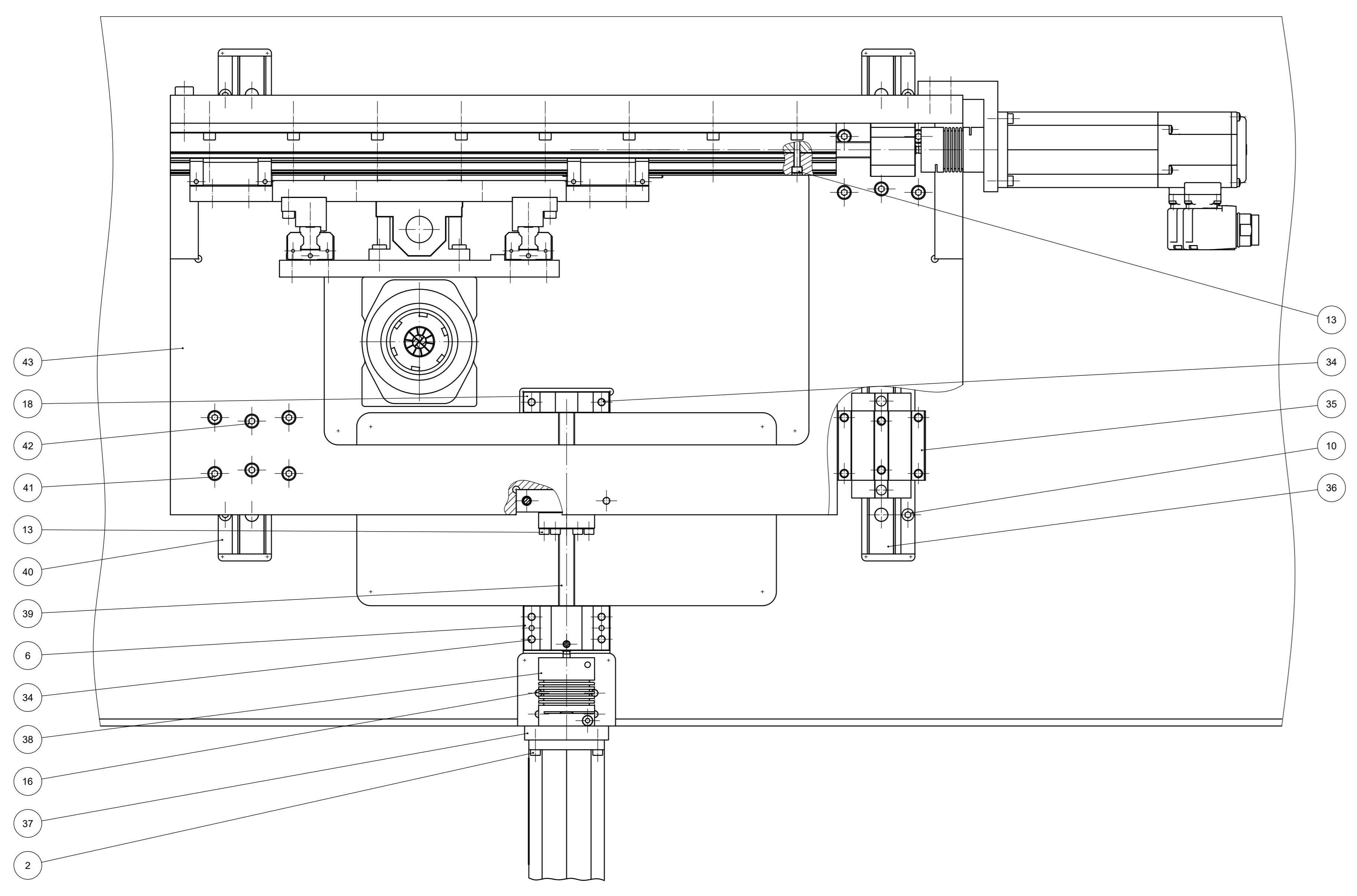
Anexo B.1 Sistema de 3 eixos



A →



A (1:3)



Overall Dimensions					
Author	Revision	Description	Client	Scale	Sheet
Diego Santos	22/06/2017	Sistema de 3 ejes	Mesa 3C	1:2	1/2
Approved	Sub-Assembly	Heat Treatment	Surface Finishing	Drawn	Checked
Date				Drawn	Checked
This drawing is the property of Grupo PRR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.					
					1/2

1

2



3

4

Parts List

Qty	Name	Description	Standard	Material	Item	Vendor
2	Servomotor MSK030B-0900	MSK030B-0900-NN-X1-UG1-NNNN			1	Bosch Rexroth
12	Parafuso CHC M4 x 16 - 12.9		ISO 4762		2	
2	Nervura			CK 45	3	
1	Flange servomotor - Eixo Z			CK 45	4	
2	Acoplamento MK2 45	MK2/45/46/5/9/1			5	R+W
3	Apoio fixo de fuso SEB-F	R159110620			6	Bosch Rexroth
1	Base móvel 1 - Eixo X			CK 45	7	
32	Parafuso CHC M4 x 12 - 12.9		ISO 4762		8	
1	Fuso - Eixo Z	R153146510			9	Bosch Rexroth
38	Parafuso CHC M5 x 20 - 12.9		ISO 4762		10	
1	Base móvel - Eixo Y			CK 45	11	
2	Carril - Eixo Z	R160510231			12	Bosch Rexroth
44	Parafuso CHC M4 x 20 - 12.9		ISO 4762		13	
3	Porca de esferas	R153Z46023			14	Bosch Rexroth
1	Fixação porca de esferas - Eixo Z			CK 45	15	
30	Parafuso CHC M6 x 16 - 12.9		ISO 4762		16	
8	Patim SNS - 15	R162211220			17	Bosch Rexroth
3	Apoio flutuante de fuso SEB-L	R159160620			18	Bosch Rexroth
1	Base móvel - Eixo Z			CK 45	19	
2	Fixação de carril - Eixo Z			CK 45	20	
1	Motor spindle	MT1073-Y6162Y0015			21	HSD
1	Fresa de topo	4CH1000DD022A			22	Kennametal
2	Carril - Eixo Y	R160510231			23	Bosch Rexroth
1	Fuso - Eixo Y	R153146510			24	Bosch Rexroth
2	Fixação de carril - Eixo Y			CK 45	25	
1	Flange servomotor - Eixo Y			CK 45	26	
1	Fixação porca de esferas - Eixo Y			CK 45	27	
12	Parafuso CHC M5 x 25 - 12.9		ISO 4762		28	
1	Fixação porca de esferas - Eixo X			CK 45	29	
1	Servomotor MSK030C-0900	MSK030C-0900-NN-X1-UG1-NNNN			30	Bosch Rexroth
4	Parafuso CHC M6 x 10 - 12.9		ISO 4762		31	
1	Tampo inferior			CK 45	32	
10	Parafuso CHC M8 x 25 - 12.9		ISO 4762		33	
6	Parafuso CHC M6 x 25 - 12.9		ISO 4762		34	
4	Patim FNS - 20	R165181220			35	Bosch Rexroth
2	Carril - Eixo X	R160580231			36	Bosch Rexroth
1	Flange servomotor - Eixo X			CK 45	37	
1	Acoplamento MK2 100	MK2/100/50/5/10/2			38	R+W
1	Fuso - Eixo X	R153146510			39	Bosch Rexroth
2	Fixação de carril - Eixo X			CK 45	40	
16	Parafuso CHC M5 x 16 - 12.9		ISO 4762		41	
8	Parafuso CHC M5 x 12 - 12.9		ISO 4762		42	
1	Base móvel 2 - Eixo X			CK 45	43	

Overall Dimensions:

Draw: Diogo Santos	Denomination: Sistema de 3 eixos	Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 1
Date: 22/06/2017	Assembly:	Material:	Werk N°:	Scale: 1 : 2
Approved:	Sub-Assembly:	Heat Treatment:	Surface Finishing:	
Date:				
Grupo PR	This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent. 	 Inventor 2017	Sheet Size: A0	Sheet 2/2

1

4

F

A

A

B

B

C

C

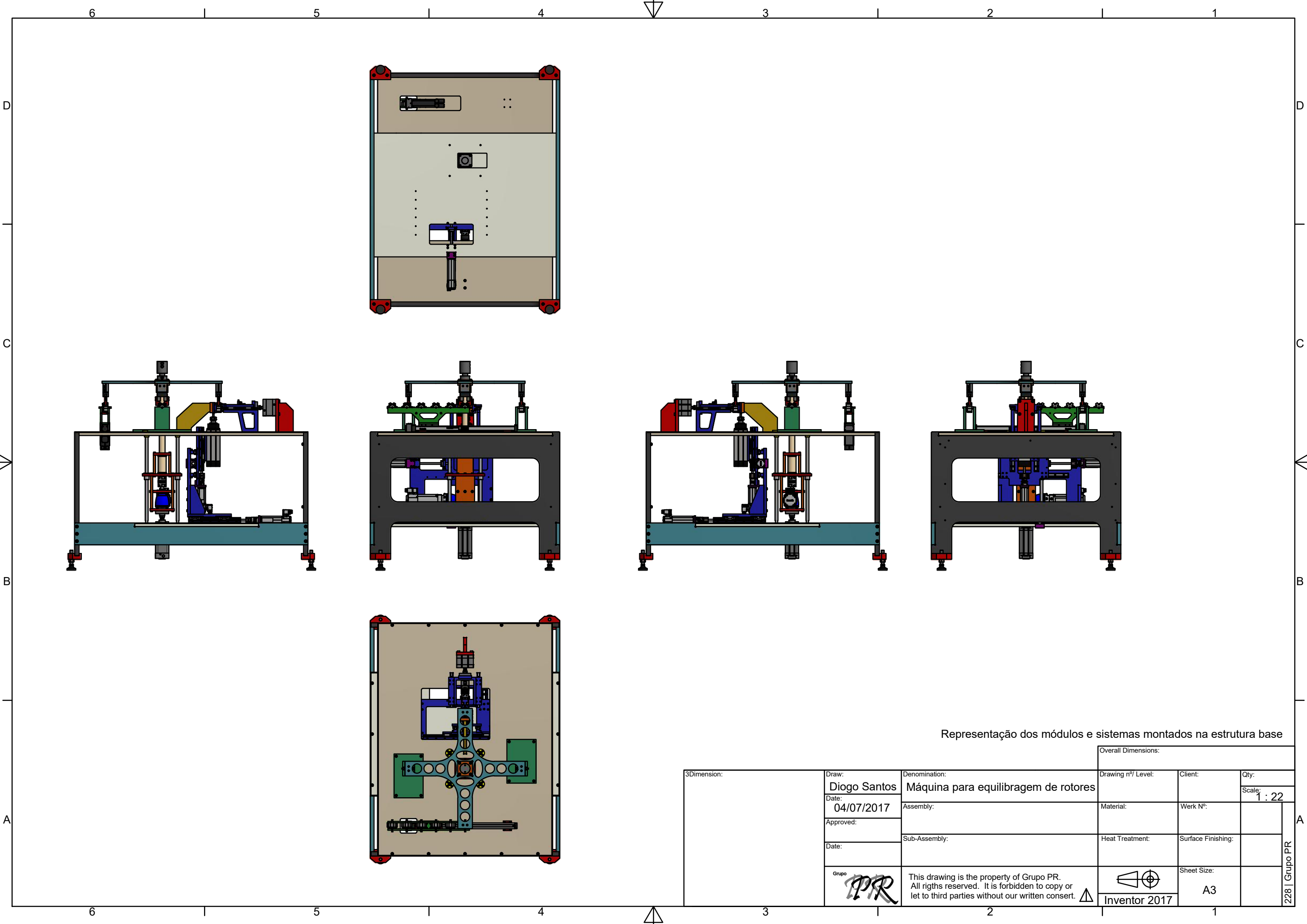
D

D

E

E

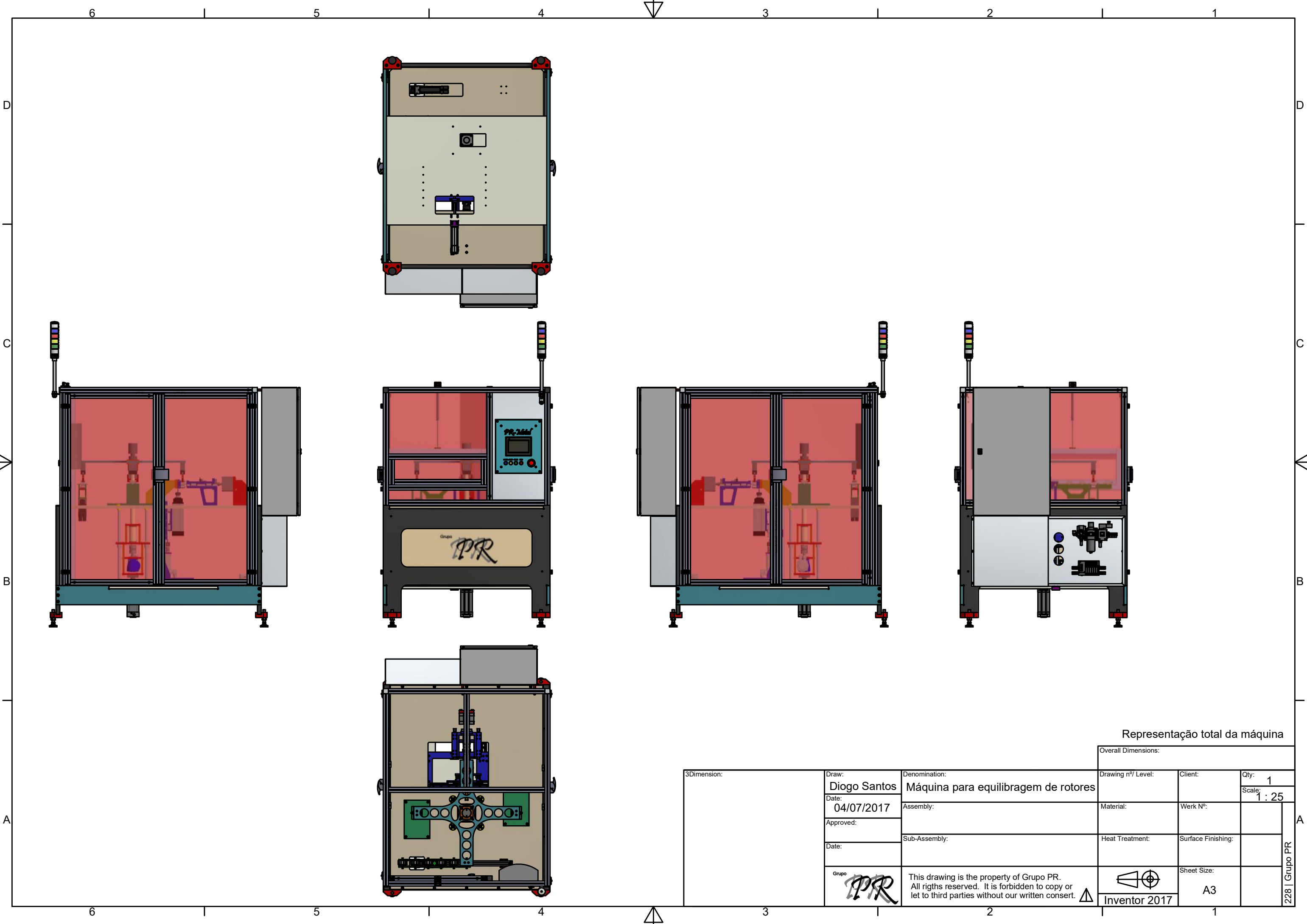
Anexo B.2 Estrutura geral + módulos e sistemas



Representação dos módulos e sistemas montados na estrutura base

3Dimension:	Draw:	Diogo Santos	Overall Dimensions:	
	Date:	04/07/2017	Drawing nº/ Level:	Client:
	Approved:		Material:	Werk Nº:
	Date:		Heat Treatment:	Surface Finishing:
Grupo		This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent.		Qty: Scale: 1 : 22
			Sheet Size:	A3

Anexo B.3 Representação total da máquina



Representação total da máquina

Overall Dimensions:

3Dimension:	Draw: Diogo Santos	Denomination: Máquina para equilibragem de rotores	Drawing nº/ Level:	Client:	Qty: 1
	Date: 04/07/2017	Assembly:	Material:	Werk Nº:	Scale: 1 : 25
	Approved:	Sub-Assembly:	Heat Treatment:	Surface Finishing:	
	Date:				
	Grupo PR	This drawing is the property of Grupo PR. All rights reserved. It is forbidden to copy or let to third parties without our written consent. ⚠	Inventor 2017	Sheet Size: A3	

Anexo C - Características de componentes utilizados

Anexo C.1 - Fresa de topo inteiriça GOMill™ GP

➤ G0mill™ GP General Purpose Solid Carbide End Mills • 4 Flute

Designed for roughing and finishing with one tool at a value price.

Primary Application

G0mill GP offers plunging, slotting, and profiling at high tool life on a wide range of workpiece materials. They are designed to provide high Metal Removal Rates (MRR) and to achieve good surface conditions at excellent cost-benefit ratio. A wide range of diameters and lengths are available with chamfered edge and ball nose as stocked standard.

- Roughing and finishing with one tool.
- Excellent cost-benefit ratio.
- Multilayer KC633M™ grades for high tool life.



Features and Benefits

Advanced Technology

- Roughing and finishing with one tool reduces tool changes and necessary tooling inventory.
- Eccentric relief increases edge stability resulting in higher tool life and better surface quality.
- Eccentric relief eases regrinding and reduces reconditioning cost.
- 4-flute design for high MRR and reduction of operating time.

Tailored Grades

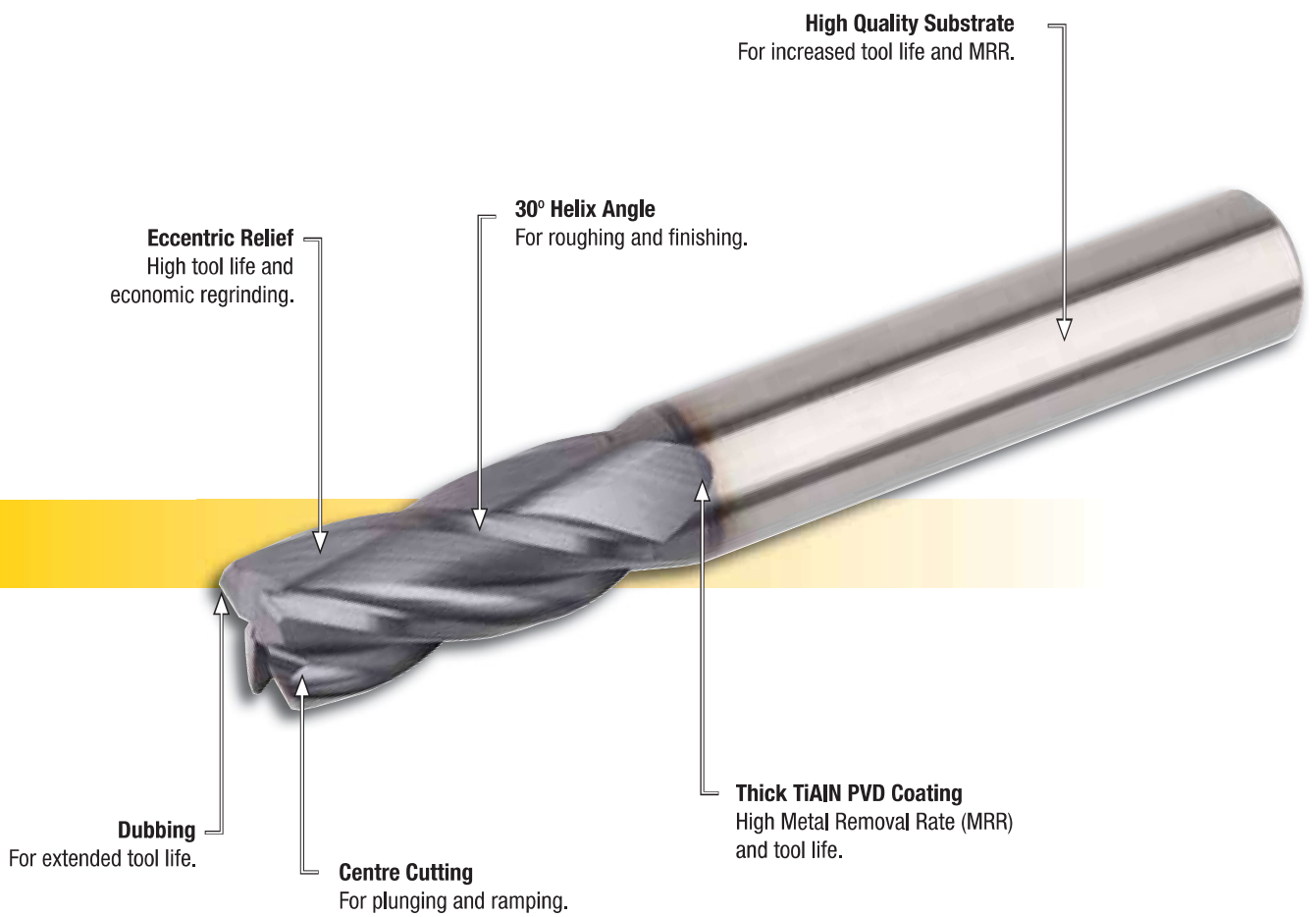
- Universal multilayer KC633M coating for cutting steel, cast iron, and stainless (wet).

Customisation

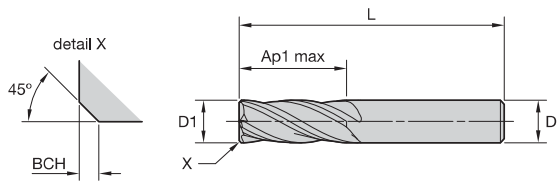
- Intermediate diameters available.
- Corner radii for near-end-shape operations available.

Extensive Standard Offering

- Diameter range 1–20mm.
- 4-flute tooling.
- Chamfered edge and ball nose as standard offering.



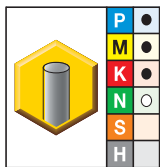
- Centre cutting.



End Mill Tolerances

D1	tolerance e8	D	tolerance h6 +/-
≤ 3	-0,014/-0,028	≤ 3	0/0,006
> 3-6	-0,020/-0,038	> 3-6	0/0,008
> 6-10	-0,025/-0,047	> 6-10	0/0,009
> 10-18	-0,032/-0,059	> 10-18	0/0,011
> 18-30	-0,040/-0,073	> 18-30	0/0,013

■ 4CH..DD • 4 Flute • Metric

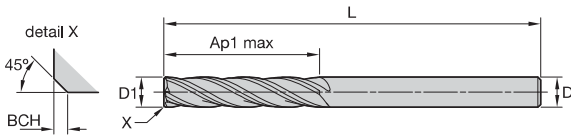


- first choice
- alternate choice

KC633M	D1	D	length of cut Ap1 max	length L	BCH
4CH0400DD011A	4,0	4	11,00	50	0,10
4CH0500DD013A	5,0	5	13,00	50	0,10
4CH0600DD013A	6,0	6	13,00	57	0,10
4CH0800DD019A	8,0	8	19,00	63	0,20
4CH1000DD022A	10,0	10	22,00	72	0,20
4CH1200DD026A	12,0	12	26,00	83	0,30
4CH1400DD026A	14,0	14	26,00	83	0,30
4CH1600DD032A	16,0	16	32,00	92	0,30
4CH1800DD032A	18,0	18	32,00	92	0,30
4CH2000DD038A	20,0	20	38,00	104	0,30

NOTE: For application data, please see page D72.

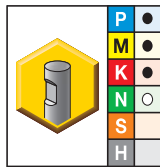
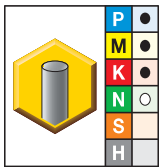
- Centre cutting.



End Mill Tolerances

D1	tolerance e8	D	tolerance h6 + / -
≤ 3	-0,014/-0,028	≤ 3	0/0,006
> 3-6	-0,020/-0,038	> 3-6	0/0,008
> 6-10	-0,025/-0,047	> 6-10	0/0,009
> 10-18	-0,032/-0,059	> 10-18	0/0,011
> 18-30	-0,040/-0,073	> 18-30	0/0,013

■ 4CH..MR-ML-MX • 4 Flute • Metric

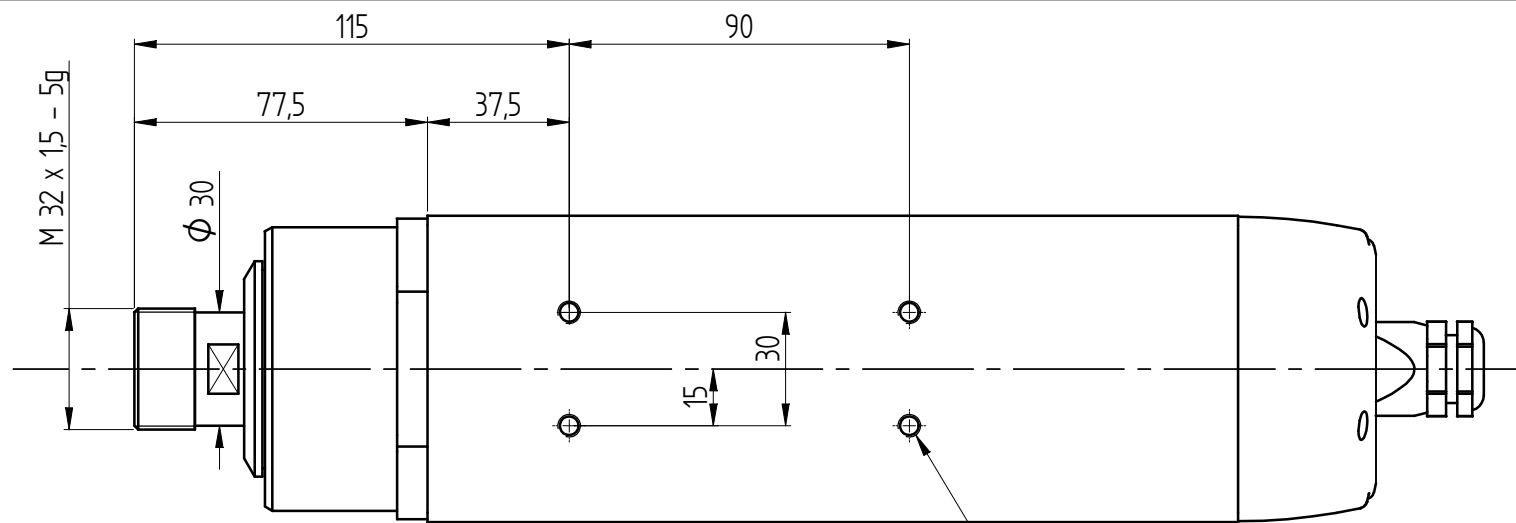


- first choice
- alternate choice

KC633M	KC633M	D1	D	length of cut Ap1 max	length L	BCH
4CH0200MR006A	—	2,0	3	6,30	38	—
4CH0300MR009A	—	3,0	3	9,50	38	—
4CH0300ML019A	—	3,0	3	19,00	63	—
4CH0300MX025A	—	3,0	3	25,00	75	—
4CH0400MR011A	—	4,0	4	11,00	50	0,10
4CH0400ML019A	—	4,0	4	19,00	63	0,10
4CH0400MX031A	—	4,0	4	31,00	75	0,10
4CH0500MR030A	—	5,0	5	30,00	75	0,10
4CH0600MR016A	—	6,0	6	16,00	50	0,10
4CH0600ML028A	—	6,0	6	28,00	75	0,10
4CH0600MX038A	—	6,0	6	38,00	100	0,10
4CH0800MR020A	—	8,0	8	20,00	50	0,20
4CH0800ML028A	—	8,0	8	28,00	75	0,20
4CH0800MX041A	—	8,0	8	41,00	100	0,20
4CH1000MR022A	—	10,0	10	22,00	72	0,20
4CH1000ML032A	—	10,0	10	32,00	89	0,20
4CH1000MX045A	—	10,0	10	45,00	100	0,20
4CH1200MR025A	4CH1200MR025B	12,0	12	25,00	89	0,30
4CH1200ML045A	4CH1200ML045B	12,0	12	45,00	100	0,30
4CH1200MX075A	4CH1200MX075B	12,0	12	75,00	150	0,30
4CH1400MR032A	4CH1400MR032B	14,0	14	32,00	83	0,30
4CH1400ML050A	4CH1400ML050B	14,0	14	50,00	100	0,30
4CH1400MX075A	4CH1400MX075B	14,0	14	75,00	150	0,30
4CH1600MR032A	4CH1600MR032B	16,0	16	32,00	92	0,30

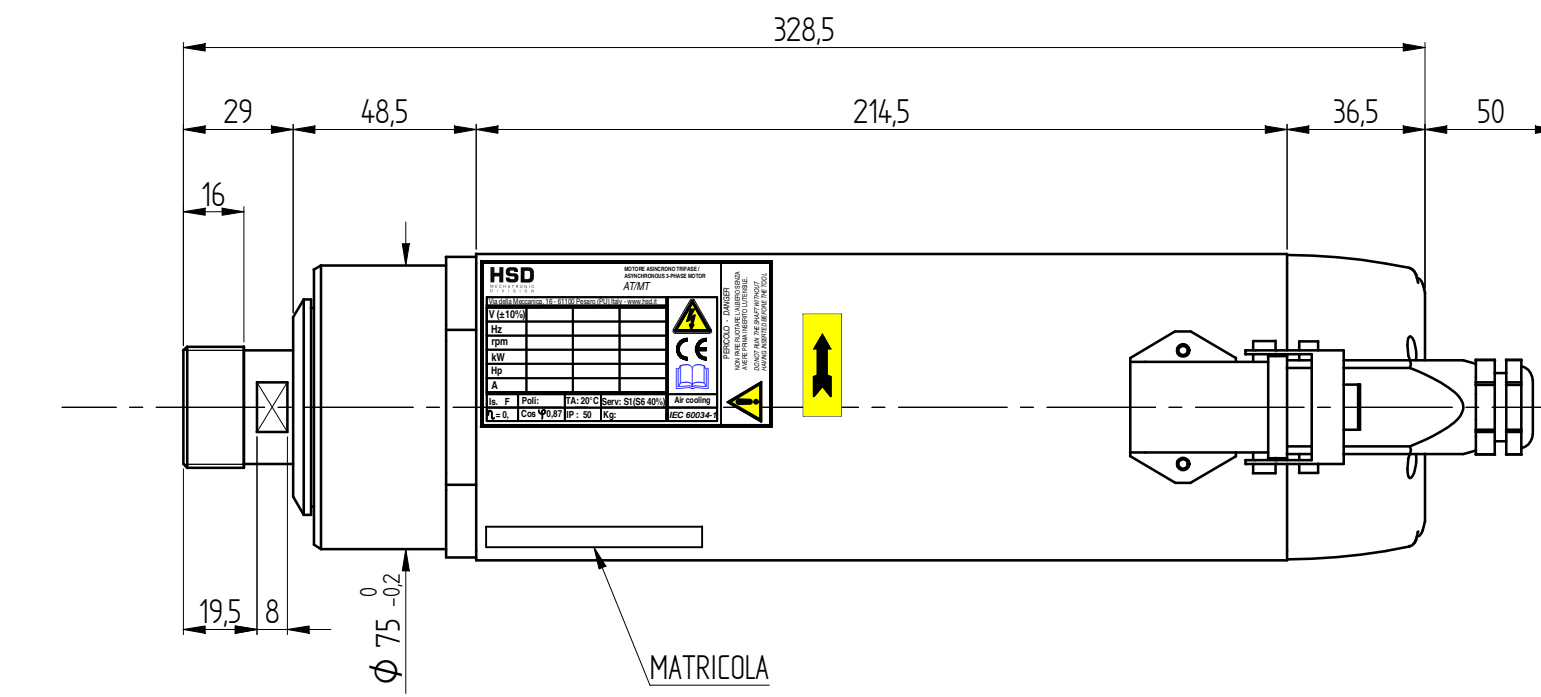
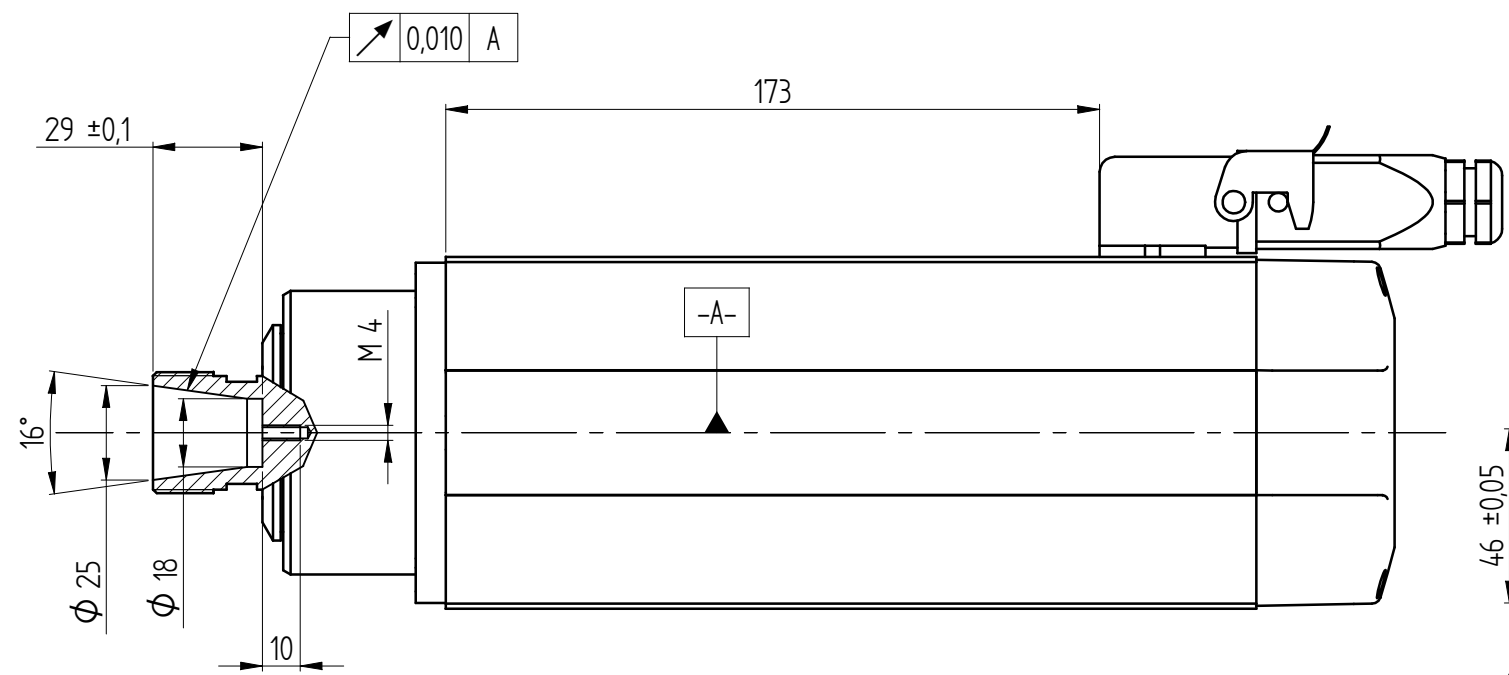
(continued)

Anexo C.2 - Motor spindle



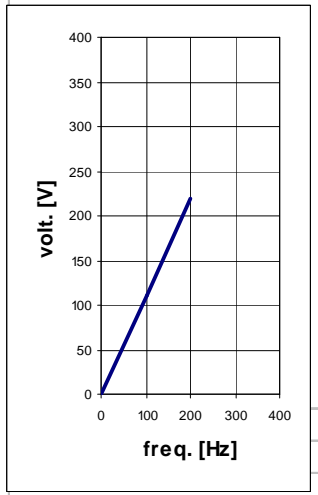
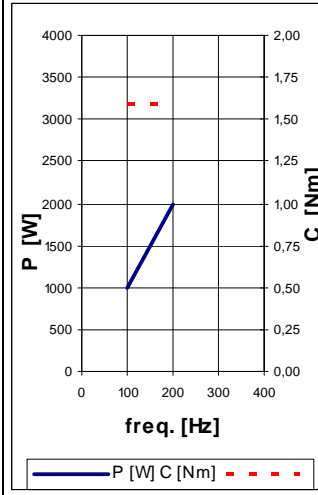
ATTACCO PINZA ER25
DIN 6499-C32

M6-6H per n°4 fori rullati
Prof.filetto = 6 mm
Prof. foro = 8mm
sm.0,5



DATI MOTORE E CURVE CARATTERISTICHE / PERFORMANCES AND MOTOR RATINGS

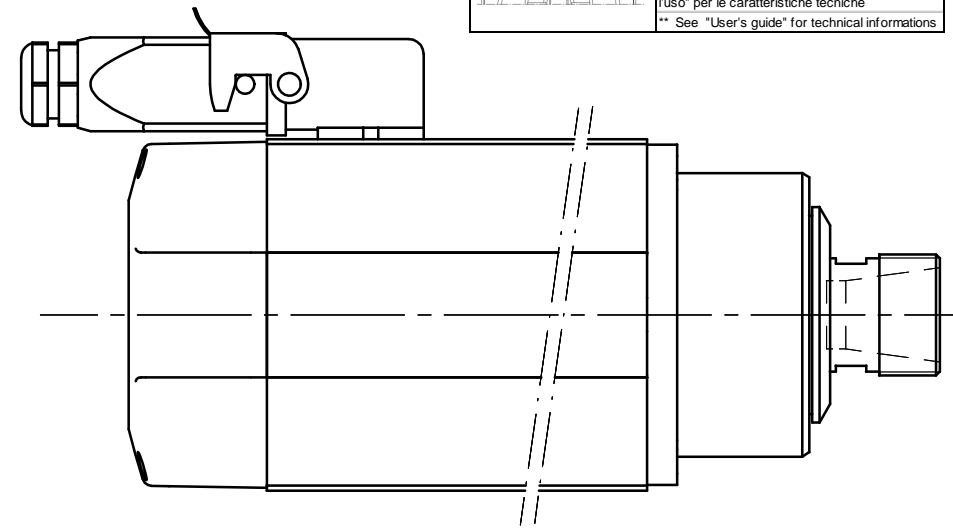
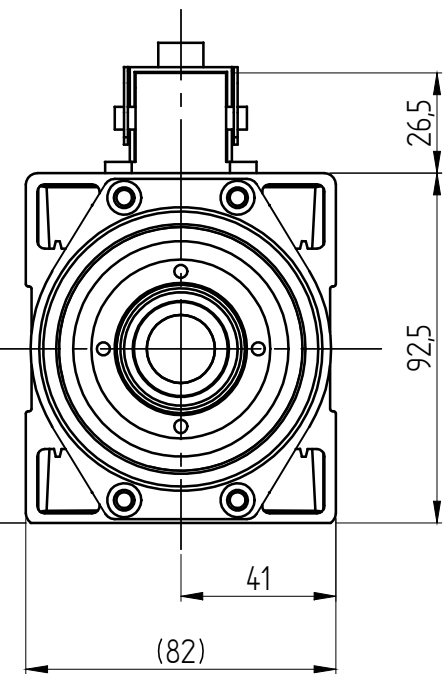
Tensione / Voltage	V ±10%	220		
Potenza resa / Output Power	kW	2 (2,4)		
Corrente nom. / Current	A	8,7 (10,4)		
Frequenza / Frequency	Hz	200		
rpm	rpm	12000		
Coppia nom. / Torque	Nm	1,59 (1,91)		
Cuscinetto Ant. / Front Bearing		cont.obliquo		
Cuscinetto Post. / Post. Bearing		radiale		
Rendimento / Efficiency	η		0,73	
Fattore di potenza / Power factor	cos φ		0,84	
Numero di poli / Poles			2	
Tipo di servizio / Service type			S1 (S6 40%)	
Classe di isolam. / Insulation class			F	
Raffreddamento / Cooling			Aria forzata	
Peso / Weight	Kg		8	
Grado IP / Type of Protection	IP		50	



CONNESSIONI ELETTRICHE / ELECTRIC CONNECTIONS

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

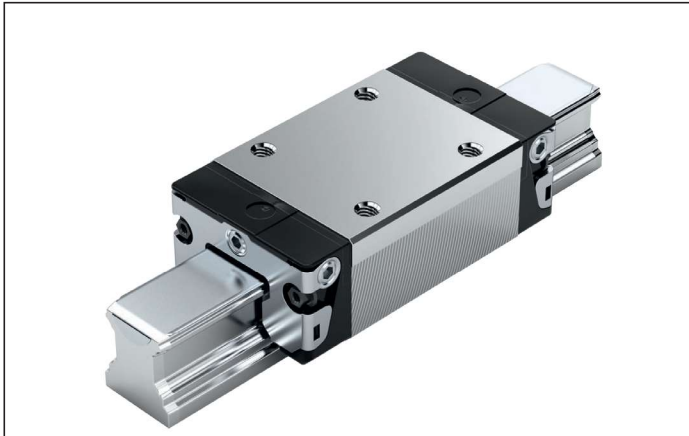
** Vedi "Manuale istruzioni ed avvertenze per l'uso" per le caratteristiche tecniche
** See "User's guide" for technical informations



2	DISEGNO NON MODIFICATO-Sincronizzazione con sistema gestionale	05/11/08	T.C.	
1	Aggiunta protezione termica	10/01/08	L.B.	
REV.	DESCRIZIONE REVISIONE	DATA	FIRMA	
	DISEGNATO	CONTROLLATO	APPROVATO	
DATA	18/12/06	18/12/06	SCALA: 1:2	QUOTE SENZA INDICAZIONE DI TOLLERANZA - LAVORAZIONI MECCANICHE: 22768-1f UNI-ISO 22768-2H - SALDOCARPENTERIE: -GETTI:
FIRMA	Pacchiardo	Franzoso	PESO: GREZZO DI: SOSTITUISCE:	
MATERIALE:				RIPRODUZIONE E/O DIFFUSIONE VIETATA
TRATTAMENTO TERMICO:				
RIVESTIMENTO SUPERFICIALE:				CODICE ARTICOLO: Y6162Y0015
DENOMINAZIONE:	MT1073-120-ER25-220V-DX-12/12000-2KW S1			

Anexo C.3 - Patim SNS

SNS – slimline, normal, standard height R1622 ... 2.



Dynamic characteristics

Travel speed: $v_{\max} = 5 \text{ m/s}$
 Acceleration: $a_{\max} = 500 \text{ m/s}^2$
 (If $F_{\text{comb}} > 2.8 \cdot F_{\text{pr}}$: $a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$)

Note on lubrication

► Pre-lubricated

Note

For all SNS/SNO ball guide rails.

Options and part numbers

Size	Ball runner block with size	Preload class				Accuracy class				Seal with ball runner blocks					
		C0	C1	C2	C3	N	H	P	XP	without ball chain			with ball chain		
										SS	LS ¹⁾	DS	SS	LS ¹⁾	DS
15	R1622 1	9				4	3	-	-	20	21	-	22	23	-
			1			4	3	2	8	20	21	-	22	23	-
				2		-	3	2	8	20	21	-	22	23	-
					3	-	-	-	8	20	21	-	22	23	-
20	R1622 8	9				4	3	-	-	20	21	-	22	23	-
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
				2		-	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
					3	-	-	-	8	20	21	2Z	22	23	2Y
25	R1622 2	9				4	3	-	-	20	21	-	22	23	-
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
				2		-	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
					3	-	-	-	8	20	21	2Z	22	23	2Y
30	R1622 7	9				4	3	-	-	20	21	-	22	23	-
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
				2		-	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
					3	-	-	-	8	20	21	2Z	22	23	2Y
35	R1622 3	9				4	3	-	-	20	21	-	22	23	-
			1			4	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
				2		-	3	2	8	20	21	2Z	22	23	2Y
					3	-	-	-	8	20	21	2Z	22	23	2Y
45	R1622 4	9				4	3	-	-	20	-	-	22	-	-
			1			4	3	2	8	20	-	2Z	22	-	2Y
				2		-	3	2	8	20	-	2Z	22	-	2Y
					3	-	-	-	8	20	-	2Z	22	-	2Y
e.g.	R1622 7		1				3			20					

1) With accuracy classes N and H and XP in preload class C1 only.

Order example

Options:

- SNS ball runner blocks
- Size 30
- Preload class C1
- Accuracy class H
- With standard seal, without ball chain

Part number:
R1622 713 20

Preload classes

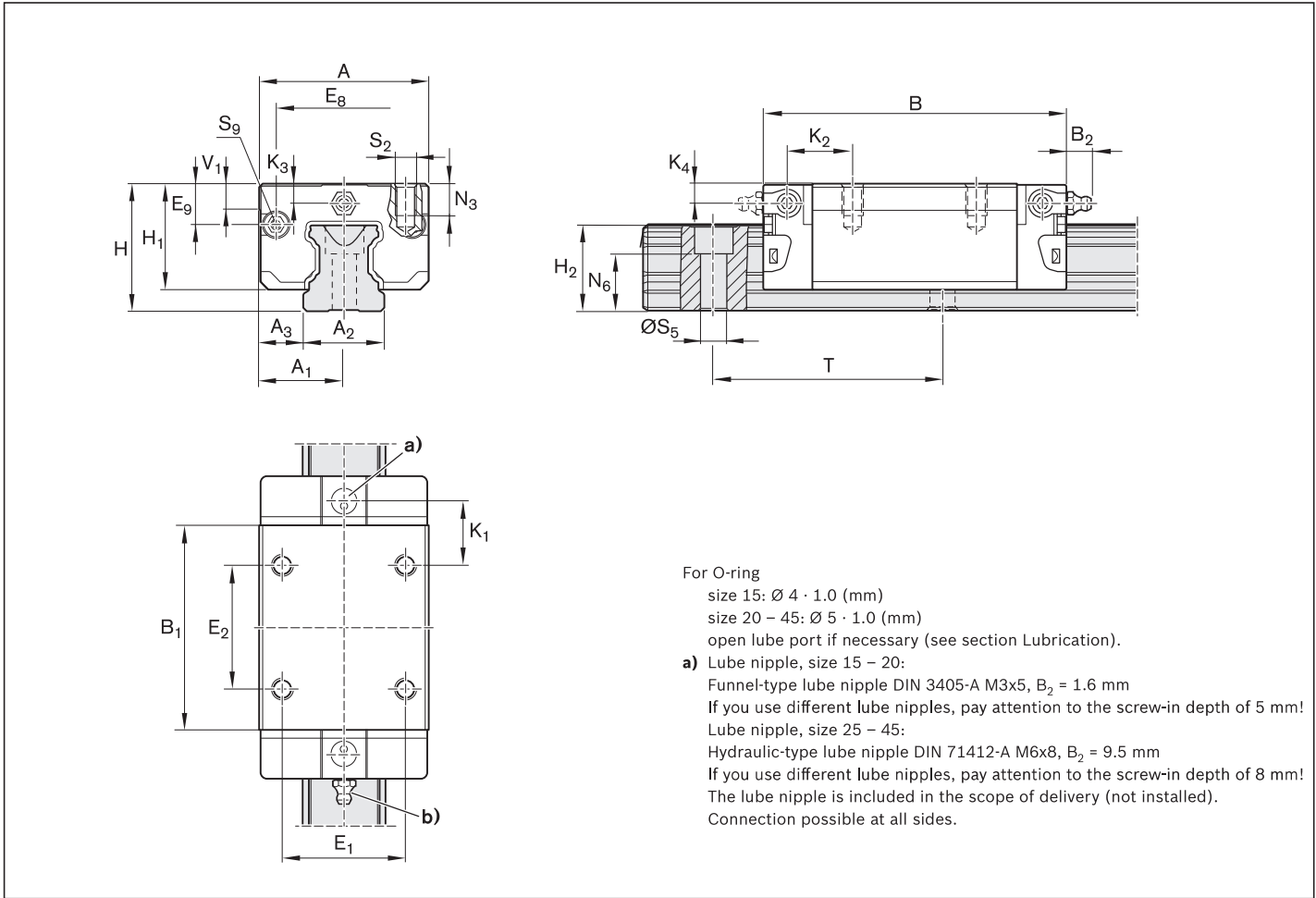
C0 = Without preload (clearance)
 C1 = Moderate preload
 C2 = Average preload
 C3 = High preload

Seals

SS = standard seal
 LS = low-friction seal
 DS = double-lipped seal


Key

Gray digits
 = No preferred variant/combination
 (Some delivery times may be longer)



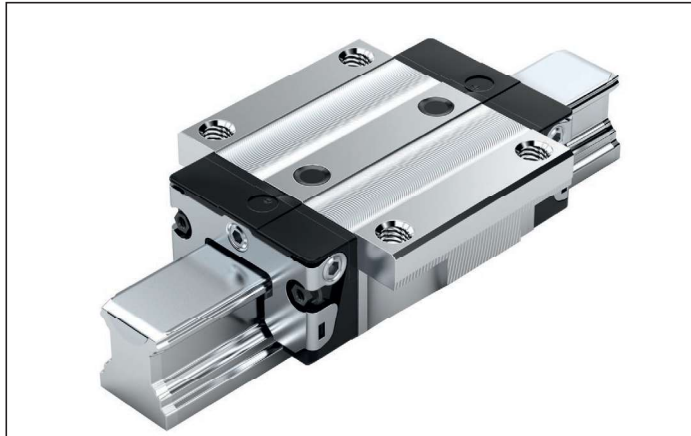
Size	Dimensions (mm)																	
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B ^{+0.5}	B ₁	E ₁	E ₂	E ₈	E ₉	H	H ₁	H ₂ ¹⁾	H ₂ ²⁾	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
15	34	17	15	9.5	58.2	39.2	26	26	24.55	6.70	24	19.90	16.30	16.20	10.00	11.60	3.20	3.20
20	44	22	20	12.0	75.0	49.6	32	36	32.50	7.30	30	25.35	20.75	20.55	13.80	13.80	3.35	3.35
25	48	24	23	12.5	86.2	57.8	35	35	38.30	11.50	36	29.90	24.45	24.25	17.45	18.60	5.50	5.50
30	60	30	28	16.0	97.7	67.4	40	40	48.40	14.60	42	35.35	28.55	28.35	20.00	21.70	6.05	6.05
35	70	35	34	18.0	110.5	77.0	50	50	58.00	17.35	48	40.40	32.15	31.85	20.50	22.00	6.90	6.90
45	86	43	45	20.5	137.6	97.0	60	60	69.80	20.90	60	50.30	40.15	39.85	27.30	29.30	8.20	8.20

Size	Dimensions (mm)								Weight (kg)	Load capacities ³⁾ (N)		Load moments ³⁾ (Nm)			
	N ₃	N ₆ ^{±0.5}	S ₂	S ₅	S ₉	T	V ₁	m		C	C ₀	M _t	M _{t0}	M _L	M _{L0}
15	6.0	10.3	M4	4.5	M2.5x3.5	60	5.0	0.15	9 860	12 700	95	120	68	87	
20	7.5	13.2	M5	6.0	M3x5	60	6.0	0.35	23 400	29 800	300	380	200	260	
25	9.0	15.2	M6	7.0	M3x5	60	7.5	0.50	28 600	35 900	410	510	290	360	
30	12.0	17.0	M8	9.0	M3x5	80	7.0	0.85	36 500	48 100	630	830	440	580	
35	13.0	20.5	M8	9.0	M3x5	80	8.0	1.25	51 800	80 900	1 110	1 740	720	1 130	
45	18.0	23.5	M10	14.0	M4x7	105	10.0	2.40	86 400	132 000	2 330	3 560	1 540	2 350	

- 1) Dimension H₂ with cover strip
 - 2) Dimension H₂ without cover strip
 - 3) Load capacities and load moments for ball runner blocks **without** ball chain. Load capacities and load moments for ball runner blocks **with** ball chain.  12
- Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100,000 m travel life according to DIN ISO14728-1. Often only 50,000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values **C**, **M_t** and **M_L** by 1.26 according to the table.

Anexo C.4 - Patim FNS

FNS – Flange, normal, standard height R1651 ... 2.



Dynamic characteristics

Travel speed: $v_{\max} = 5 \text{ m/s}$

Acceleration: $a_{\max} = 500 \text{ m/s}^2$

(If $F_{\text{comb}} > 2.8 \cdot F_{\text{pr}}$: $a_{\max} = 50 \text{ m/s}^2$)

Note on lubrication

► Pre-lubricated

Note

For all SNS/SNO ball guide rails.

Options and part numbers

Size	Ball runner block with size	Preload class				Accuracy class						Seal with ball runner blocks						
		C0	C1	C2	C3	N	H	P	XP	SP	UP	without ball chain			with ball chain			
												SS	LS ¹⁾	DS	SS	LS ¹⁾	DS	
15	R1651 1	9				4	3	-	-	-	-	20	21	-	22	23	-	-
			1			4	3	2	8	1	9	20	21	-	22	23	-	-
				2		-	3	2	8	1	9	20	21	-	22	23	-	-
					3	-	-	-	8	1	9	20	21	-	22	23	-	-
20	R1651 8	9				4	3	-	-	-	-	20	21	-	22	23	-	-
			1			4	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
				2		-	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
					3	-	-	-	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
25	R1651 2	9				4	3	-	-	-	-	20	21	-	22	23	-	-
			1			4	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
				2		-	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
					3	-	-	-	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
30	R1651 7	9				4	3	-	-	-	-	20	21	-	22	23	-	-
			1			4	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
				2		-	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
					3	-	-	-	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
35	R1651 3	9				4	3	-	-	-	-	20	21	-	22	23	-	-
			1			4	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
				2		-	3	2	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
					3	-	-	-	8	1	9	20	21	2Z	22	23	2Y	-
45	R1651 4	9				4	3	-	-	-	-	20	-	-	22	-	-	-
			1			4	3	2	8	1	9	20	-	2Z	22	-	2Y	-
				2		-	3	2	8	1	9	20	-	2Z	22	-	2Y	-
					3	-	-	-	8	1	9	20	-	2Z	22	-	2Y	-
e.g.	R1651 7		1				3					20						

1) With accuracy classes N and H and XP in preload class C1 only.

Order example

Options:

- FNS ball runner block
- Size 30
- Preload class C1
- Accuracy class H
- With standard seal, without ball chain

Part number:

R1651 713 20

Preload classes

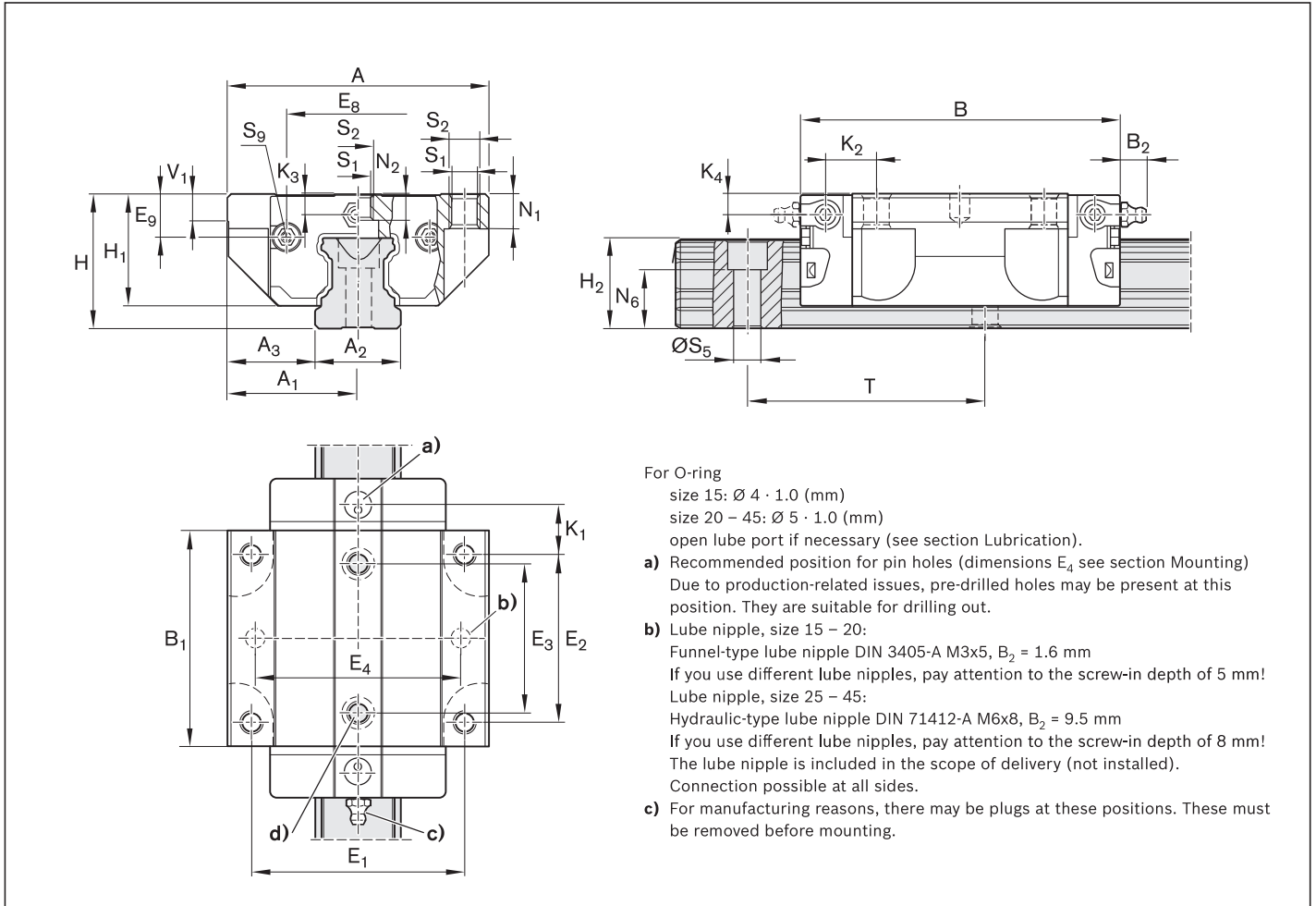
C0 = Without preload (clearance)
 C1 = Moderate preload
 C2 = Average preload
 C3 = High preload

Seals

SS = standard seal
 LS = low-friction seal
 DS = double-lipped seal

Key

Gray digits = No preferred variant/combination
 (Some delivery times may be longer)



Size	Dimensions (mm)																		
	A	A ₁	A ₂	A ₃	B ^{+0.5}	B ₁	E ₁	E ₂	E ₃	E ₈	E ₉	H	H ₁	H ₂ ¹⁾	H ₂ ²⁾	K ₁	K ₂	K ₃	K ₄
15	47	23.5	15	16.0	58.2	39.2	38	30	26	24.55	6.70	24	19.90	16.30	16.20	8.00	9.6	3.20	3.20
20	63	31.5	20	21.5	75.0	49.6	53	40	35	32.50	7.30	30	25.35	20.75	20.55	11.80	11.8	3.35	3.35
25	70	35.0	23	23.5	86.2	57.8	57	45	40	38.30	11.50	36	29.90	24.45	24.25	12.45	13.6	5.50	5.50
30	90	45.0	28	31.0	97.7	67.4	72	52	44	48.40	14.60	42	35.35	28.55	28.35	14.00	15.7	6.05	6.05
35	100	50.0	34	33.0	110.5	77.0	82	62	52	58.00	17.35	48	40.40	32.15	31.85	14.50	16.0	6.90	6.90
45	120	60.0	45	37.5	137.6	97.0	100	80	60	69.80	20.90	60	50.30	40.15	39.85	17.30	19.3	8.20	8.20

Size	Dimensions (mm)										Weight (kg)	Load capacities ³⁾ (N)		Load moments ³⁾ (Nm)			
	N ₁	N ₂	N ₆ ^{±0.5}	S ₁	S ₂	S ₅	S ₉	T	V ₁	m		C	C ₀	M _t	M _{t0}	M _L	M _{L0}
15	5.2	4.40	10.3	4.3	M5	4.5	M2.5x3.5	60	5.0	0.20	9 860	12 700	95	120	68	87	
20	7.7	5.20	13.2	5.3	M6	6.0	M3x5	60	6.0	0.45	23 400	29 800	300	380	200	260	
25	9.3	7.00	15.2	6.7	M8	7.0	M3x5	60	7.5	0.65	28 600	35 900	410	510	290	360	
30	11.0	7.90	17.0	8.5	M10	9.0	M3x5	80	7.0	1.10	36 500	48 100	630	830	440	580	
35	12.0	10.15	20.5	8.5	M10	9.0	M3x5	80	8.0	1.60	51 800	80 900	1 110	1 740	720	1 130	
45	15.0	12.40	23.5	10.4	M12	14.0	M4x7	105	10.0	3.00	86 400	132 000	2 330	3 560	1 540	2 350	

- 1) Dimension H₂ with cover strip
 - 2) Dimension H₂ without cover strip
 - 3) Load capacities and load moments for ball runner blocks **without** ball chain. Load capacities and load moments for ball runner blocks **with** ball chain 12
- Determination of the dynamic load capacities and load moments is based on a 100,000 m travel life according to DIN ISO14728-1. Often only 50,000 m are actually stipulated. For comparison: Multiply values **C**, **M_t** and **M_L** by 1.26 according to the table.

Anexo C.5 - Porca de esferas FEM-E-S

Single nut with flange FEM-E-S

Rexroth connection dimensions

With seals
Preload class: C0, C00, C1
Tolerance grade: T5, T7, T9

d_0 = nominal diameter
 P = lead (R = right-hand)
 D_w = ball diameter
 i = number of ball track turns

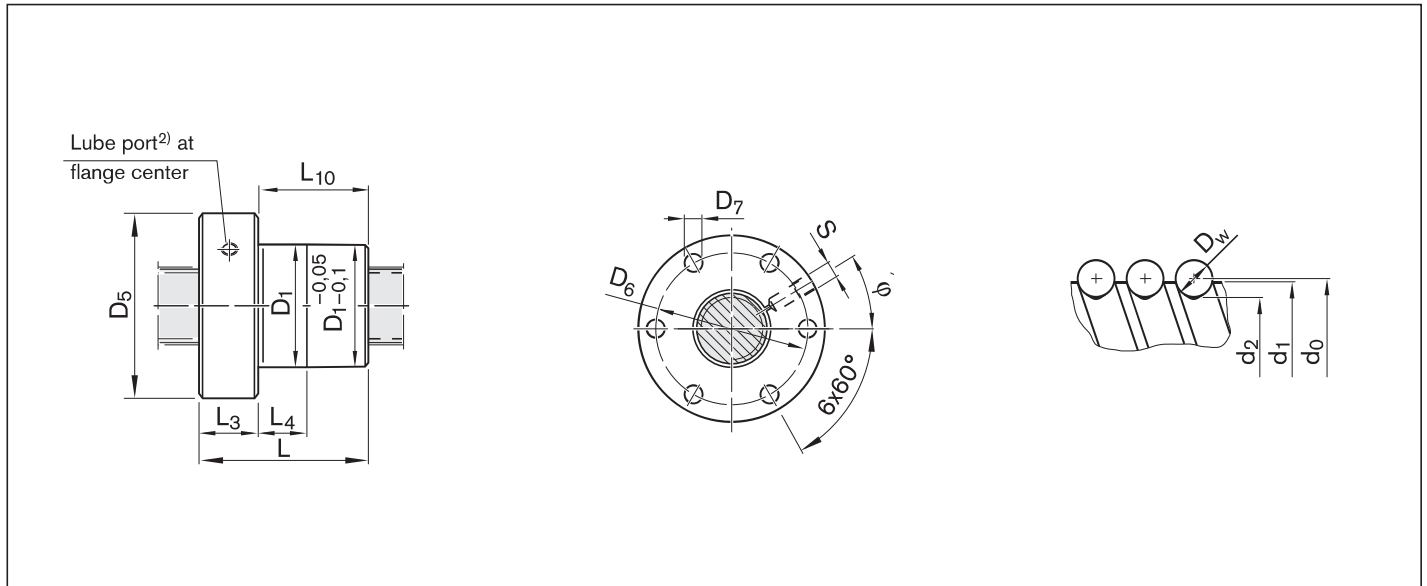


Ordering data:

BASA	12 x 5R x 2	FEM-E-S - 3	00	1	1	T7	R	81K060	41K060	250	0	1
------	-------------	-------------	----	---	---	----	---	--------	--------	-----	---	---

Category	Size $d_0 \times P \times D_w - i$	Part number	Load ratings ²⁾		Linear speed ¹⁾	
			dyn. C (N)	stat. C ₀ (N)	v_{max} (m/min)	
C	8 x 2.5R x 1.588 - 3	R1532 230 03	2,640	2,800		15
B	12 x 5R x 2 - 3	R1532 460 23	4,560	5,800		30
B	12 x 10R x 2 - 2	R1532 490 13	3,000	3,600		60

1) See "Characteristic speed $d_0 \cdot n$ " on page 141 and "Critical speed n_{cr} " on page 176
2) The load ratings are valid for tolerance grade T5 only.
For other tolerance grades, please take into account the correction factor f_{ac} on page 141.



Size	(mm)											Mass	
	d_1	d_2	D_1 g6	D_5	D_6	D_7	L	L_3	L_4	L_{10}	$S^3)$	φ (°)	m (kg)
8 x 2.5R x 1.588 - 3	7.5	6.3	16	30	23	3.4	16	8	8.0	8	Ø4	30.0	0.05
12 x 5R x 2 - 3	11.4	9.9	24	40	32	4.5	28	12	10.0	16	M6	330.0	0.12
12 x 10R x 2 - 2	11.4	9.9	24	40	32	4.5	33	12	16.0	21	M6	330.0	0.14

3) Lube port machining: flat surface $L_3 \leq 15$ mm, for size 8 x 2.5 a DIN 3405 funnel-type lube nipple is provided.

Anexo C.6 - Chumaceiras SEB-F e SEB-L

Pillow Block Unit SEB-F assembly

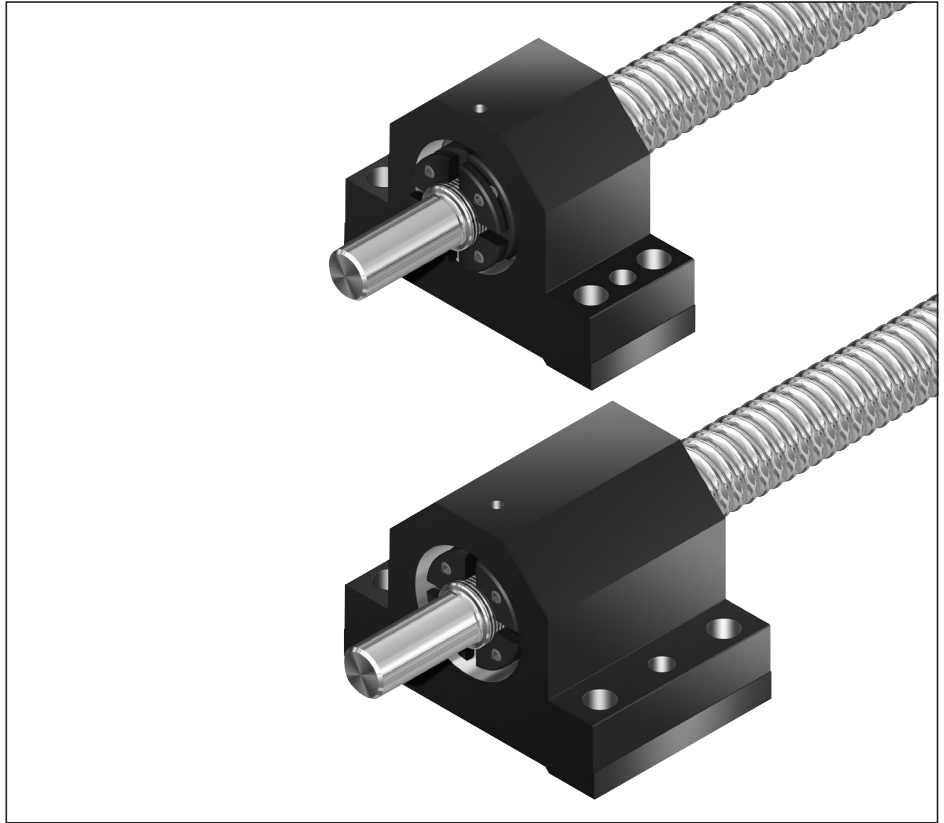
Fixed bearing with angular-contact thrust ball bearing LGN-B-... LGN-C-...

The pillow block unit consists of:

- Precision pillow block housing made of steel with reference edges on both sides
- Angular-contact thrust ball bearing LGN
- Slotted nut NMA or NMZ
- Ring nut GWR

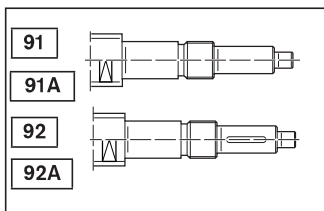
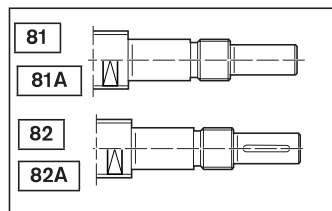
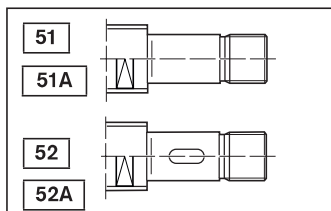
The slotted nut is delivered unmounted.

Separate technical dimensioning to determine the limit values is absolutely necessary for all attachments (e.g. pillow block units, bearing assembly, etc.)

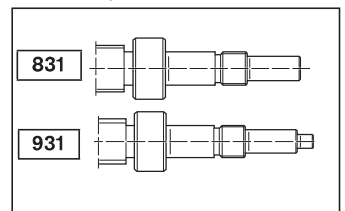


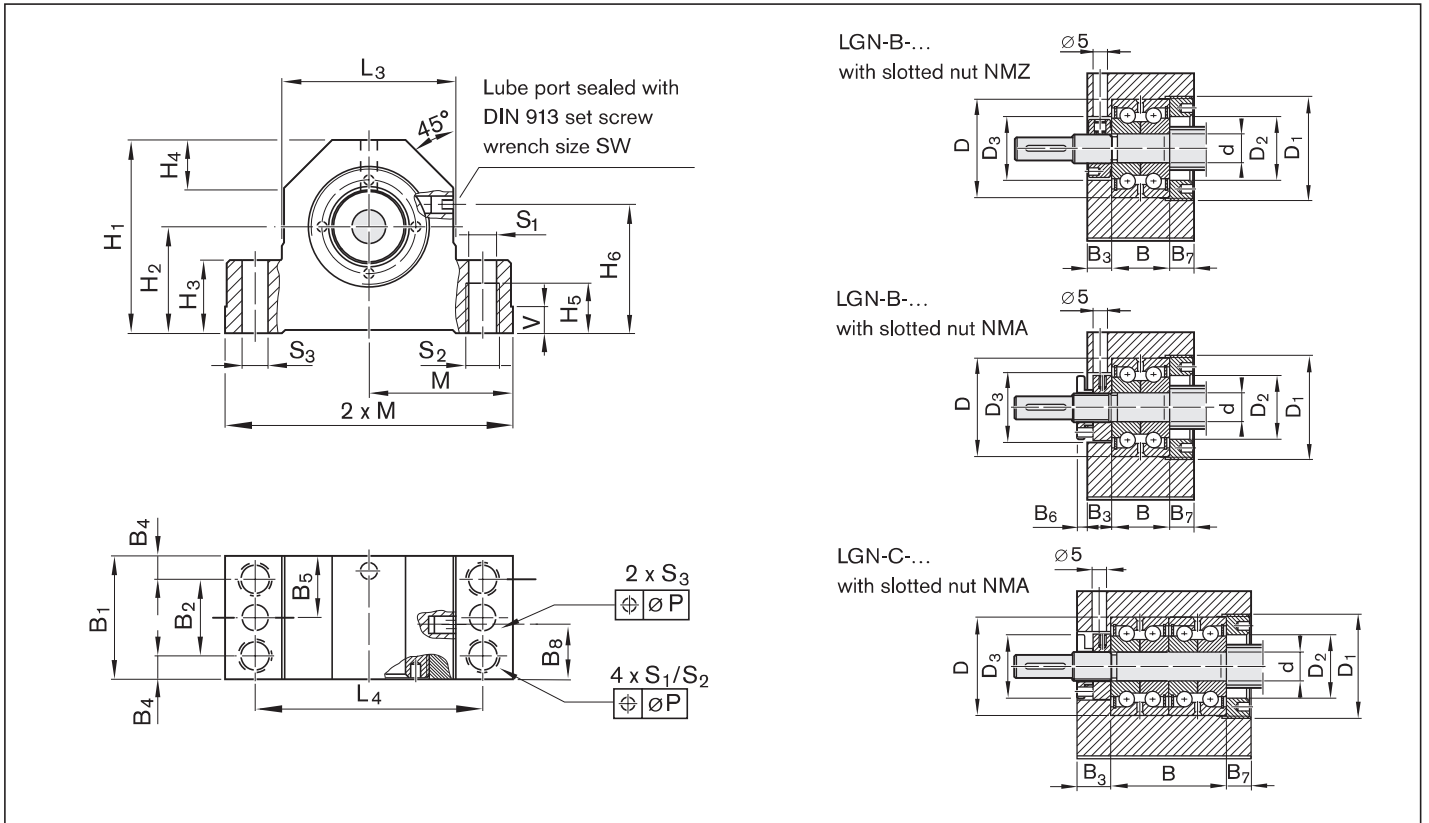
Size $d_0 \times P$	Complete pillow block Part number	Angular-contact thrust ball bearing					Slotted nut M_A (Nm)	Weight complete (kg)		
		Load ratings (axial)		Dimensions (mm)					Abbreviation	
		dyn. C (N)	stat. C_0 (N)	d	D	B				
6 x 1/2	R1591 106 00	6,900	8,500	6	24	15	LGN-B-0624	2.0	NMZ 6x0,5	0.38
8 x 1/2/2.5	R1591 106 00	6,900	8,500	6	24	15	LGN-B-0624	2.0	NMZ 6x0,5	0.38
12 x 2/5/10	R1591 106 20	6,900	8,500	6	24	15	LGN-B-0624	2.0	NMZ 6x0,5	0.38
16 x 5/10/16	R1591 110 20	13,400	18,800	10	34	20	LGN-B-1034	6.0	NMZ 10x1	0.87
20 x 5/10/20/40	R1591 112 20	17,000	24,700	12	42	25	LGN-B-1242	8.0	NMZ 12x1	1.12
25 x 5/10/25	R1591 117 20	18,800	31,000	17	47	25	LGN-B-1747	15.0	NMZ 17x1	1.65
25 x 5/10/25	R1591 117 30	18,800	31,000	17	47	25	LGN-B-1747	15.0	NMA 17x1	1.69
32 x 5/10/20/32/64	R1591 120 20	26,000	47,000	20	52	28	LGN-B-2052	18.0	NMA 20x1	1.93
32 x 5/10/20/32/64	R1591 120 30	26,000	47,000	20	52	28	LGN-B-2052	18.0	NMA 20x1	2.03
40 x 10/12/16/20/40	R1591 225 30	44,500	111,000	25	57	56	LGN-C-2557	25.0	NMA 25x1,5	5.13
40 x 5	R1591 130 20	29,000	64,000	30	62	28	LGN-B-3062	32.0	NMA 30x1,5	2.64
40 x 5	R1591 130 30	29,000	64,000	30	62	28	LGN-B-3062	32.0	NMA 30x1,5	2.77
50 x 5	R1591 135 30	41,000	89,000	35	72	34	LGN-B-3572	40.0	NMA 35x1,5	4.66
50 x 10/12/16/20/25/40	R1591 230 30	47,500	127,000	30	62	56	LGN-C-3062	32.0	NMA 30x1,5	7.04
63 x 10/20/40	R1591 140 30	72,000	149,000	40	90	46	LGN-A-4090	55.0	NMA 40x1,5	10.49
80 x 10/20	R1591 150 30	113,000	250,000	50	110	54	LGN-A-50110	85.0	NMA 50x1,5	15.61

Suitable for screw ends: Form



For screws 8 x 1/2/2.5:
Form 831, 931





Size	(mm)																										
	M	L ₃	L ₄	H ₁	H ₂	H ₃	H ₄	H ₅	H ₆	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	B ₅	B ₆	B ₇	B ₈	V	S ₁	S ₂	S ₃	SW	D ₁	D ₂	D ₃	P	
d ₀ x P	js7				±0.02														H12								
6 x 1/2	31.0	38	50	34	18	13	8	9	22	32	16	8.5	8.0	16.0	-	8.5	16.0	6	5.3	M6	3.7	3	M26x1.5	16.5	18	0.10	
8 x 1/2/2.5	31.0	38	50	34	18	13	8	9	22	32	16	8.5	8.0	16.0	-	8.5	16.0	6	5.3	M6	3.7	3	M26x1.5	16.5	18	0.10	
12 x 2/5/10	31.0	38	50	41	22	13	8	9	22	32	16	8.5	8.0	16.0	-	8.5	16.0	6	5.3	M6	3.7	3	M26x1.5	16.5	18	0.10	
16 x 5/10/16	43.0	52	68	58	32	22	14	15	37	37	23	8.5	7.0	18.5	-	8.5	18.5	8	8.4	M10	7.7	4	M36x1.5	22.0	27	0.15	
20 x 5/10/20/40	47.0	60	77	64	34	22	16	15	40	42	25	8.5	8.5	21.0	-	8.5	21.0	8	8.4	M10	7.7	4	M45x1.5	28.0	32	0.15	
25 x 5/10/25	54.0	66	88	72	39	27	18	18	45	46	29	10.5	8.5	23.0	-	10.5	23.0	10	10.5	M12	9.7	4	M50x1.5	31.0	36	0.20	
25 x 5/10/25	54.0	66	88	72	39	27	18	18	45	46	29	10.5	8.5	23.0	7.5	10.5	23.0	10	10.5	M12	9.7	4	M50x1.5	31.0	36	0.20	
32 x 5/10/20/32/64	56.0	70	92	77	42	27	19	18	48	49	29	10.5	10.0	24.5	-	10.5	24.5	10	10.5	M12	9.7	4	M55x1.5	36.0	42	0.20	
32 x 5/10/20/32/64	56.0	70	92	77	42	27	19	18	48	49	29	10.5	10.0	24.5	7.5	10.5	24.5	10	10.5	M12	9.7	4	M55x1.5	36.0	42	0.20	
40 x 10/12/16/20/40	63.0	80	105	98	58	32	23	21	64	89	62	20.5	13.5	44.5	-	12.5	54.5	12	12.6	M14	9.7	4	M62x1.5	43.0	48	0.20	
40 x 5	63.0	80	105	90	50	32	22	21	56	53	32	12.5	10.5	26.5	-	12.5	26.5	12	12.6	M14	9.7	4	M65x1.5	47.0	53	0.20	
40 x 5	63.0	80	105	90	50	32	22	21	56	53	32	12.5	10.5	26.5	7.5	12.5	26.5	12	12.6	M14	9.7	4	M65x1.5	47.0	53	0.20	
50 x 5	72.0	92	118	105	58	38	25	22	63	70	43	20.5	13.5	35.0	-	15.5	32.5	12	12.5	M14	9.7	4	M78x2	54.0	60	0.20	
50 x 10/12/16/20/25/40	72.0	92	118	112	65	38	25	22	70	92	65	20.5	13.5	46.0	-	15.5	57.5	12	12.5	M14	9.7	4	M78x2	54.0	53	0.20	
63 x 10/20/40	95.0	130	160	138	73	50	35	22	78	85	58	22.5	13.5	42.5	-	16.5	39.5	16	12.5	M14	9.7	4	M95x2	68.0	72	0.20	
80 x 10/20	102.5	145	175	165	93	50	40	36	98	98	58	25.5	20.0	49.0	-	18.5	45.5	16	17.3	M20	11.7	4	M115x2	85.0	90	0.20	

Pillow Block Unit SEB-L assembly

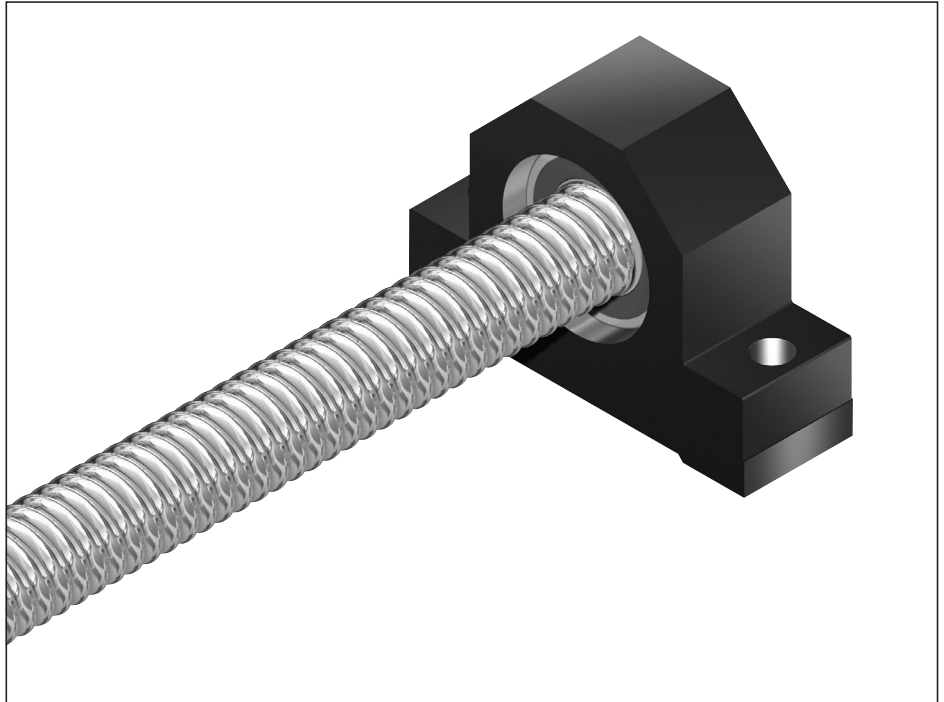
Floating bearing with DIN 625 deep-groove ball bearing

The pillow block unit consists of:

- Precision pillow block housing made of steel with reference edge on one side
- Deep-groove ball bearing as per DIN 625
- Retaining ring DIN 471
- Cover

All parts are delivered unmounted.

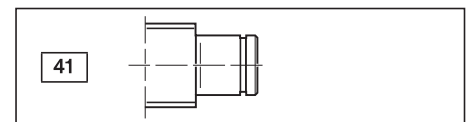
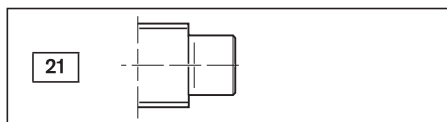
Separate technical dimensioning to determine the limit values is absolutely necessary for all attachments (e.g. pillow block units, bearing assembly, etc.)

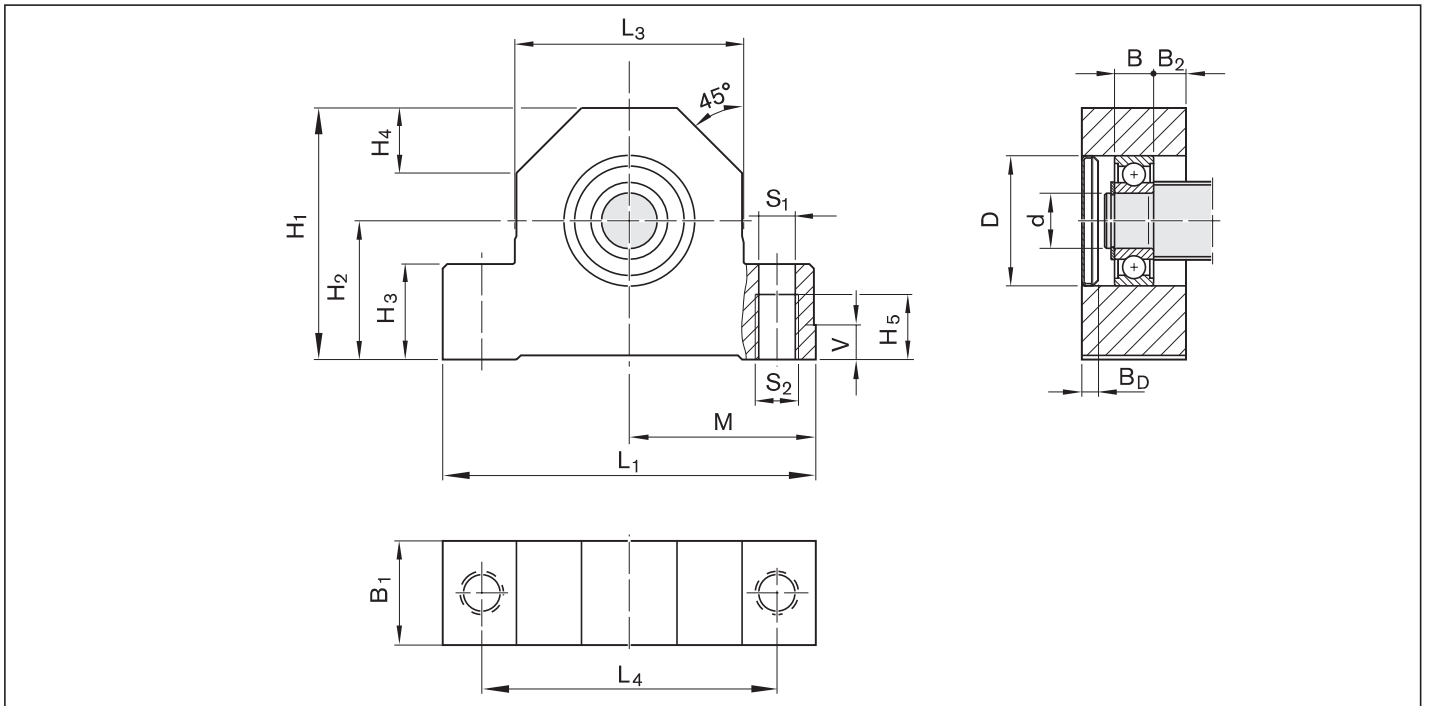


Size $d_0 \times P$	Complete pillow block Part number	Deep-groove ball bearing as per DIN 625 Load ratings (radial) (mm)					Designation DIN 625...	Retaining ring as per DIN 471	Weight complete (kg)
		dyn. C (N)	stat. C ₀ (N)	d	D	B			
8 x 1/2/2.5	R1591 605 00	1,900	590	5	16	5	625.2RS	5x0.6	0.14
12 x 2/5/10	R1591 606 20	2,450	900	6	19	6	626.2RS	6x0.7	0.18
16 x 5/10/16	R1591 610 20	6,000	2,240	10	30	9	6200.2RS	10x1	0.54
20 x 5/10/20/40	R1591 612 20	6,950	2,650	12	32	10	6201.2RS	12x1	0.73
25 x 5/10/25	R1591 617 20	9,500	4,150	17	40	12	6203.2RS	17x1	0.96
32 x 5/10/20/32/64	R1591 620 20	12,700	5,700	20	47	14	6204.2RS	20x1.2	1.24
40 x 5	R1591 630 20	19,300	9,800	30	62	16	6206.2RS	30x1.5	1.66
40 x 10/12/16/20/40	R1591 630 10	19,300	9,800	30	62	16	6206.2RS	30x1.5	1.82
50 x 5 ¹⁾	R1591 635 10	25,500	13,200	35	72	17	6207.2RS	35x1.5	2.66
50 x 10/12/16/20/25/40 ¹⁾	R1591 635 20	25,500	13,200	35	72	17	6207.2RS	35x1.5	2.87
63 x 10/20/40 ¹⁾	R1591 650 20	36,500	20,800	50	90	20	6210.2RS	50x2	5.39
80 x 10/20 ¹⁾	R1591 660 20	52,000	31,000	60	110	22	6212.2RS	60x2	7.09

1) without cover

Suitable for screw ends: Form





Size	(mm)														
	L ₁	L ₃	L ₄	H ₁	H ₂ ±0.02	H ₃	H ₄	H ₅	B ₁	B ₂	M js7	V	S ₁ H12	S ₂	Cover B _D
d ₀ x P															
8 x 1/2/2.5	62	38	50	34	18	13	11	9	13	4.0	31.0	6	5.3	M6	2.6
12 x 2/5/10	62	38	50	41	22	13	11	9	15	4.5	31.0	6	5.3	M6	2.6
16 x 5/10/16	86	52	68	58	32	22	15	15	24	7.5	43.0	8	8.4	M10	3.8
20 x 5/10/20/40	94	60	77	64	34	22	17	15	26	8.0	47.0	8	8.4	M10	3.8
25 x 5/10/25	108	66	88	72	39	27	19	18	28	8.0	54.0	10	10.5	M12	3.7
32 x 5/10/20/32/64	112	70	92	77	42	27	20	18	34	10.0	56.0	10	10.5	M12	4.8
40 x 5	126	80	105	90	50	32	23	21	38	11.0	63.0	12	12.6	M14	4.5
40 x 10/12/16/20/40	126	80	105	98	58	32	23	21	38	11.0	63.0	12	12.6	M14	4.5
50 x 5	144	92	118	105	58	38	25	22	41	12.0	72.0	12	12.5	M14	-
50 x 10/12/16/20/25/40	144	92	118	112	65	38	25	22	41	12.0	72.0	12	12.5	M14	-
63 x 10/20/40	190	130	160	138	73	50	35	22	46	13.0	95.0	16	12.5	M14	-
80 x 10/20	205	145	175	165	93	50	40	36	50	14.0	102.5	16	17.3	M20	-

Anexo C.7 - Servomotor MSK030B

4.4 MSK030

4.4.1 MSK030B - Technical Data

Designation	Symbol	Unit	MSK030B-0900-NN
Continuous torque at standstill 60 K	$M_{0,60}$	Nm	0.4
Continuous current at standstill 60 K	$I_{0,60(rms)}$	A	1.5
Continuous torque at standstill 100 K	$M_{0,100}$	Nm	0,4
Continuous current at standstill 100 K	$I_{0,100(rms)}$	A	1.7
Maximum torque	M_{max}	Nm	1.8
Maximum current	$I_{max(rms)}$	A	6.8
Torque constant at 20 °C	$K_{M,N}$	Nm/A	0,29
Voltage constant at 20 °C ¹⁾	$K_{EMK,1000}$	V/1,000 min ⁻¹	17.9
Winding resistance at 20 °C	R_{12}	Ohm	7.2
Winding inductivity	L_{12}	mH	8.1
Discharge capacity of the component	C_{dis}	nF	0,7
Number of pole pairs	o	-	3
Moment of inertia of the rotor	J_{rot}	kg*m ²	0.00001
Thermal time constant	$T_{th,nom}$	min	19.0
Maximum velocity	n_{max}	min ⁻¹	9000
Sound pressure level	L_P	dB[A]	< 75
Weight ²⁾	m	kg	1.3 (1.6)
Surrounding air temperature during operation	T_{amb}	°C	0 ... 40
Protection class acc. to EN 60034-5	-	-	IP65
Thermal class acc. to EN 60034-1	T.CL.	-	155

Latest amendment: 2014-01-21

- 1) Manufacturing tolerance ±5 %
 2) (...) Motors with holding brakes 1, 2, ...

Tab. 4-4: Technical Data

Technical Data

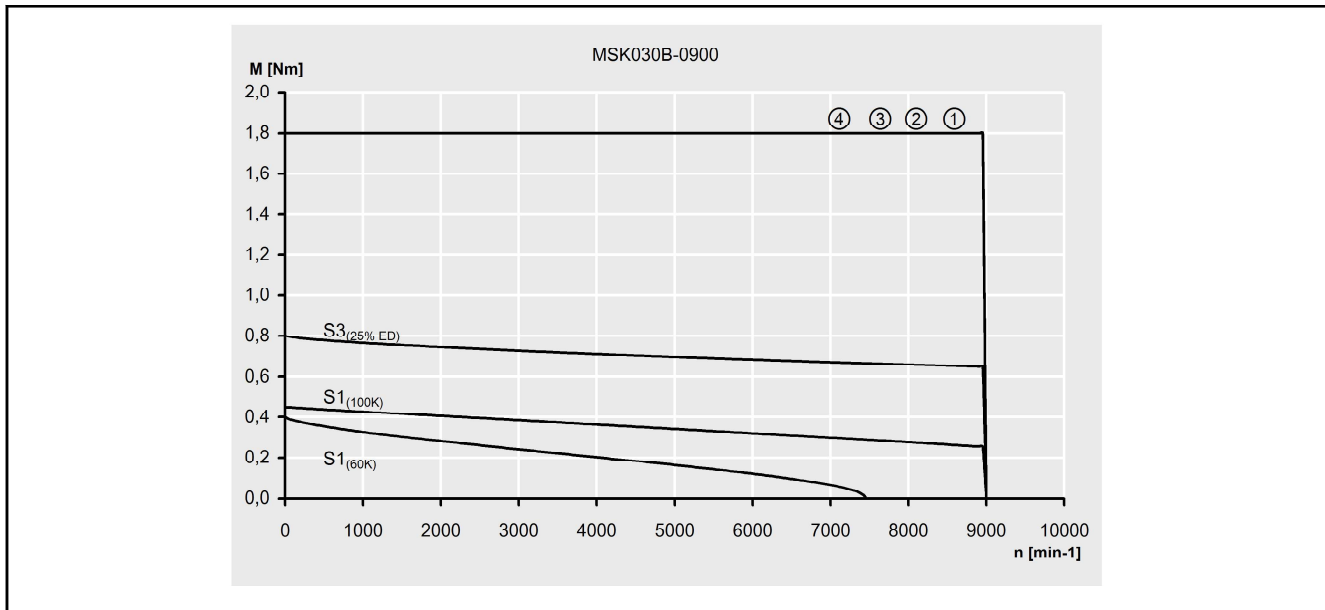


Fig. 4-3: Characteristic curves of an MSK030B-0900 motor

Anexo C.8 - Servomotor MSK030C

4.4.2 MSK030C - Technical Data

Designation	Symbol	Unit	MSK030C-0900-NN
Continuous torque at standstill 60 K	M_{0_60}	Nm	0.8
Continuous current at standstill 60 K	$I_{0_60(rms)}$	A	1.5
Continuous torque at standstill 100 K	M_{0_100}	Nm	0.9
Continuous current at standstill 100 K	$I_{0_100(rms)}$	A	1.7
Maximum torque	M_{max}	Nm	4.0
Maximum current	$I_{max(rms)}$	A	6.8
Torque constant at 20 °C	K_{M_N}	Nm/A	0.58
Voltage constant at 20 °C ¹⁾	K_{EMK_1000}	V/1,000 min ⁻¹	35.6
Winding resistance at 20 °C	R_{12}	Ohm	9.8
Winding inductivity	L_{12}	mH	14.1
Discharge capacity of the component	C_{dis}	nF	1.3
Number of pole pairs	o	-	3
Moment of inertia of the rotor	J_{rot}	kg*m ²	0.00003
Thermal time constant	T_{th_nom}	min	12.0
Maximum velocity	n_{max}	min ⁻¹	9000
Sound pressure level	L_P	dB[A]	< 75
Weight ²⁾	m	kg	1.9 (2.1)
Surrounding air temperature during operation	T_{amb}	°C	0 ... 40
Protection class acc. to EN 60034-5	-	-	IP65
Thermal class acc. to EN 60034-1	T.CL.	-	155

Latest amendment: 2014-01-21

- 1) Manufacturing tolerance ±5 %
 2) (...) Motors with holding brakes 1, 2, ...

Tab. 4-5: Technical Data

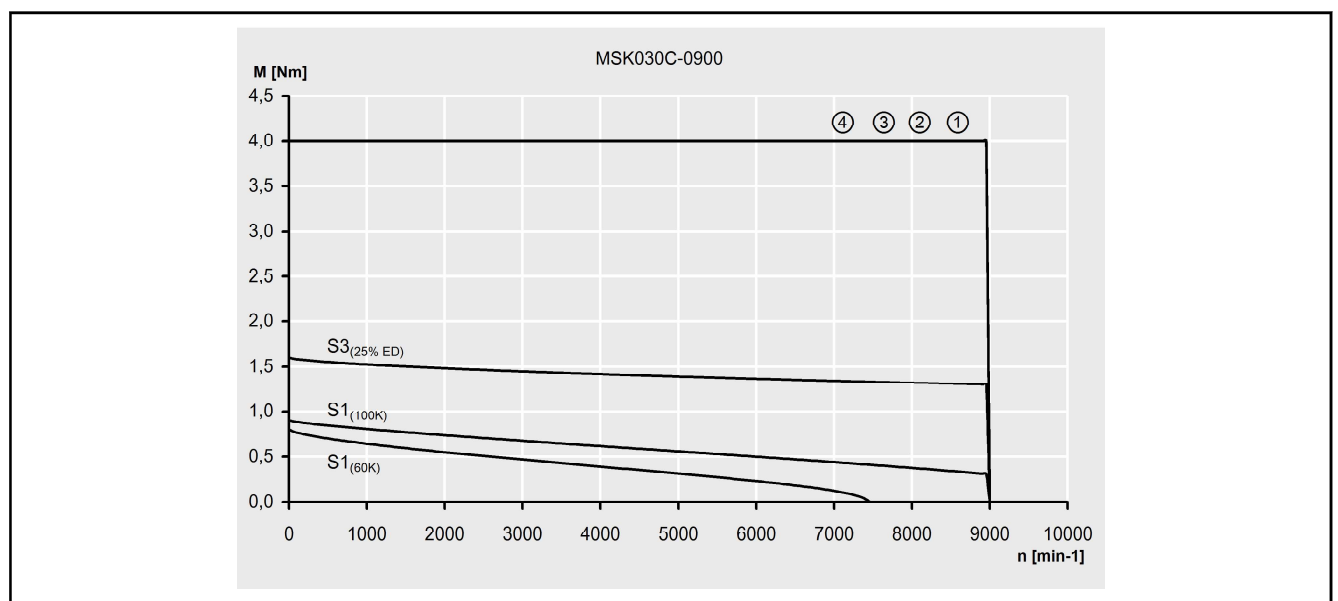


Fig. 4-4: Characteristic curves of an MSK030C-0900 motor

Anexo C.9 - Servomotor MSK040B

Technical Data

4.5 MSK040

4.5.1 MSK040B - Technical Data

Designation	Symbol	Unit	MSK040B-0450-NN	MSK040B-0600-NN
Continuous torque at standstill 60 K	M_{0_60}	Nm	1.7	
Continuous current at standstill 60 K	$I_{0_60(\text{rms})}$	A	1.5	2.0
Continuous torque at standstill 100 K	M_{0_100}	Nm	1.9	
Continuous current at standstill 100 K	$I_{0_100(\text{rms})}$	A	1.7	2.2
Maximum torque	M_{max}	Nm	5.1	
Maximum current	$I_{\text{max}(\text{rms})}$	A	6.0	8.0
Torque constant at 20 °C	K_{M_N}	Nm/A	1.26	0.92
Voltage constant at 20 °C ¹⁾	K_{EMK_1000}	V/1,000 min ⁻¹	77.8	58.5
Winding resistance at 20 °C	R_{12}	Ohm	14.7	8.4
Winding inductivity	L_{12}	mH	64.7	35.4
Discharge capacity of the component	C_{dis}	nF	1.3	1.5
Number of pole pairs	p	-	4	
Moment of inertia of the rotor	J_{rot}	kg*m ²	0.00010	
Thermal time constant	$T_{\text{th_nom}}$	min	13.0	
Maximum velocity	n_{max}	min ⁻¹	6000	7500
Sound pressure level	L_p	dB[A]	< 75	
Weight ²⁾	m	kg	2.8 (3.1)	
Surrounding air temperature during operation	T_{amb}	°C	0 ... 40	
Protection class acc. to EN 60034-5	-	-	IP65	
Thermal class acc. to EN 60034-1	T.CL.	-	155	

Latest amendment: 2014-04-29

- 1) Manufacturing tolerance $\pm 5\%$
 2) (...) Motors with holding brakes 1, 2, ...
 Tab. 4-6: MSK - Technical data

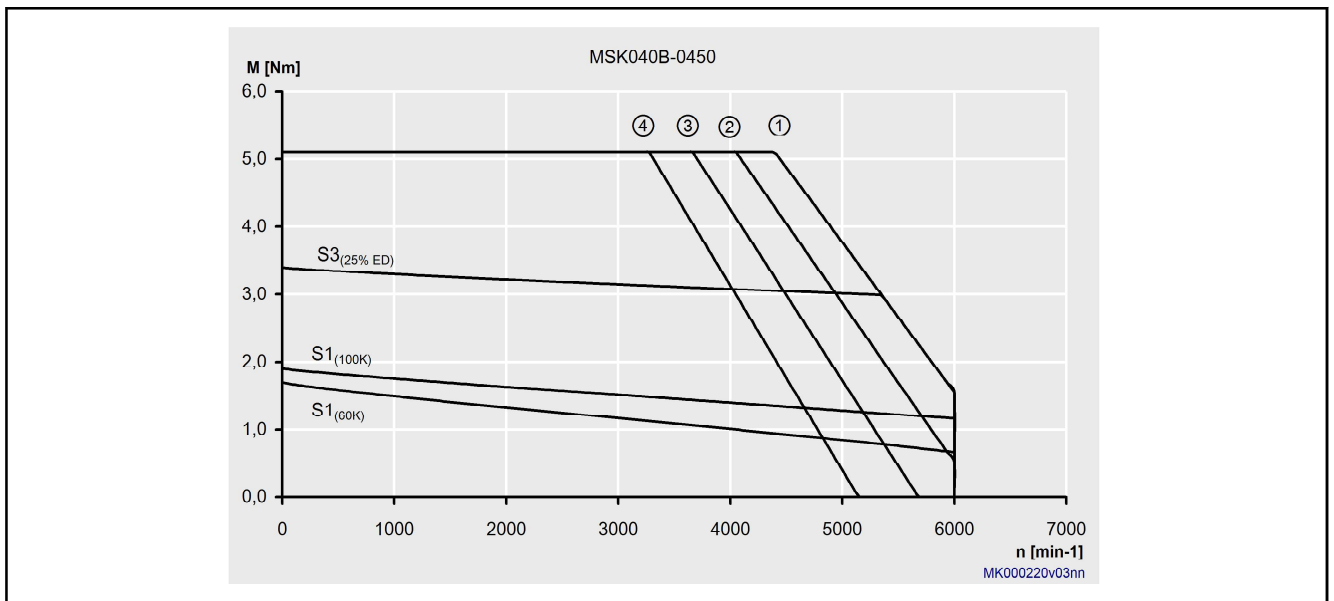


Fig. 4-5: Characteristic curves of an MSK040B-0450 motor

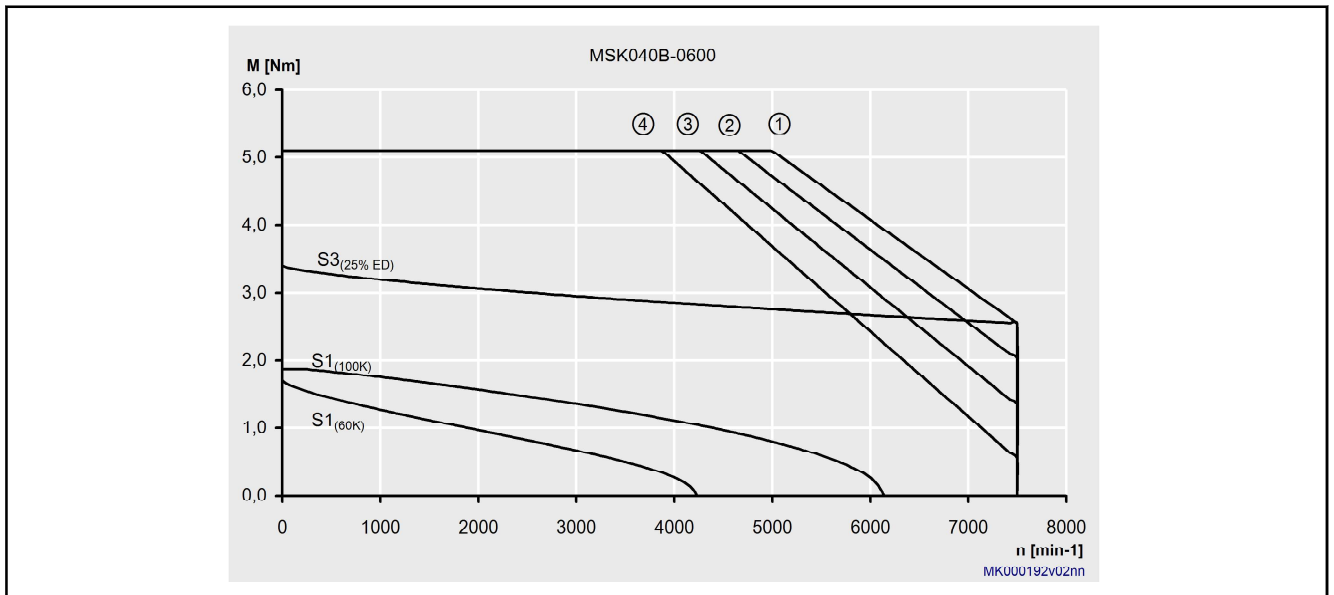


Fig. 4-6: Characteristic curves of an MSK040B-0600 motor

Anexo C.10 - Servomotor MSM019B

Synchronous servo motors ←

IndraDyn S ■ MSM for compact drives

Documentation

Dynamic and compact

- Maximum torques up to 7.1 Nm
- Maximum speeds up to 5,000 rpm
- Multi-turn absolute encoder
- High dynamic performance
- High power density

The maintenance-free MSM motors are available in five sizes rated at up to 750 W continuous mechanical power. These short-length motors feature high power density and minimized flange dimensions, making them the ideal choice in a wide range of application scenarios.

The IP54 motors come with an absolute encoder and optional holding brake, and they are predestined for use with IndraDrive Cs servo drives with 3 AC 230 V line input.

Technical data**Electrical data**

Type	Maximum speed	Standstill torque	Maximum torque	Maximum current	Moment of inertia
	n_{Max}	M_0	M_{Max}	I_{Max}	J
	[1/min]	[Nm]	[Nm]	[A]	[kgm ²]
MSM019A-0300	5,000	0.16	0.48	3.3	0.000003
MSM019B-0300		0.32	0.95		0.000005
MSM031B-0300		0.64	1.91	4.9	0.000014
MSM031C-0300		1.3	3.8	7.7	0.000026
MSM041B-0300	4,500	2.4	7.1	12	0.000087

Dimensions

Type	A	B	C	Ø D	Ø E	Ø F	Ø G	H	Weight
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
MSM019A-0300	38	72	25	8	30	45	3.4	51	0.32
MSM019B-0300		92							0.47
MSM031B-0300	60	79	30	11	50	70	4.5	73	0.82
MSM031C-0300		98.5		14					1.2

Synchronous servo motors ←

IndraDyn S ■ MSM for compact drives

Type	A	B	C	Ø D	Ø E	Ø F	Ø G	H	Weight
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[kg]
MSM041B-0300	80	112	35	19	70	90	6	93	2.3

Anexo C.11 - Acoplamento MK2

Optional:

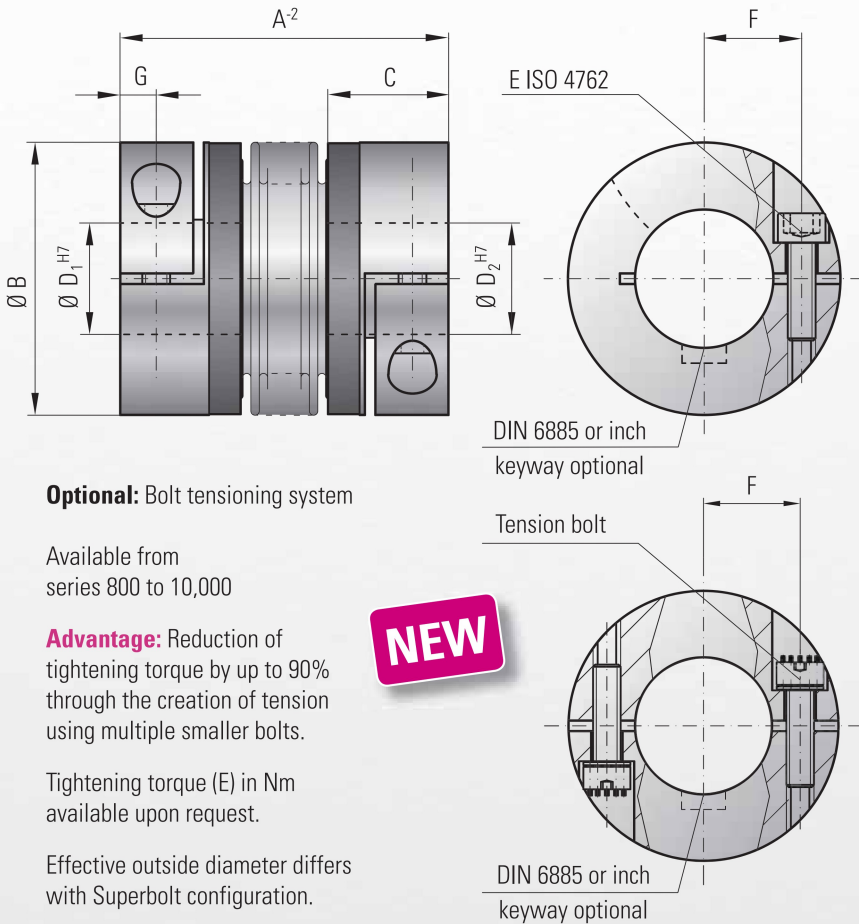


MODEL BK2

BACKLASH-FREE, TORSIONALLY STIFF METAL BELLOWS COUPLINGS



with clamping hubs



Optional: Bolt tensioning system

Available from series 800 to 10,000

Advantage: Reduction of tightening torque by up to 90% through the creation of tension using multiple smaller bolts.

Tightening torque (E) in Nm available upon request.

Effective outside diameter differs with Superbolt configuration.

Features:

- easy to mount
- multiple lengths available
- low moment of inertia

Material:

Bellows made from highly flexible, high grade stainless steel; see below for hub material

Design:

With a single ISO 4762 radial clamping screw per hub. Series 800 and up with two clamping screws 180 degrees opposed

Absolutely backlash free due to frictional clamp connection

Temperature range:

-30 to +100° C (-22 to +212° F)

Speeds:

Up to 10,000 rpm; in excess of 10,000 rpm with finely balanced version (up to G = 2.5)

Service life:

Maintenance free with infinite life when operated within the technical specifications

Brief overloads:

Acceptable up to 1.5x the rated torque

Fit tolerance:

Overall clearance between hub and shaft 0.01-0.05 mm

Non standard applications:

Custom designs with various tolerances, keyways, materials, dimensions, etc. available upon request

Model BK 2		Series																																						
		15			30			60			80			150			200			300			500			800			1500			4000			6000			10000		
Rated torque (Nm)	T_{KN}	15			30			60			80			150			200			300			500			800			1500			4000			6000			10000		
Overall length (mm)	A^{-2}	59	66	99	69	77	113	83	93	130	94	106	143	95	107	144	105	117	163	111	125	200	133	146	169	140	179	166	230	225	252	288								
Outside diameter (mm)	B	49			55			66			81			81			90			110			124			134			157			200			253			303		
Fit length (mm)	C	22			27			31			36			36			41			43			51			45			55			85			107			129		
Inside diameter possible from Ø to Ø H7 (mm)	D_1/D_2	8-28			10-30			12-35			14-42			19-42			22-45			24-60			35-60			40-75			50-80			50-90			60-140			70-180		
Fastening screw ISO 4762		M5			M6			M8			M10			M10			M12			M12			M16			2xM16			2xM20			2xM24			2xM24			2xM30		
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	E	8			15			40			50			70			120			130			200			250			470			1200			1200			2400		
Distance between centerlines (mm)	F	17			19			23			27			27			31			39			41			2x48			2x55			65			90			117		
Distance (mm)	G	6.5			7.5			9.5			11			11			12.5			13			16.5			18			22.5			28			35			42		
Moment of inertia (10 ³ kgm ²)	J_{ges}	0.06	0.07	0.08	0.12	0.13	0.14	0.32	0.35	0.4	0.8	0.85	0.9	1.9	2	2.1	3.2	3.4	3.6	7.6	7.9	8.3	14.3	14.6	14.8	16.2	17	43	45	165	495	1214								
Hub material		Al optional steel			Al optional steel			Al optional steel			Al optional steel			steel optional Al			steel optional Al			steel optional Al			steel optional Al			steel			steel			steel			steel			steel		
Approximate weight (kg)		0.16			0.26			0.48			0.8			1.85			2.65			4			6.3			5.7			11.5			28.8			49.4			80.9		
Torsional stiffness (10 ³ Nm/rad)	C_T	20	15	14	39	28	27	76	55	54	129	85	84	175	110	97	191	140	135	450	350	340	510	500	400	780	711	1304	1180	3400	5700	10950								
Axial ± (mm)	Max. values	1	2	3	1	2	3	1.5	2	3	2	3	4	2	3	4	2	3	4	2.5	3.5	4.5	2.5	3.5	4.5	3.5	4.5	3.5	4.5	3.5	4.5	3	3							
Lateral ± (mm)		0.15	0.2	1	0.2	0.25	1	0.2	0.25	1	0.2	0.25	1	0.2	0.25	1	0.25	0.3	1	0.25	0.3	1	0.3	0.35	1	0.35	1	0.35	1	0.4	0.4	0.4								
Angular ± (degree)		1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1	1.5	2	1.5	2	1.5	2	1.5	2	1.5	1.5							
Axial spring stiffness (N/mm)	C_a	25	15	84	50	30	118	72	48	165	48	32	144	82	52	130	90	60	280	105	71	605	70	48	85	100	285	320	440	565	1030	985								
Lateral spring stiffness (N/mm)	C_r	475	137	140	900	270	224	1200	420	337	920	290	401	1550	435	500	2040	610	750	3750	1050	1200	2500	840	614	2000	1490	3600	1700	6070	19200	21800								

* 1 Nm = 8.85 in lbs

Anexo C.12 - Acoplamento BKH

Optional:

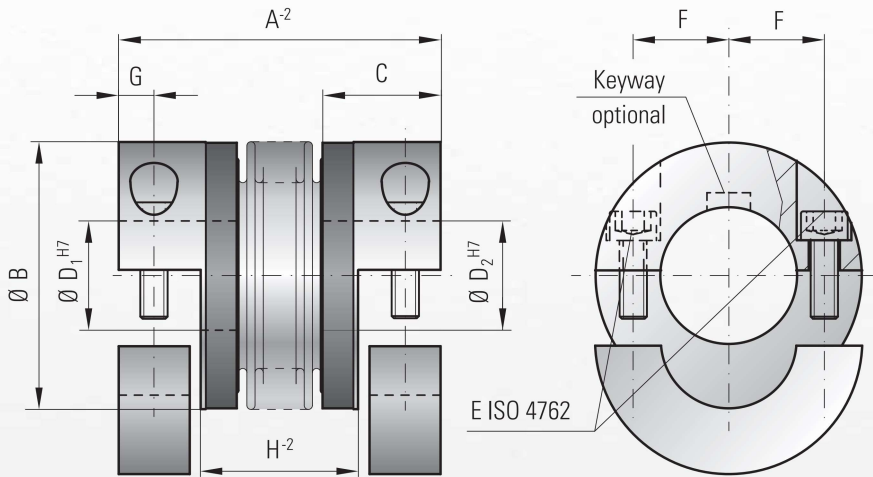


MODEL BKH

BACKLASH-FREE, TORSIONALLY STIFF METAL BELLOWS COUPLINGS



with fully split hubs



Features:

- for lateral mounting
- multiple lengths available
- low moment of inertia
- suited for pre-aligned shafts

Material:

Bellows made from highly flexible, high grade stainless steel; see below for hub material

Design:

Both clamping hubs are completely separable due to split hubs; each with two ISO 4762 radial clamping screws

Absolutely backlash free due to frictional clamp connection

Temperature range:

-30 to +100° C (-22 to +212° F)

Speeds:

Up to 10,000 rpm; in excess of 10,000 rpm with finely balanced version (up to G = 2.5)

Service life:

Maintenance free with infinite life when operated within the technical specifications

Brief overloads:

Acceptable up to 1.5x the rated torque

Fit tolerance:

Overall clearance between hub and shaft 0.01-0.05 mm

Non standard applications:

Custom designs with various tolerances, keyways, materials, dimensions, etc. available upon request

Ordering example

BKH / 80 / 94 / 20 / 22 / XX

- Model
- Series / Nm
- Overall length mm
- Bore Ø D1 H7
- Bore Ø D2 H7
- Non standard e.g. anodized

Model BKH		Series																			
		15		30		60		80		150		200		300		500		800		1500	
Rated torque (Nm)	T _{KN}	15		30		60		80		150		200		300		500		800		1500	
Overall length (mm)	A ⁻²	59	66	69	77	83	93	94	106	95	107	105	117	111	125	133	146	140	166		
Outside diameter (mm)	B	49		55		66		81		81		90		110		124		134		157	
Fit length (mm)	C	22		27		31		36		36		41		43		51		45		55	
Inside diameter possible from Ø to Ø H7 (mm)	D _{1/2}	8-28		10-30		12-32		14-42		19-42		22-45		24-60		35-60		40-75		50-80	
Fastening screw ISO 4762	E	M5		M6		M8		M10		M10		M12		M12		M16		M16		M20	
Tightening torque of the fastening screw (Nm)	E	8		15		40		50		70		120		130		200		250		470	
Distance between centerlines (mm)	F	17		19		23		27		27		31		39		41		48		55	
Distance (mm)	G	6.5		7.5		9.5		11		11		12.5		13		16.5		18		22.5	
Distance (mm)	H ⁻²	29	36	35	43	41	51	47	59	48	60	51	63	55	69	62	75	65.5	71		
Moment of inertia (10 ⁻³ kgm ²)	J _{total}	0.07	0.08	0.14	0.15	0.23	0.26	0.65	0.67	2.5	3.2	4.5	5.4	8.5	10.5	17.3	19.6	24.3	49.2		
Hub material		Al optional steel		Al optional steel		Al optional steel		Al optional steel		steel optional Al		steel optional Al		steel optional Al		steel optional Al		steel		steel	
Approximate weight (kg)		0.15		0.3		0.4		0.8		1.7		2.5		4		7.5		7		12	
Torsional stiffness (10 ³ Nm/rad)	C _T	20	15	39	28	76	55	129	85	175	110	191	140	450	350	510	500	780	1304		
Axial ± (mm)	Max. values	1	2	1	2	1.5	2	2	3	2	3	2	3	2.5	3.5	2.5	3.5	3.5	3.5		
Lateral ± (mm)		0.15	0.2	0.2	0.25	0.2	0.25	0.2	0.25	0.2	0.25	0.25	0.3	0.25	0.3	0.3	0.35	0.35	0.35		
Angular ± (degree)		1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1	1.5	1.5	1.5		
Axial spring stiffness (N/mm)	C _a	25	15	50	30	72	48	48	32	82	52	90	60	105	71	70	48	100	320		
Lateral spring stiffness (N/mm)	C _r	475	137	900	270	1200	420	920	290	1550	435	2040	610	3750	1050	2500	840	2000	3600		

* 1 Nm = 8.85 in lbs

Anexo C.13 - Redutor SK+

SK+ 075 MF 1/2-stage

		1-stage					2-stage													
Ratio ^{a)}	<i>i</i>	3	4	5	7	10	12	16	20	25	28	35	40	50	70	100				
Max. acceleration torque (max. 1000 cycles per hour)	T_{2B}	Nm	70	70	70	60	50	70	70	70	70	70	70	70	60	50				
		in.lb	620	620	620	531	443	620	620	620	620	620	620	620	620	531	443			
Nominal output torque (with n_{1N})	T_{2N}	Nm	50	50	50	45	40	50	50	50	50	50	50	50	45	40				
		in.lb	443	443	443	398	354	443	443	443	443	443	443	443	443	398	354			
Emergency stop torque (permitted 1000 times during the service life of the gearhead)	T_{2Not}	Nm	95	115	115	110	100	115	115	115	115	115	115	115	110	100				
		in.lb	841	1018	1018	974	885	1018	1018	1018	1018	1018	1018	1018	1018	974	885			
Nominal input speed (with T_{2N} and 20°C ambient temperature) ^{b), c)}	n_{1N}	rpm	2300	2500	2800	2800	2800	3500	3500	3500	3500	3500	3500	3800	4500	4500				
Max. continuous speed (with 20% T_{2N} and 20°C ambient temperature)	n_{1Ncym}	rpm	3000	3500	4000	3500	3500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500	4500				
Max. input speed	n_{1Max}	rpm	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000	6000				
Mean no load running torque (with $n_1=3000$ rpm and 20°C gearhead temperature) ^{d)}	T_{012}	Nm	2.0	1.7	1.5	2.0	1.8	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	0.2	0.1	0.1	0.1				
		in.lb	18	15	13	18	16	2.7	2.7	1.8	1.8	1.8	1.8	0.9	0.9	0.9				
Max. torsional backlash	j_t	arcmin	≤ 4																	
Torsional rigidity	C_{t21}	Nm/arcmin	5,0	5,5	6,0	6,0	6,0	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	6,0	6,0	6,0			
		in.lb/arcmin	44	49	53	53	53	49	49	49	49	49	49	49	53	53	53			
Max. axial force ^{e)}	F_{2AMax}	N	3400																	
		lb _f	765																	
Max. radial force ^{e)}	F_{2RMMax}	N	4000																	
		lb _f	900																	
Max. tilting moment	M_{2KMax}	Nm	437																	
		in.lb	3867																	
Efficiency at full load	η	%	96					94												
Service life (For calculation, see the Chapter "Information")	L_n	h	> 20000																	
Weight incl. standard adapter plate	<i>m</i>	kg	4,8					5,4												
		lb _m	10,6					11,9												
Operating noise (with $n_1=3000$ rpm no load)	L_{PA}	dB(A)	≤ 66																	
Max. permitted housing temperature		°C	+90																	
		F	194																	
Ambient temperature		°C	0 to +40																	
		F	32 to 104																	
Lubrication			Lubricated for life																	
Paint			Blue RAL 5002																	
Direction of rotation			Motor and gearhead opposite directions																	
Protection class			IP 65																	
Moment of inertia (relates to the drive) Clamping hub diameter [mm]	C	14	J_1	kgcm ²	-	-	-	-	-	0,28	0,27	0,23	0,23	0,20	0,20	0,18	0,18	0,18	0,18	
				10 ³ in.lb.in ²	-	-	-	-	-	0,25	0,24	0,21	0,20	0,18	0,18	0,16	0,16	0,16	0,16	
	E	19	J_1	kgcm ²	1,46	1,19	1,06	0,95	0,90	0,73	0,71	0,68	0,67	0,63	0,62	0,63	0,63	0,63	0,63	0,63
				10 ³ in.lb.in ²	1,29	1,05	0,94	0,84	0,79	0,64	0,63	0,60	0,59	0,55	0,55	0,56	0,55	0,55	0,55	
H	28	J_1	kgcm ²	2,88	2,61	2,47	2,37	2,31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
			10 ³ in.lb.in ²	2,55	2,31	2,19	2,10	2,04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	

Please contact us for information on the best configuration for S1 conditions of use (continuous operation).

^{a)} Other ratios available on request

^{b)} Higher speeds are possible if the nominal torque is reduced

^{c)} For higher ambient temperatures, please reduce input speed

^{d)} Idling torques decrease during operation

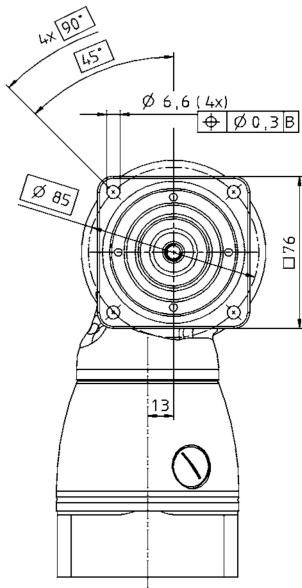
^{e)} Refers to center of the output shaft or flange

All technical data for front output side applies.

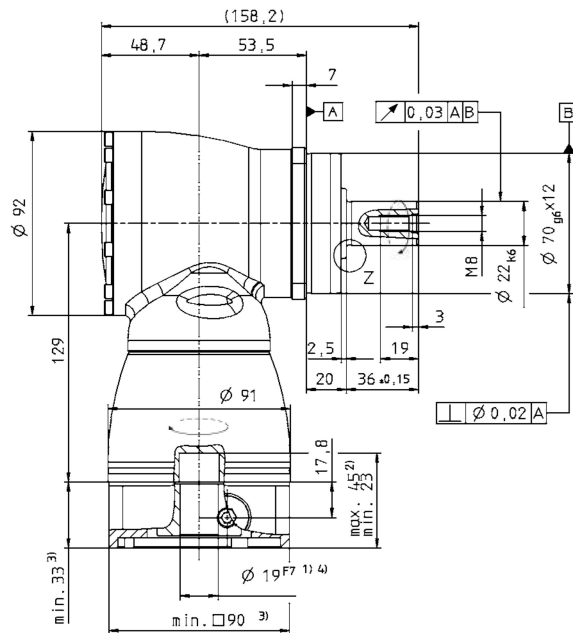
Technical data for rearward output versions, see page 422.

View A

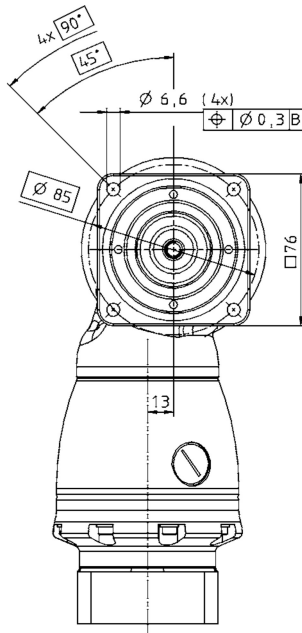
1-stage:



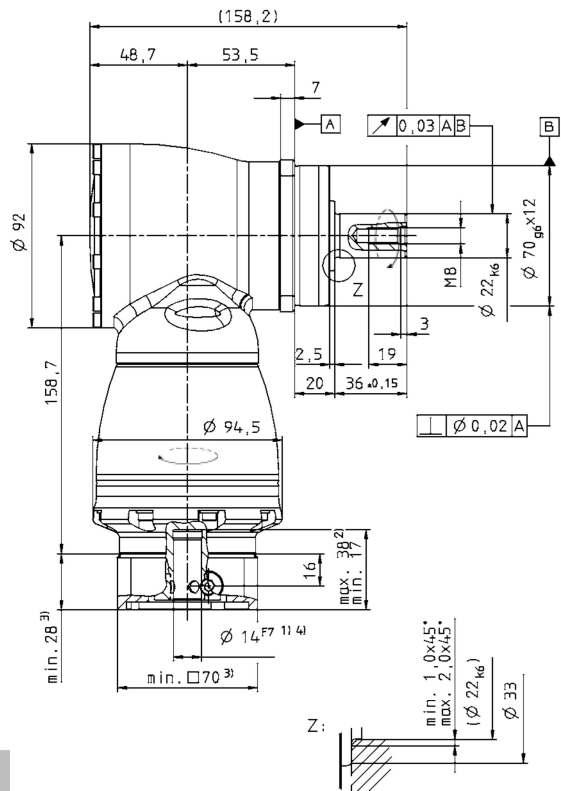
← A



2-stage:



← A

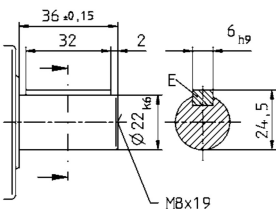


Right-angle gearheads
High End

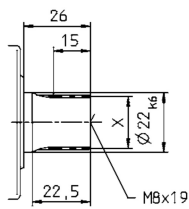
SK

Alternatives: Output shaft variants

Keywayed output shaft in mm
E = key as per DIN 6885, sheet 1, form A



Involute gearing DIN 5480 in mm
X = W 22 x 1.25 x 30 x 16 x 6 mm



See technical data sheet for available clamping hub diameters (mass moment of inertia). Dimensions available on request.

Non-tolerated dimensions ±1 mm

- 1) Check motor shaft fit.
- 2) Min./Max. permissible motor shaft length. Longer motor shafts are adaptable, please contact us.
- 3) The dimensions depend on the motor.
- 4) Smaller motor shaft diameter is compensated by a bushing with a minimum thickness of 1 mm.

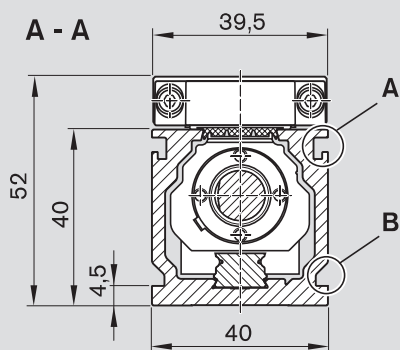
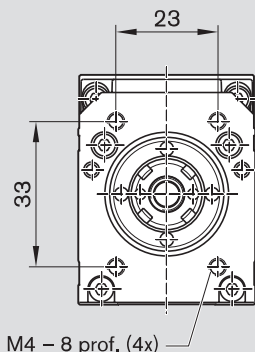


CAD data is available under
<http://www.wittenstein-alpha.de/en/info-and-cad-finder.html>

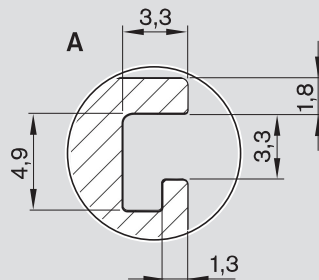


Motor mounting according to operating manual

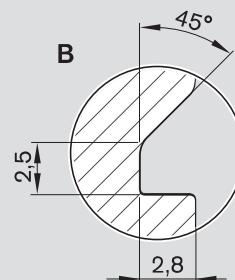
Anexo C.14 - Sistema linear MKK-040



Para o canal porta-cabos



Para os elementos de fixação



Execução	Motor	Medidas (mm)											
		D	E		F	G	G ₁	K	L _f	sem freio	com freio	L _m	L _{sd}
			i = 1	i = 1,5									
RV01 - RV04	MSM 019B	38,0	76,5	76,5	48,0	27	29,0	27,5	–	92	122,0	139	
	MSM 031B	60,0	78,0	75,0	64,5	37	43,5	33,5	–	79	115,5	157	
	MSK 030C	54,0	78,0	75,0	64,5	37	43,5	33,5	–	188	213,0	154	
MF01	MSM 019B	38,0	–	–	–	–	–	–	45	92	122,0	–	
	MSM 031B	60,0	–	–	–	–	–	–	50	79	115,5	–	
	MSK 030C	54,0	–	–	–	–	–	–	50	188	213,0	–	
	VRDM 368	57,2	–	–	–	–	–	–	50	116	157,0	–	

Anexo C.15 - Rolamento linear R0740

Standard linear bushings

Standard linear bushings, R0740 Flanged Normal

Design

- Hardened and machined outer sleeve
- POM ball retainer
- Balls made of rolling bearing steel
- Integrated wiper seals

Standard linear bushings, R0740 Flanged Stainless

Design

- Hardened and machined outer sleeve made of stainless steel comparable to 1.4125
- Ball retainer made of stainless steel comparable to 1.4301, made of POM for shaft diameter 5
- Balls made of stainless steel comparable to 1.4125
- Flange and retaining rings for ball retainer made of stainless steel comparable to 1.4006
- Integrated wiper seals



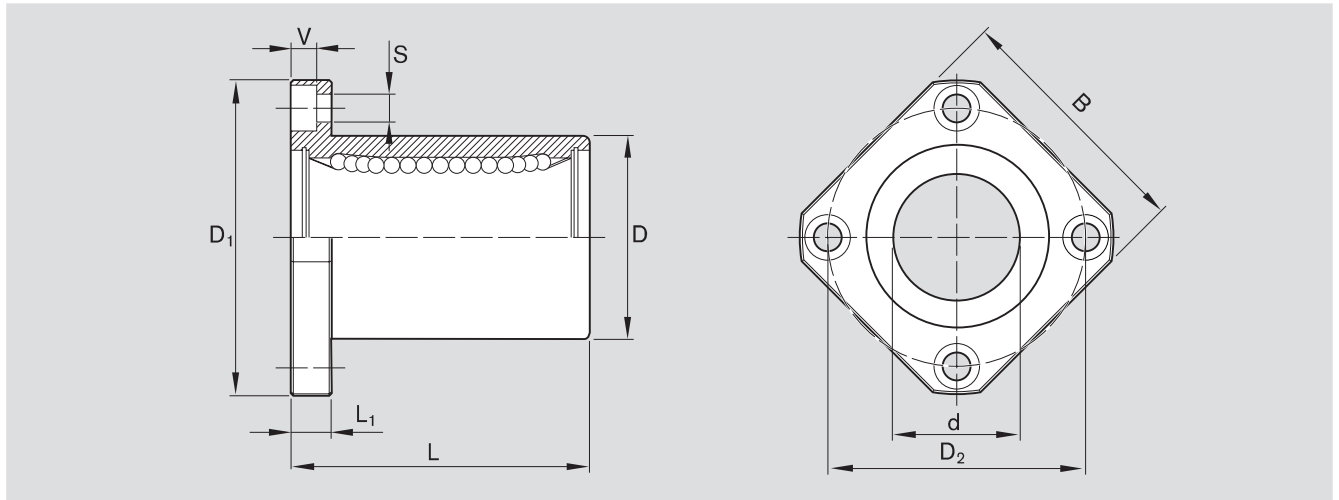
Shaft Ø d (mm)	Material number		Weight (kg)
	Normal KBMF- ... -DD	Stainless KBMF- ... -DD-NR	
5	R0740 505 00	R0740 505 30	0.020
8	R0740 508 00	R0740 208 30	0.033
12	R0740 512 00	R0740 212 30	0.064
16	R0740 516 00	R0740 216 30	0.090
20	R0740 520 00	R0740 220 30	0.150
25	R0740 525 00	R0740 225 30	0.300
30	R0740 530 00	R0740 230 30	0.470
40	R0740 540 00	R0740 240 30	0.980

Explanation of sample short product name

KB	M	F	12	DD	NR
Linear bushing	Standard (metal)	Flanged	Ø 12	With two seals	Stainless steel

See page 96 for more information on short product names.

Dimensions



Dimensions (mm)										Rows of balls	Working bore diameter tolerance (µm)	Radial clearance ¹⁾ h6 shaft (µm)	Load ratings (N)		stat. C ₀	
Ø d	D	D ₁	D ₂	B	L	L ₁	V	S					dyn. C		min.	max.
5	12 _{-0.013}	28	20	22	±0.3 22	5	3.1	3.5	4	+8 +0	+14 +2	160	185	180	250	
8	16 _{-0.013}	32	24	25	±0.3 25	5	3.1	3.5	4	+8 +0	+15 +2	210	240	235	330	
12	22 _{-0.016}	42	32	32	±0.3 32	6	4.1	4.5	4	+8 +0	+16 +3	400	460	420	600	
16	26 _{-0.016}	46	36	35	±0.3 36	6	4.1	4.5	4	+9 -1	+17 +2	460	530	440	630	
20	32 _{-0.019}	54	43	42	±0.3 45	8	5.1	5.5	5	+9 -1	+19 +2	680	800	860	1,250	
25	40 _{-0.019}	62	51	50	±0.3 58	8	5.1	5.5	6	+11 -1	+20 +3	780	830	1,620	2,100	
30	47 _{-0.019}	76	62	60	±0.3 68	10	6.1	6.6	6	+11 -1	+20 +3	1,250	1,320	2,000	2,500	
40	62 _{-0.022}	98	80	75	±0.3 80	13	8.1	9.0	6	+13 -2	+24 +3	1,720	1,820	3,300	4,200	

1) Determined from working bore diameter and shaft tolerance statistics. Recommended housing bore tolerance: H6 or H7.

The dynamic load ratings are based on a total travel of 100,000 m.

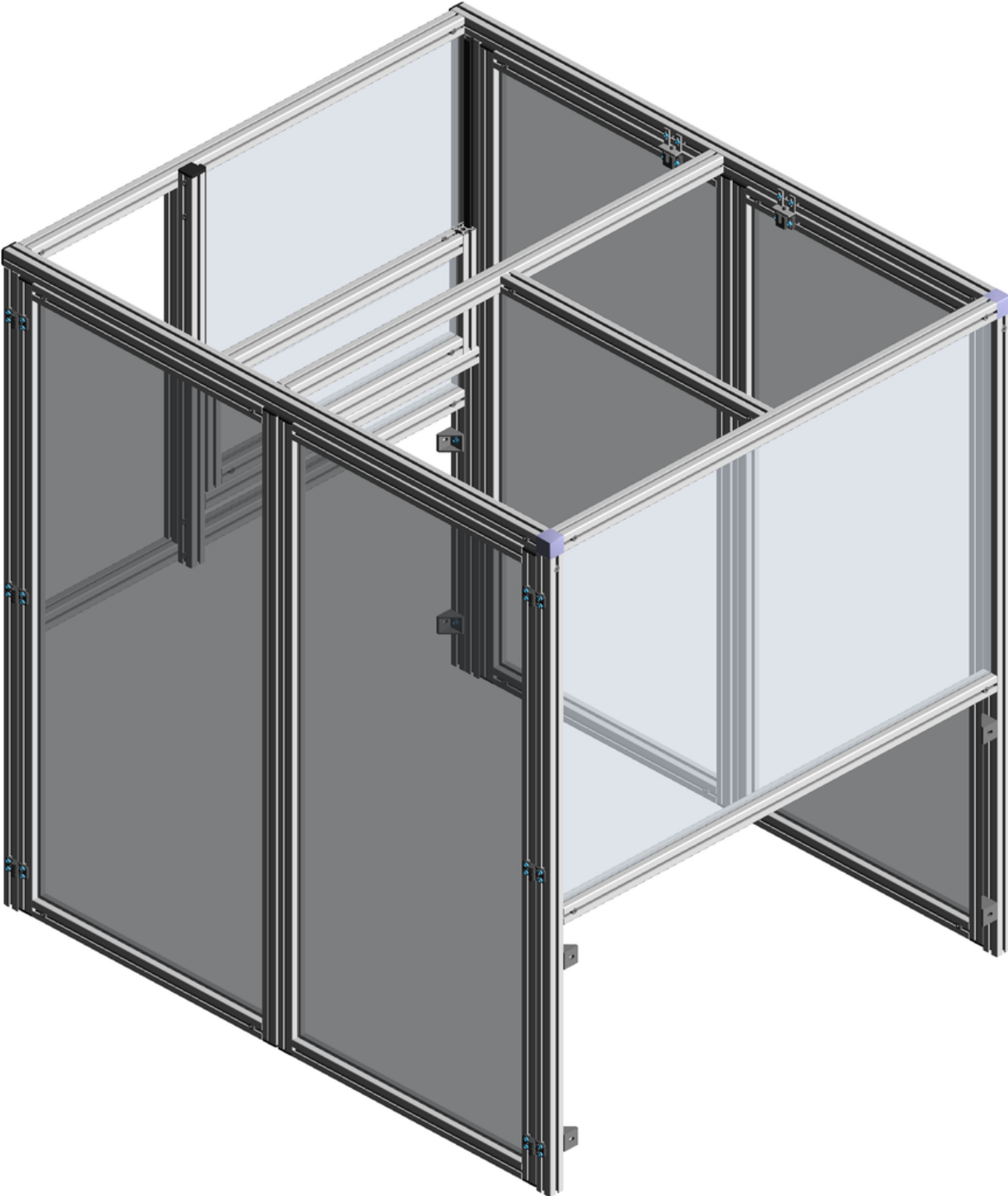
When based on 50,000 m, the C values in the table are multiplied by 1.26.



Anexo C.16 - Estrutura e envolvente de segurança

CONSTRUCTION DOCUMENTATION

Design Title :
Revision Level :
Approved by :
Designer :
Company :
Address :
E-Mail :
Phone :
Date : 6/28/2017



Bill of materials

Pos	Article-No	Description	Units	Qty	Each €	Price €
1	1.11.040040.43SP-AA4AA4/680	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	1	17.93	17.93
2	1.11.040040.43SP-AA3AA3/680	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	1	17.93	17.93
3	1.11.040040.43SP-AA4AA4/730	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	1	18.92	18.92
4	1.11.040040.43SP-AA1AA1/770	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	1	19.71	19.71
5	1.11.040040.43SP-AA1AA1/840	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	1	21.10	21.10
6	1.11.040040.43SP-A00A00/920	Profile 40x40, 4E, heavy, plain ***PER DRAWING 1***	MM	1	30.08	30.08
6.A	ZA2/20.0	Parallel-connector distance left: 20.0 mm, anchor on side: 1	EA	1		0.00
6.B	ZA2/100.0	Parallel-connector distance left: 100.0 mm, anchor on side: 1	EA	1		0.00
6.C	ZA2/820.0	Parallel-connector distance left: 820.0 mm, anchor on side: 1	EA	1		0.00
6.D	ZA2/900.0	Parallel-connector distance left: 900.0 mm, anchor on side: 1	EA	1		0.00
7	1.11.040040.43SP-AA3A00/1505	Profile 40x40, 4E, heavy, plain ***PER DRAWING 2***	MM	1	40.53	40.53
7.A	ZA3/60.0	Parallel-connector distance left: 60.0 mm, anchor on side: 4	EA	1		0.00
7.B	ZA3/752.5	Parallel-connector distance left: 752.5 mm, anchor on side: 4	EA	1		0.00
7.C	ZA3/1445.0	Parallel-connector distance left: 1445.0 mm, anchor on side: 4	EA	1		0.00
8	1.11.040040.43SP-A00A00/280	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	2	7.03	14.06
9	1.11.040040.43SP-AA4AA4/770	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	2	19.71	39.42
10	1.11.040040.43SP-AA1AA1/1220	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	2	28.60	57.20
11	1.11.040040.43SP-AA4A00/1500	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	2	32.63	65.27
12	1.11.040040.43SP-AA4AA4/1220	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	3	28.60	85.81
13	1.11.040040.43SP-AA4AA4/627.5	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	4	16.90	67.59
14	1.11.040040.43SP-AA4AA4/647.5	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	4	17.29	69.17
15	1.11.040040.43SP-A00AA4/1505	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	4	32.73	130.93
16	1.11.040040.43SP-A00A00/1483	Profile 40x40, 4E, heavy, plain	MM	8	30.80	246.39
17	1.19.185E3E3-A00A00/720	Slide-slot profile, PA, E3	MM	1	34.91	34.91
18	1.19.185E3E3-A00A00/760	Slide-slot profile, PA, E3	MM	1	36.77	36.77
19	1.41.E314.1-A00A00/78	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	1	1.60	1.60
20	1.41.E314.1-A00A00/79	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	1	1.60	1.60
21	1.41.E314.1-A00A00/478	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	1	2.13	2.13
22	1.41.E314.1-A00A00/479	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	1	2.13	2.13
23	1.41.E314.1-A00A00/200	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	2	1.76	3.52

Bill of materials

Pos	Article-No	Description	Units	Qty	Each €	Price €
24	1.41.E314.1-A00A00/678	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	2	2.39	4.78
25	1.41.E314.1-A00A00/769	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	2	2.51	5.01
26	1.41.E314.1-A00A00/770	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	2	2.51	5.02
27	1.41.E314.1-A00A00/838	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	2	2.60	5.19
28	1.41.E314.1-A00A00/1220	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	2	3.10	6.19
29	1.41.E314.1-A00A00/627.5	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	4	2.32	9.29
30	1.41.E314.1-A00A00/647.5	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	4	2.35	9.39
31	1.41.E314.1-A00A00/1413	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)	MM	8	3.35	26.80
38	1.42.20404.2	Cover cap 40x40, dia: 12, black	EA	19	0.96	18.24
39	1.46.204.4039.2	Angle GD-Zn, 40x39, powder-coated	EA	8	3.13	25.04
40	1.48.441	Corner piece cubic 40, anodized	EA	2	10.62	21.24
41	1.65.1301	Angle 20x47, M8	EA	4	4.16	16.64
42	0.63.D00912.06016	Cylindric head screw, DIN 912 - M6x16	EA	8	0.18	1.44
43	0.63.D06912.06014	Cylindric head screw, DIN 6912 - M6x14	EA	8	0.18	1.44
44	0.63.D06912.06016	Cylindric head screw, DIN 6912 - M6x16	EA	48	0.18	8.64
45	0.63.WN7381.08016	Round head flange screw, M8x16, WN7381	EA	8	0.18	1.44
46	1.21.4E0	Connector, universal	EA	47	2.30	108.10
47	1.21.4E5	Connector, parallel-square	EA	7	2.30	16.10
48	1.32.4EM6	T-Nut for subsequent insertion, w. spring E, M6	EA	16	1.13	18.08
49	1.32.4EM8	T-Nut for subsequent insertion, w. spring E, M8	EA	8	1.13	9.04
50	1.34.10EM6	T-slot nut E, M6	EA	48	0.41	19.68
51	1.46.204.4039A	Cover cap for angle GD-Zn, 40x39	EA	8	0.67	5.36
52	1.62.51030060	Hinge 30x60	EA	12	9.00	108.00
53	1.65.1201	Bullet catch PA	EA	4	5.43	21.72
Frame weight:				90.61 kg (199.75 lbs)	Frame price: € 1496.58	
32	1.87.041-99	Polycarbonate 4 mm, transparent, SIZE: 100.00MM x 790.00MM ***PER DRAWING 3***	SM	1	12.15	12.15
33	1.87.041-99	Polycarbonate 4 mm, transparent, SIZE: 220.00MM x 700.00MM ***PER DRAWING 4***	SM	1	15.61	15.61
34	1.87.041-99	Polycarbonate 4 mm, transparent, SIZE: 500.00MM x 790.00MM ***PER DRAWING 5***	SM	1	26.75	26.75
35	1.87.041-99	Polycarbonate 4 mm, transparent, SIZE: 860.00MM x 1240.00MM ***PER DRAWING 6***	SM	1	66.27	66.27

Bill of materials

Pos	Article-No	Description	Units	Qty	Each €	Price €
36	1.87.041-99	Polycarbonate 4 mm, transparent, SIZE: 647.50MM x 1435.00MM ***PER DRAWING 7***	SM	2	59.93	119.85
37	1.87.041-99	Polycarbonate 4 mm, transparent, SIZE: 667.50MM x 1435.00MM ***PER DRAWING 8***	SM	2	61.25	122.51

Panels weight: 24.96 kg (55.03 lbs) **Panels price:** € 363.14

Total Weight: 115.57 kg (254.78 lbs) **Total (EURO):** € 1859.72

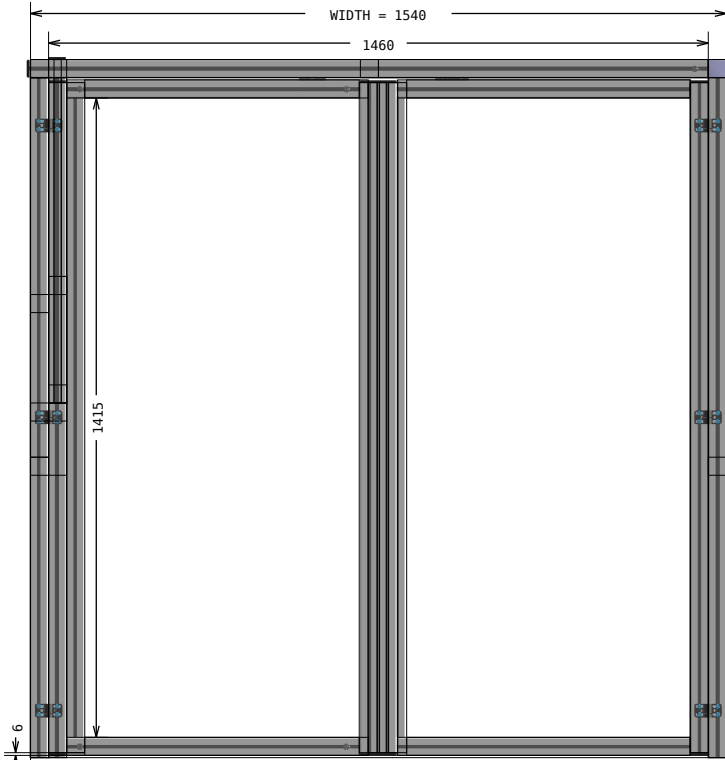
* The price indicated above, does not include assembly, packaging and transport.

Isometric view

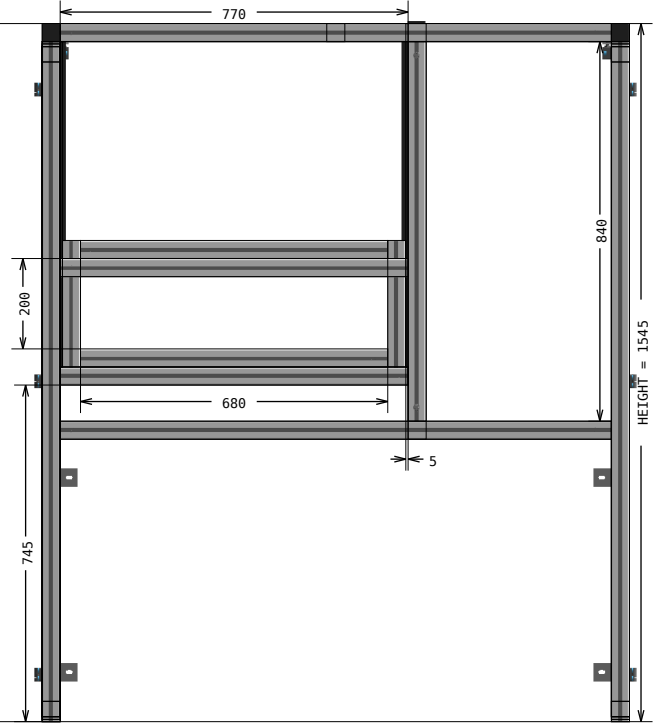
Some accessories may not be shown



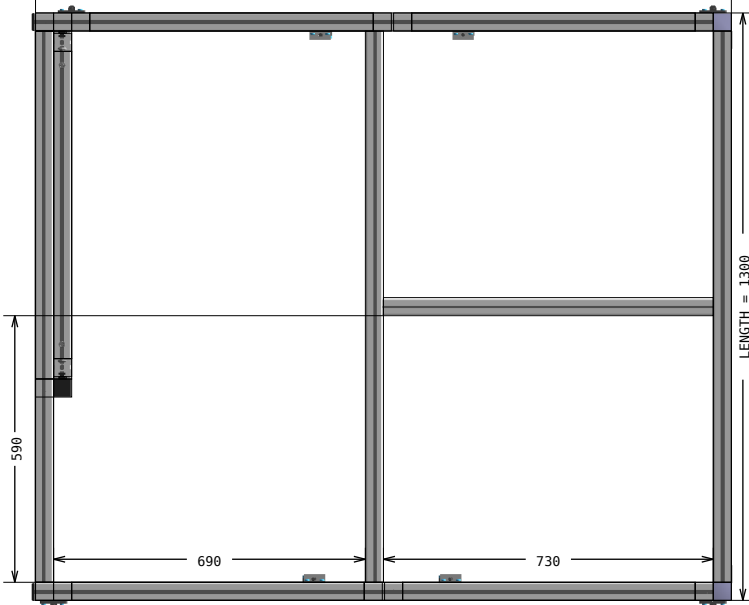
Multiview



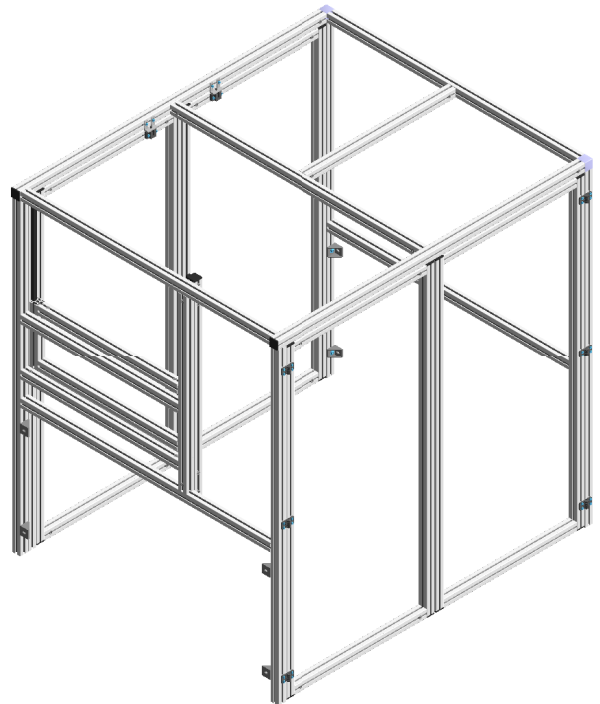
FRONT



LEFT

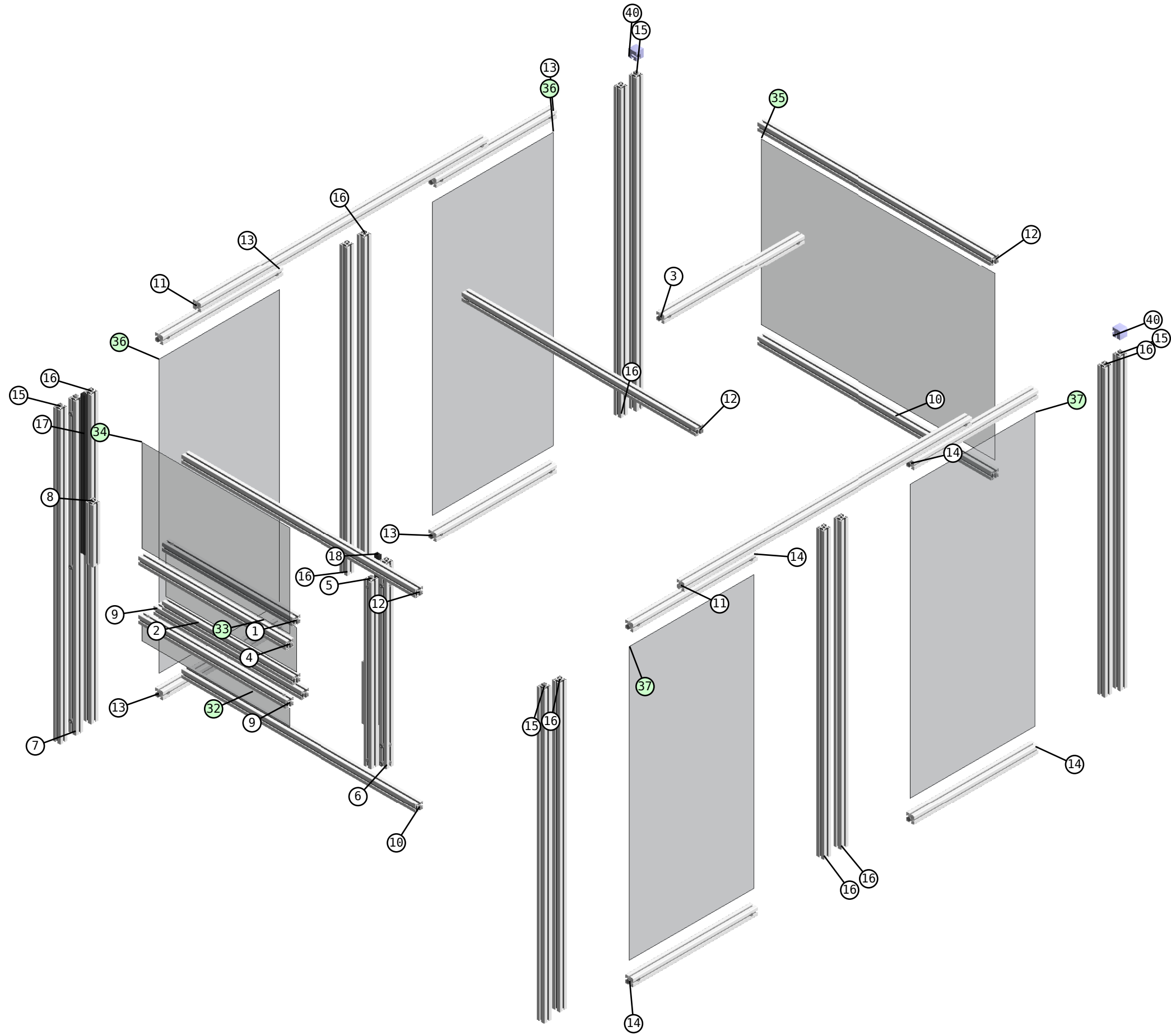


TOP

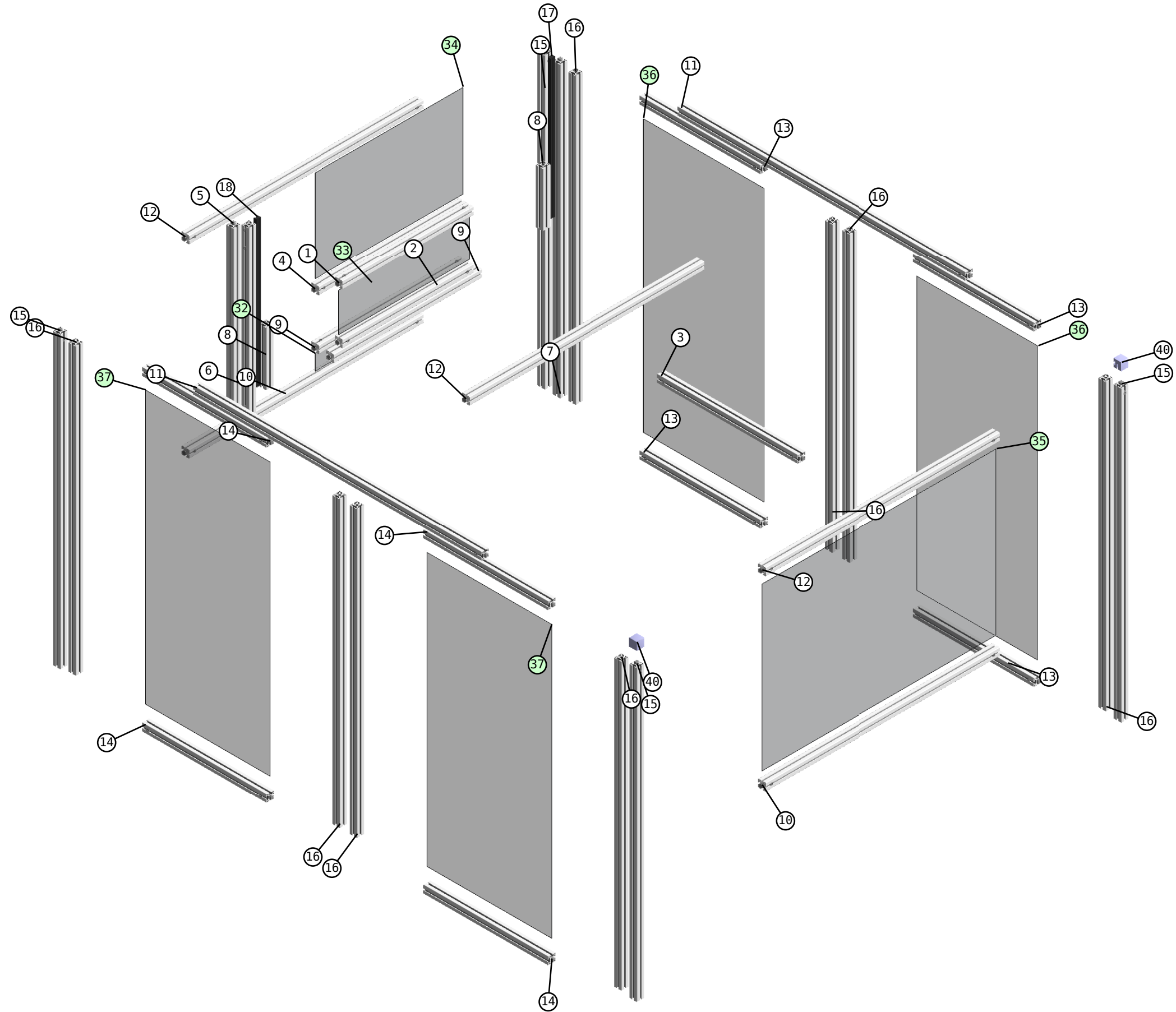


ISOMETRIC

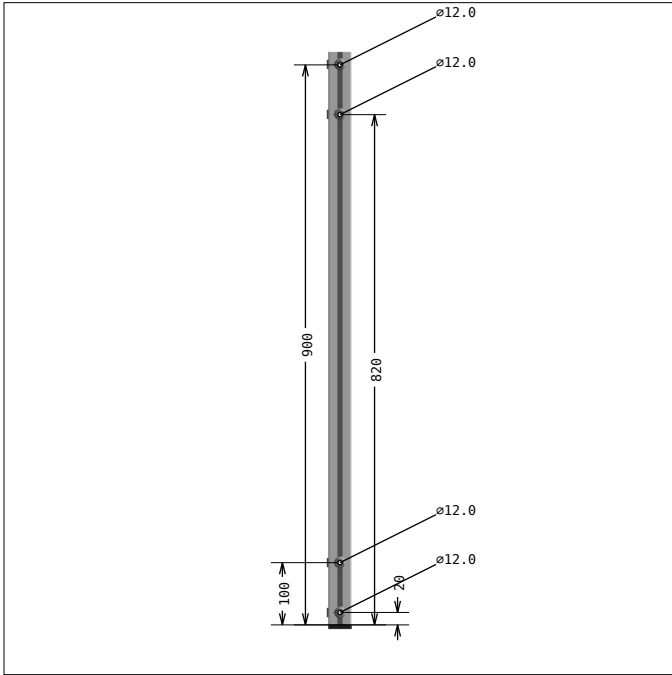
Exploded view "Front" (isometric)



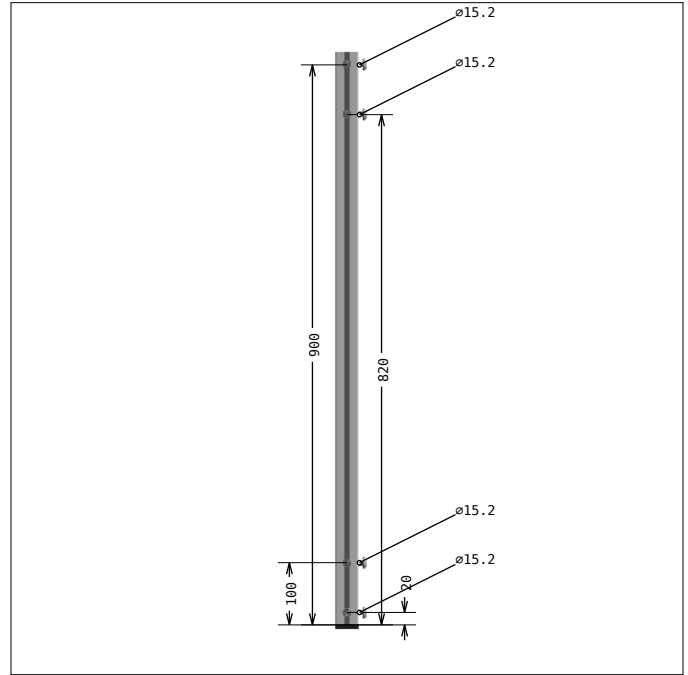
Exploded view "Back"



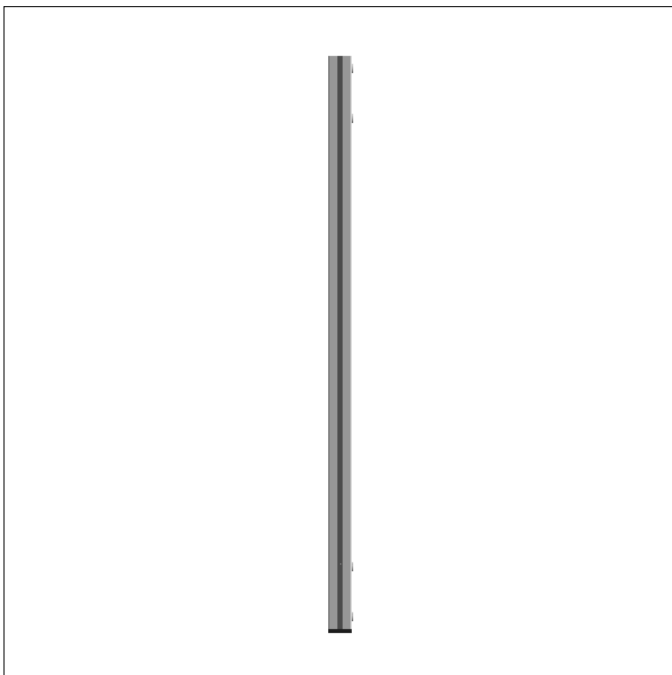
Profile machining details



**DRAWING 1, Pos 6
SIDE 1, bar length: 920.0 mm**



**DRAWING 1, Pos 6
SIDE 2**



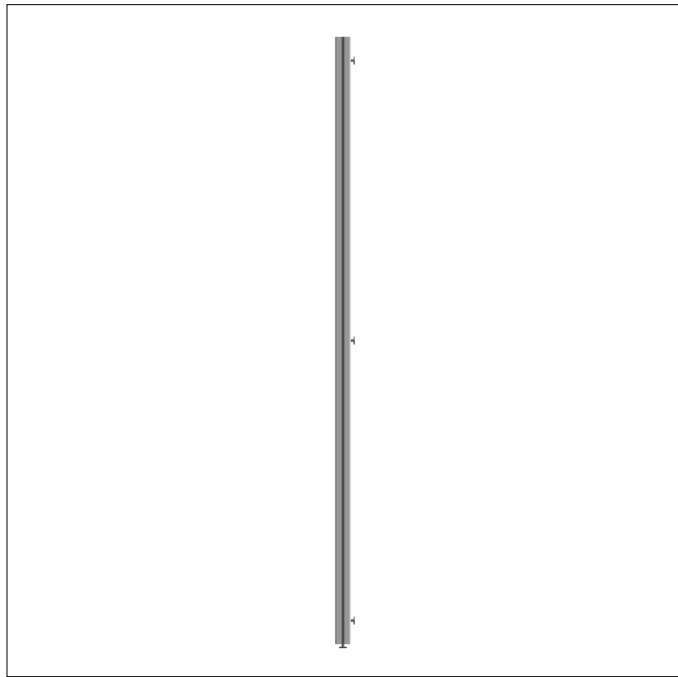
**DRAWING 1, Pos 6
SIDE 3**



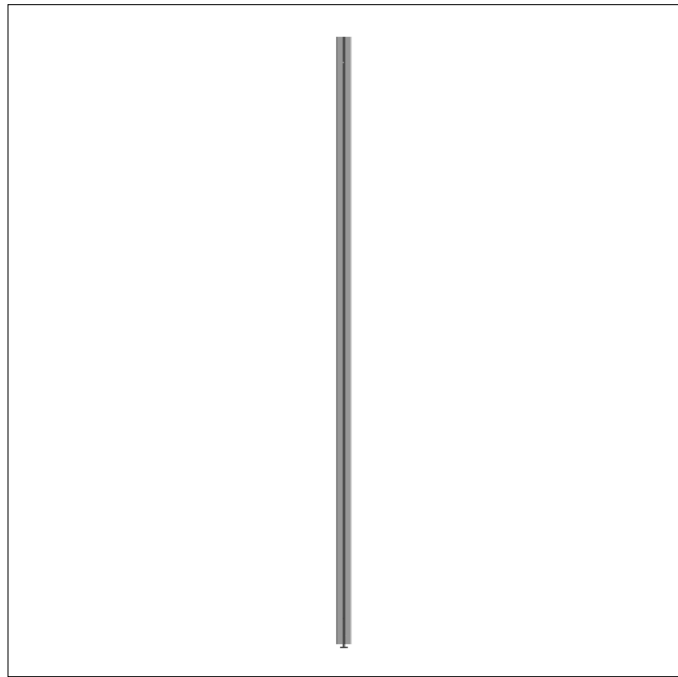
**DRAWING 1, Pos 6
SIDE 4**

← Profile "left end" is always at the bottom of the drawing. All dimensions are from "left".

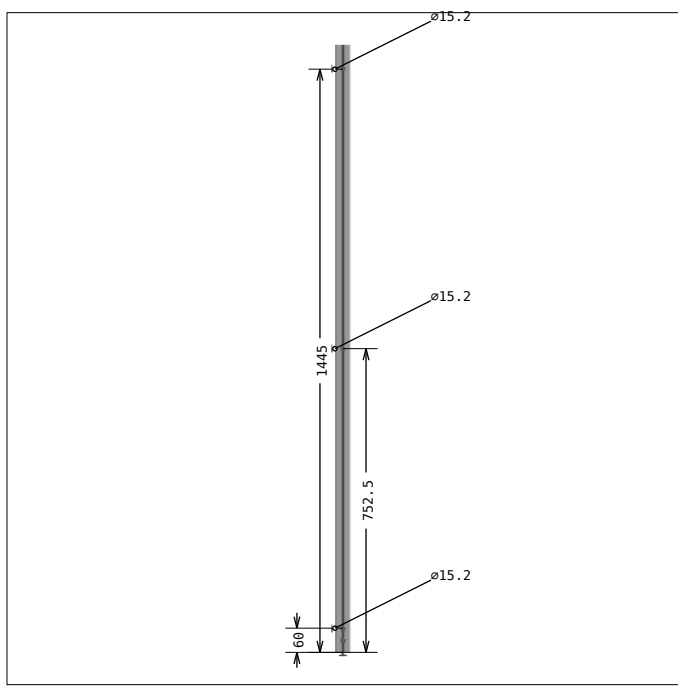
Profile machining details



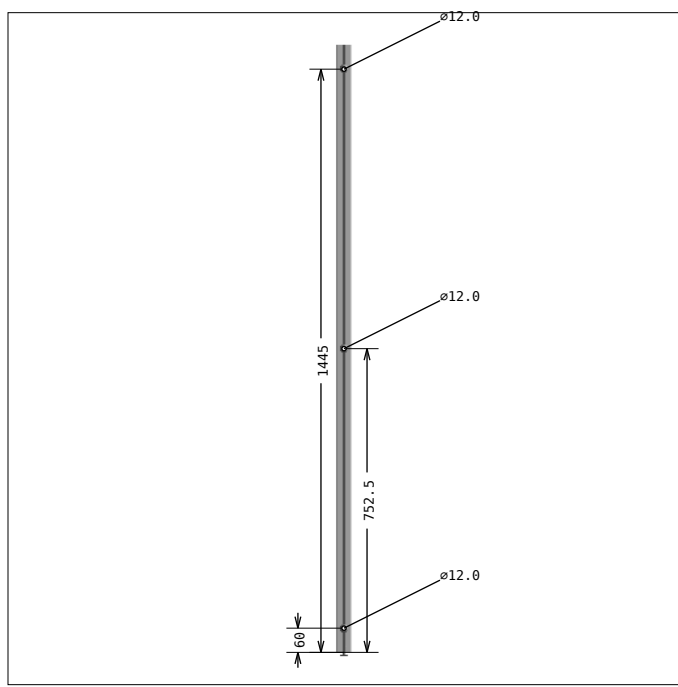
**DRAWING 2, Pos 7
SIDE 1, bar length: 1505.0 mm**



**DRAWING 2, Pos 7
SIDE 2**



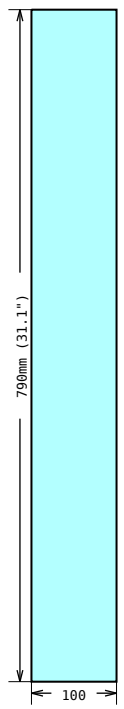
**DRAWING 2, Pos 7
SIDE 3**



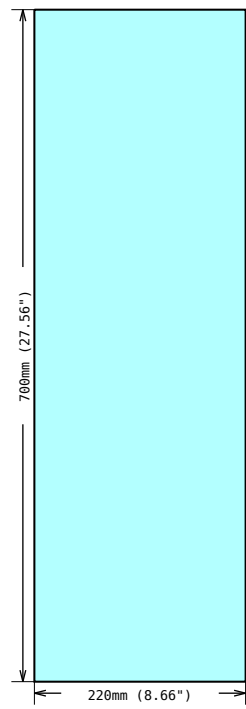
**DRAWING 2, Pos 7
SIDE 4**

← Profile "left end" is always at the bottom of the drawing. All dimensions are from "left".

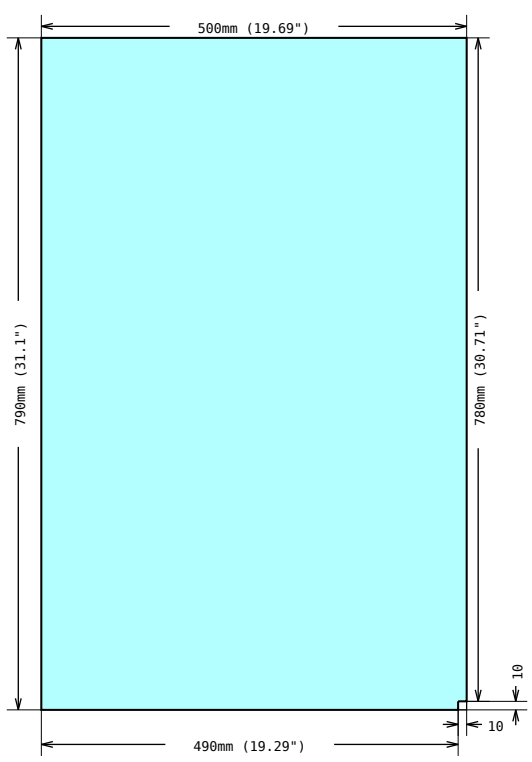
Panels



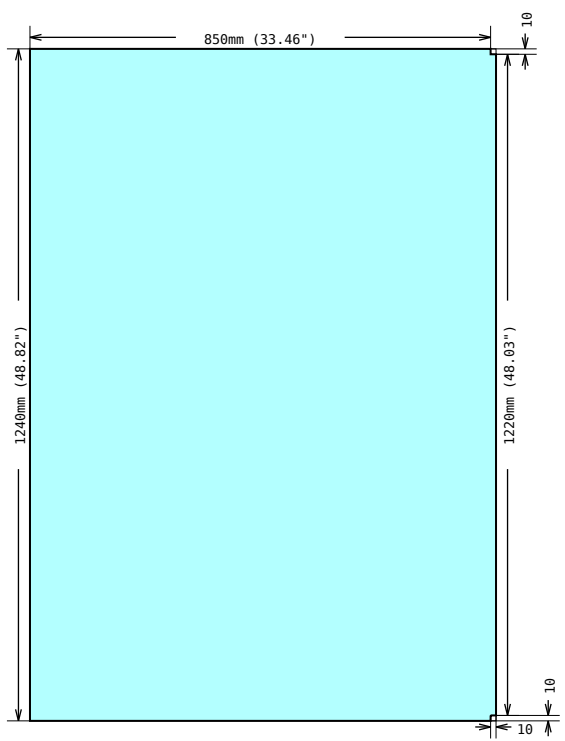
DRAWING 3, Pos 32
Shape measurements



DRAWING 4, Pos 33
Shape measurements

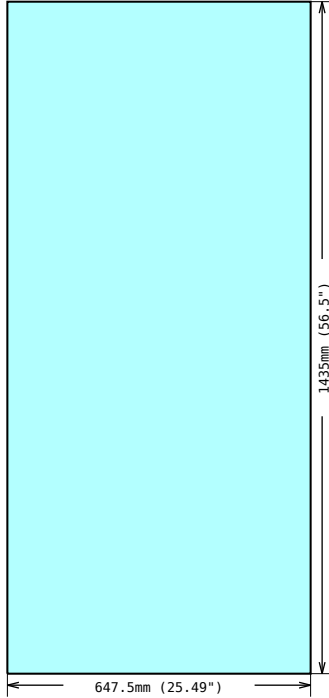


DRAWING 5, Pos 34
Shape measurements

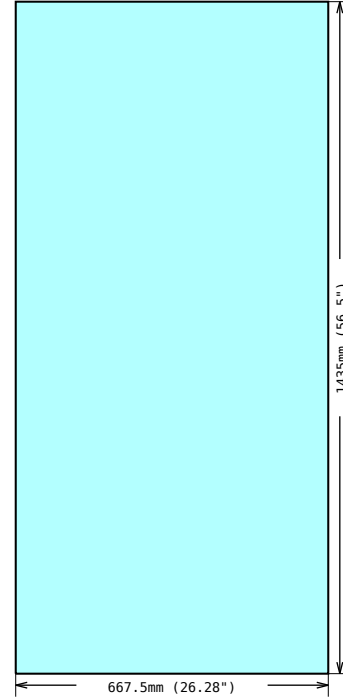


DRAWING 6, Pos 35
Shape measurements

Panels


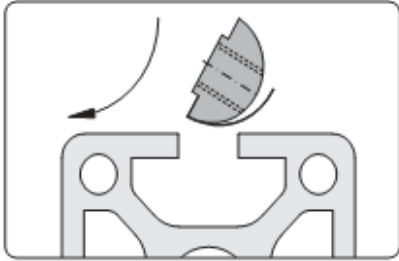
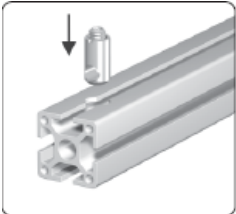
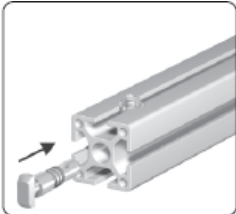
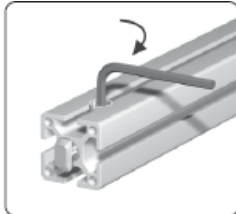
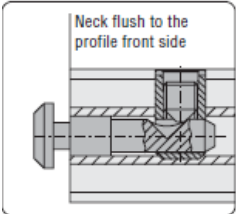


DRAWING 7, Pos 36
Shape measurements

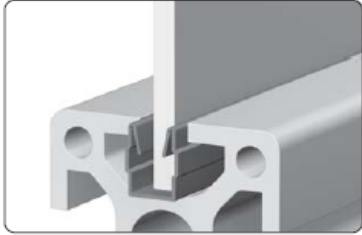
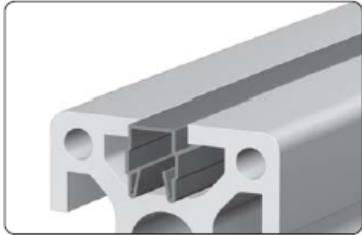
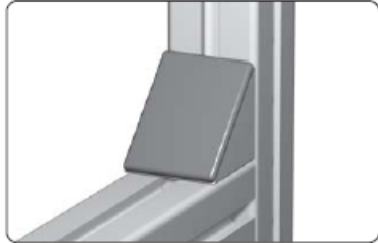
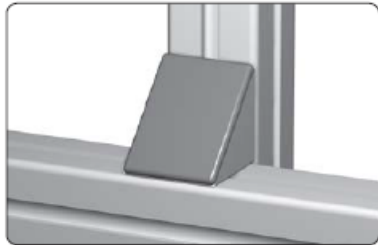


DRAWING 8, Pos 37
Shape measurements

Assembly hints

Accessory	1.32.4EM6	T-Nut for subsequent insertion, w. spring E, M6
	1.32.4EM8	T-Nut for subsequent insertion, w. spring E, M8
<div data-bbox="196 489 592 747">  </div> <p data-bbox="196 751 391 779">Fixing with leaf spring</p> <div data-bbox="631 489 927 569"> <p>Application Fastening element for screw-type connections</p> </div> <div data-bbox="196 819 592 1077">  </div> <p data-bbox="196 1081 448 1108">Insert front-sided and rotate</p> <div data-bbox="631 816 951 1037"> <p>Technical data Design steel: • material: steel • surface: galvanised Design stainless: • material: stainless steel 1.4305 • surface: pickled and passivated max. moment of torque: $M_{A, \max}$</p> </div>		<p>These t-nuts are easily inserted into assembled frames</p>
All types of connectors	1.21.4E0	Connector, universal
	1.21.4E5	Connector, parallel-square
<div data-bbox="190 1295 423 1507">  </div> <p data-bbox="190 1512 386 1539">Insert the cross bushing</p> <div data-bbox="451 1295 685 1507">  </div> <p data-bbox="451 1512 605 1539">Push in the anchor</p> <div data-bbox="712 1295 946 1507">  </div> <p data-bbox="712 1512 893 1539">Pretension the anchor</p> <div data-bbox="190 1575 423 1787">  <p data-bbox="256 1585 378 1627">Neck flush to the profile front side</p> </div> <div data-bbox="451 1575 685 1722"> <p>Comments For the optimal assembly of the profiles the connector is to be installed in such a way that the neck is flush to the profile front side</p> </div>		<p>Most MayTec connectors follow these assembly steps. Tightening torque is: 5-15 Nm for 20mm profiles, 30 Nm for 30mm group, 35 Nm for 40mm and larger profiles.</p>

Assembly hints

None	1.41.E314.1	Combination profile PP, E, 1 - 4.5, grey (bar 2.5 m)
<div data-bbox="198 441 557 674">  <p>Use as reduction profile</p> </div> <div data-bbox="594 436 950 512"> <p>Application Combination profiles for use as reduction or cover profiles</p> </div> <div data-bbox="594 564 795 661"> <p>Technical data bar length: 2.5 m material: PP • oil and water resistant</p> </div> <div data-bbox="198 737 557 970">  <p>Use as slot-cover profile</p> </div> <div data-bbox="594 833 734 976"> <p>Colours: grey black orange red blue green</p> </div>		<p>These profiles fill the space between the panel and the walls of the T-slot.</p>
Accessory	1.46.204.4039.2	Angle GD-Zn, 40x39, powder-coated
	1.46.204.4039A	Cover cap for angle GD-Zn, 40x39
<div data-bbox="198 1201 573 1442">  </div> <div data-bbox="613 1199 927 1274"> <p>Application For supporting profiles and mounting various machine components</p> </div> <div data-bbox="198 1509 573 1751">  <p>For mounting cross to the slot the noses can be broken off</p> </div> <div data-bbox="613 1507 948 1709"> <p>Technical data material: • angle: GD-Zn • cover cap: PA-GK 30 • T-slot nut: steel, galvanised • screw: steel, galvanised surface: natural or aluminium coloured powder-coated</p> </div>		<p>These corner brackets or gussets can be used to reinforce or completely replace the Universal or Standard profile connector, make sure to choose the kit appropriate for your slot type H, F or E. These parts could also be used to mount additional parts and hardware.</p>