FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO



Projeto de um Simulador de Joelho Humano para Auxílio no Planeamento Cirúrgico

Bruna Miranda Amorim

Orientador: Prof. Doutor Bruno André Faria Areias
Coorientador: Prof. Doutor Mário Augusto Pires Vaz

Dissertação
Mestrado em Projeto de Máquinas
Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Porto, 2025

Resumo

O presente trabalho, desenvolvido no âmbito da dissertação, propõe o projeto de um protótipo de simulador *in-vitro* para joelhos cadavéricos, como uma ferramenta inovadora para a compreensão biomecânica desta articulação. A relevância clínica deste estudo reside na necessidade de aprimoramento do entendimento dos mecanismos de lesão do ligamento cruzado anterior, uma das mais frequentes e incapacitantes, com ocorrências quer no meio desportivo, quer em atividades quotidianas. A falta de conhecimento sobre os fatores que conduzem à lesão promove o insucesso das cirurgias de reconstrução ligamentar, limitando o desenvolvimento de tratamentos eficazes. Ao facultar um mecanismo que possibilita a fixação de joelhos cadavéricos e o seu teste até à rotura, para variados cenários com diferentes configurações de carga, o dispositivo projetado contribui para o melhor entendimento das condições de ocorrência da lesão e comportamento dos ligamentos durante a mesma. Por consequência, sustenta tomadas de decisões clínicas.

O processo de conceção deste equipamento envolveu a especificação das características desejadas e uma pesquisa exaustiva de modelos já existentes na literatura. Seguiu-se a definição e planeamento das vertentes mecânica, elétrica e pneumática do projeto, com seleção dos mais diversos componentes indispensáveis ao correto funcionamento do simulador. Durante essa fase, segundo uma abordagem sistemática, procedeu-se a uma análise criteriosa das soluções mais adequadas no que concerne ao desenho, foram tomadas decisões sobre materiais e realizados estudos mecânicos rigorosos para garantir a integridade estrutural dos componentes e determinar e validar dimensões atribuídas, sempre com vista à otimização do desempenho.

A versão final do simulador foi montada recorrendo a um *software* de conceção assistida por computador (CAD) e, para concluir, foram efetuados os desenhos de definição de algumas das peças constituintes.

Abstract

This dissertation presents the design of a prototype in vitro simulator for cadaveric knees as an innovative tool for enhancing our understanding of knee joint biomechanics. The clinical significance of this study stems from the need to improve the comprehension of the mechanisms of anterior cruciate ligament (ACL) injury, a prevalent and debilitating condition, occurring both in sports and daily activities. The lack of knowledge regarding the factors that contribute to injury often leads to the failure of ligament reconstruction surgeries, hindering the development of effective treatments. By providing a mechanism that enables the fixation of cadaveric knees and testing them to failure under a variety of loading scenarios and configurations, the designed device contributes to a better understanding of the conditions under which injury occurs and the behavior of the ligaments during the injury process. Consequently, it supports more informed clinical decision-making.

The design process for this equipment involved the specification of desired characteristics and an exhaustive review of existing models in the literature. This was followed by the definition and planning of the project's mechanical, electrical, and pneumatic aspects, with the selection of various components crucial for the simulator's correct functioning. During this phase, by employing a systematic approach, a careful analysis of the most suitable solutions regarding design was conducted, decisions were made about materials, and rigorous mechanical studies were performed to ensure the structural integrity of the components and to determine and validate the assigned dimensions, always with the aim of optimising performance.

The final version of the simulator was assembled using computer-aided design (CAD) software, and to conclude, detailed drawings of some of the constituent parts were produced.

Agradecimentos

Gostaria de expressar o meu sincero agradecimento a todos aqueles cujos conhecimento e apoio serviram de bases imprescindíveis à conclusão desta dissertação:

Primordialmente, à minha mãe e amigas Anna Volpi, Ana Teixeira e Aida Faria pelo constante incentivo e encorajamento ao longo de todo o percurso académico.

Ao Professor orientador Bruno Areias agradeço a orientação dedicada, toda a ajuda providenciada e prontidão no esclarecimento de dúvidas, bem como a disponibilidade evidenciada no acompanhamento de todas as etapas da conceção deste trabalho.

Ao Professor Mário Vaz por me ter recebido, pela proposta de tese e oportunidade concedida para o desenvolvimento deste projeto e ainda, pela experiência compartilhada.

Por fim, manifesto a minha profunda gratidão ao Dr. Pedro Pereira do Hospital de São João do Porto pelo convite à visualização e medição física dos espécimes de joelhos cadavéricos e generosa disponibilidade demonstrada para a discussão de aspetos relevantes que possibilitou uma melhor compreensão dos objetivos desta pesquisa.

Conteúdo

Resumo **i**

Abstract **ii**

Agradecimentos **iii**

Conteúdo **iii**

Lista de Figuras **viii**

Lista de Tabelas **xii**

Lista de Equações **xiii**

Lista de Abreviaturas **xviii**

1 Introdução **1**
1.1 Contextualização 1
1.2 Motivação e Objetivos 2
1.3 Estrutura da Dissertação 3

2 Anatomia e Fisiologia do Joelho **4**
2.1 Osteologia 5
2.2 Meniscos Articulares 8
2.3 Mecanismo Articular 8
2.4 Ligamentos 10
2.5 Músculos 11
2.6 Lesões Ligamentares e Cirurgias 13

3 Estado da Arte **15**

4 Especificações do Simulador **22**

5 Projeto Mecânico **28**
5.1 Estrutura Femoral 28
5.1.1 Perfis Estruturais 29

5.1.1.1 Material . . . 31
5.1.1.2 Dimensionamento Estrutura em “C”: Perfil 1 . . . 32
5.1.1.3 Dimensionamento Estrutura em “C”: Perfis 2 e 3 . . . 36
5.1.1.4 Dimensionamento Estrutura em “O”: Perfis 4 e 5 . . . 43
5.1.1.5 Dimensionamento Estrutura em “O”: Perfis 6 e 7 . . . 45
5.1.1.6 Dimensionamento Estrutura em “U”: Perfis 8 e 10 . . . 48
5.1.1.7 Dimensionamento Estrutura em “U”: Perfil 9 . . . 51
5.1.2 Cilindro de Fixação Femoral (CFF) . . . 51
5.1.2.1 Material . . . 51
5.1.2.2 Dimensionamento . . . 52
5.1.3 Fixação dos Motores F/E e AD/AB . . . 53
5.1.4 Sistemas de Transmissão dos Movimentos de Flexão/Extensão e Adução/Abdução . . . 57
5.1.4.1 Veios . . . 59
5.1.4.1.1 Material . . . 59
5.1.4.1.2 Dimensionamento Veios VHC e VHM (Flexão/Extensão) 60
5.1.4.1.3 Dimensionamento Veios VVC e VVM (Adução/Abdução) 66
5.1.4.2 Casquilhos . . . 70
5.1.4.2.1 Material . . . 71
5.1.4.2.2 Dimensionamento . . . 71
5.1.4.3 Chavetas . . . 72
5.1.4.3.1 Material . . . 74
5.1.4.3.2 Dimensionamento . . . 74
5.1.4.4 Anéis Elásticos . . . 77
5.1.5 Fixação Cilindro Pneumático . . . 79
5.1.6 Guia Linear Próximo-Distal (PD) . . . 84
5.1.6.1 Fixação Guia Linear PD . . . 86
5.1.7 Parafusos de Ligação . . . 88
5.1.7.1 Perfis Estruturais organizados em “C” . . . 89
5.1.7.2 Perfis Estruturais organizados em “O” . . . 91
5.1.7.3 Perfis Estruturais organizados em “U” . . . 93
5.1.7.4 CFF e Perfil 9 . . . 95
5.2 Estrutura Tibial . . . 96
5.2.1 Cilindro de Fixação Tibial (CFT) . . . 97
5.2.1.1 Material . . . 97
5.2.1.2 Dimensionamento . . . 97
5.2.2 Rolamento . . . 99
5.2.3 Cubo . . . 104
5.2.3.1 Material . . . 104
5.2.3.2 Dimensionamento . . . 104
5.2.4 Estrutura de Suporte Motor do RI/RE . . . 106

5.2.4.1 Material . . . 107
5.2.4.2 Dimensionamento . . . 107
5.2.4.3 Fixação a Motor RI/RE e Estrutura Base . . . 109
5.2.5 Anéis Elásticos . . . 110
5.2.6 Parafusos de Ligação . . . 111
5.3 Estrutura Base . . . 113
5.3.1 Material . . . 113
5.3.2 Chapas 1 (Femoral) e 2 (Tibial) . . . 114
5.3.3 Perfil UPE . . . 117

6 Projeto Elétrico 118
6.1 Motores Passo-a-Passo . . . 119
6.1.1 Motor Flexão/Extensão (F/E) . . . 120
6.1.2 Motor Adução/Abdução (AD/AB) . . . 127
6.1.3 Motor Rotação Interna/Externa (RI/RE) . . . 130
6.2 *Drivers* . . . 132
6.3 Fontes de Alimentação . . . 134

7 Projeto Pneumático 137
7.1 Cilindro Pneumático . . . 137

8 Conclusão e Trabalhos Futuros 141
8.1 Conclusão . . . 141
8.2 Trabalhos Futuros . . . 142

Bibliografia 143

I Liga de alumínio 6061-T6 155

II Hydro: Perfis *Standard* Retangulares 163

III Forças de Fixação para uma Viga Bi-encastrada 164

IV Hydro: Perfis *Standard* Retangulares 165

V Hydro: Perfis *Standard* Retangulares 166

VI Hydro: Vergalhões Redondos 167

VII Espaçador M0749-6-al 168

VIII Parafuso ISO 1207 - M6x90 - 4.8 169

IX Cilindro Pneumático ADN-80-100-A-P-A 170

X Varão Roscado DIN 976 - 1B - M10x200 - 4.8 179

XI Material iglidur® G e Casquilho GFM - 2427 - 10 180

XII Configuração Sistema de Guia Linear PD 182

XIII Carruagem Guia PD - WW-16-60-20 185

XIV Calha Guia PD - WW-16-60 186

XV Mesa da Carruagem da Guia PD - WWY-16-60-20-AL 187

XVI Motor 34HS46-6004D-E1000 188

XVII Motor 34HS31-6004D-E1000 189

XVIII Rolamento Radial Rígido de Esferas 6006 SFK® 190

XIX Configuração Massa Lubrificante 196

XX Massa Lubrificante SFK® LGHB2 199

XXI Configuração Rolamento Rígido de Esferas 202

XXII Aço ao Carbono ASTM A36 209

XXIII Perfis UPE Chagas 216

XXIV Desenho de Definição: Perfil 1 217

XXV Desenho de Definição: Cilindro de Guiamento 219

XXVI Desenho de Definição: Cubo 221

XXVII Desenho de Definição: Estrutura de Suporte do Motor RI/RE 223

Lista de Figuras

2.1 Planos e direções de referência. 5
2.2 Vistas anterior (esquerda) e posterior (direita) do fémur. 6
2.3 Vistas anterior (esquerda) e posterior (direita) da rótula. 6
2.4 Mecanismo de roldana da rótula. 7
2.5 Vistas anterior (esquerda) e posterior (direita) da tíbia e perónio. 7
2.6 Vista superior da tíbia, mostrando os meniscos. 8
2.7 Graus de liberdade do joelho. 9
2.8 Ligamentos do joelho. 10
2.9 Ligamento ântero-lateral. 11
2.10 Principais músculos dos membros inferiores. 12

3.1 Simulador de Oxford. 15
3.2 Exemplos de versões do simulador de Oxford. 16
3.3 Simulador de Kansas. 17
3.4 Simulador de Ghent. 18
3.5 Sistema de testagem robótico/UFS. 19
3.6 Simulador biomecânico empregue nos estudos de Sutton et al.. 20
3.7 Simuladores da *Imperial College London*. 21

4.1 Conceito geral do simulador concebido. 23
4.2 Vistas frontais das amostras de joelhos cadavéricos. 24
4.3 Vistas superiores da secção transversal da diáfise do fémur das amostras de joelhos cadavéricos. 24
4.4 Vistas inferiores das secções transversais das diáfises da tíbia e do perónio das amostras de joelhos cadavéricos. 25
4.5 Fixação do perónio à tíbia. 26

5.1 Estrutura Femoral. 28
5.2 Estrutura em formato de “C”. 29
5.3 Estrutura em formato de “O”. 30
5.4 Estrutura em formato de “U”. 30
5.5 Diagrama de corpo livre do perfil 1. 32
5.6 Diagrama de esforços internos do perfil 1. 35

5.7 Diagrama de corpo livre do perfil 2. 37
5.8 Diagrama de esforços internos do perfil 2 devido a P_{mA}. 38
5.9 Fator do comprimento de encurvadura. 41
5.10 Classes de encurvadura de perfis fabricados por extrusão em função da liga de alumínioq ue os compõe. 42
5.11 Fatores de imperfeição α_0 e $\overline{\lambda_0}$ para encurvadura. 42
5.12 Diagrama de corpo livre do perfil 4, para 0° de adução/abdução. 43
5.13 Diagrama de esforços internos do perfil 4. 44
5.14 Diagrama de corpo livre do perfil 6, para 0° de adução/abdução. 46
5.15 Diagrama de esforços internos do perfil 6. 47
5.16 Ilustração 2D das estruturas em "O"e "U"para 90° de flexão. 48
5.17 Diagrama de corpo livre do perfil 8, para 0° de adução/abdução e 90° de flexão. 49
5.18 Diagrama de corpo livre do perfil 8, para 0° de adução/abdução e de flexão. 50
5.19 Ilustração em corte da montagem do cilindro de fixação do fémur na reentrância do perfil 9. 52
5.20 Fixação dos motores. 54
5.21 Espaçador com furo liso passante. 54
5.22 Porcas hexagonais, H, de passo grosso e passo fino. 56
5.23 Fixação da chaveta do veio do motor AD/AB. 57
5.24 Montagem dos veios acoplados aos motores F/E e AD/AB. 58
5.25 Montagem dos veios maciços. 59
5.26 Ilustração 2D da montagem do VHC. 60
5.27 Diagrama de esforços do VHC. 61
5.28 Diagramas de esforços do VHC nos planos zOx (esquerda) e yOx (direita). 62
5.29 Diagramas de momentos fletores do VHC nos planos zOx (esquerda) e yOx (direita). 62
5.30 Tipos de escatéis e correspondentes fatores de concentração de tensões por fadiga, K_t. 63
5.31 Fatores de concentração de tensões para diferentes características geométricas e tipos de solicitações. 63
5.32 Diâmetros do veio normalizados. 66
5.33 Ilustração 2D da montagem do VVM. 67
5.34 Diagrama de esforços do VVM no plano yO. 67
5.35 Diagrama do momento fletor ao longo do VVM no plano yOz. 68
5.36 Fator de concentração de tensão para veio com variação de secção (Adaptada). 69
5.37 Tipos de chavetas. 73
5.38 Tipos de chavetas paralelas. 73
5.39 Chaveta paralela do tipo A. 74
5.40 Dimensões de chavetas paralelas. 74
5.41 Comprimentos normais de chavetas paralelas. 77

5.42 Estrutura femoral em corte, realçando as montagens dos quatro veios. . . . 77
5.43 Dimensões de anéis elásticos para veio (DIN 471). 78
5.44 Anel elástico para veio (DIN 471). 79
5.45 Ilustração em corte da montagem e fixação do cilindro pneumático. 79
5.46 Parafuso com oco hexagonal CHC. 81
5.47 Localização relativa entre centro de massa da carga a mover pela guia PD e o centro da sua mesa, para 0° de adução/abdução e 90° de flexão na posição de máximo recuo. 84
5.48 Montagem do sistema de guia linear selecionado. 86
5.49 Fixação da guia PD aos perfis 3 e UPE (ilustração em corte somente dos perfis 1, 3, 5 e UPE, VVM e guia PD, restantes componentes do sistema excluídos). 86
5.50 Junta aparafusada solicitada ao corte. 88
5.51 Sistema de designação para classes de propriedades de materiais de parafusos. 89
5.52 Junta aparafusada entre perfis 1 e 3. 90
5.53 Junta aparafusada entre perfis 4 e 6. 92
5.54 Junta aparafusada entre perfis 8 e 9. 93
5.55 Junta aparafusada entre CFF e perfil 9. 95
5.56 Estrutura Tibial (vista em corte à direita). 96
5.57 Valores de referência para o fator de segurança estático em rolamentos de esferas. 102
5.58 Tolerâncias para assentos de veios para rolamentos radiais de esferas. . . . 103
5.59 Tolerâncias para assentos de furos para rolamentos radiais de esferas. . . . 103
5.60 Graus de tolerância para assentos do rolamento e tolerâncias geométricas. . 104
5.61 Condições de fronteira aplicadas ao cubo. 105
5.62 Malha criada (esquerda) e distribuição do *Aspect Ratio* (direita). 106
5.63 Distribuição da tensão de von Mises ao longo do cubo. 106
5.64 Estrutura de suporte do motor RI/RE. 107
5.65 Condições de fronteira. 108
5.66 Malha criada (esquerda) e distribuição do *Aspect Ratio* (direita). 109
5.67 Distribuição da tensão de von Mises ao longo da estrutura de suporte do motor. 109
5.68 Anel elástico para furo (DIN 472). 111
5.69 Estrutura base. 113
5.70 Dimensões das chapas. 115
5.71 Condições de fronteira aplicadas à chapa 1. 115
5.72 Malha criada (esquerda) e distribuição do *Aspect Ratio* (direita). 116
5.73 Distribuição da tensão de von Mises ao longo da chapa 1. 116
5.74 Perfil UPE (362.1 mm medido desde a chapa 1). 117

6.1 Diagrama de blocos funcionais do circuito de comando de motores passo-a-passo. 118
6.2 Prisma Retangular. 121
6.3 Tubo cilíndrico. 121
6.4 Ilustração *SolidWorks*®. 122
6.5 Ilustração *SolidWorks*® do sistema de eixos para definição dos momentos de inércia, com posicionamento a 0° de flexão. 122
6.6 Perfil trapezoidal de velocidade do motor. 124
6.7 Ilustração do motor 34HS46-6004D-E1000 selecionado. 126
6.8 Curva binário-velocidade do motor 34HS46-6004D-E1000. 127
6.9 Ilustração *SolidWorks*® do sistema de eixos para definição dos momentos de inércia, com posicionamento a 0° de flexão. 128
6.10 Curva binário-velocidade do motor 34HS31-6004D-E1000. 132
6.11 Ilustração do *driver* CL86T-V41 selecionado. 134
6.12 Ilustração da fonte de alimentação LRS-350-48 selecionada. 136

7.1 Ilustração do atuador pneumático ADN-80-100-A-P-A selecionado. 140

Lista de Tabelas

4.1 Dimensões dos espécimes de joelhos cadavéricos. 25

5.1 Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061-T6. 32
5.2 Dimensões do perfil 1. 33
5.3 Dimensões dos perfis 2 e 3 (Hydro BC-130). 38
5.4 Dimensões dos perfis 4 e 5 (Hydro BC-130). 43
5.5 Dimensões dos perfis 6 e 7 (Hydro BC-130). 46
5.6 Dimensões dos perfis 8 e 10 (Hydro BC-129). 49
5.7 Dimensões do perfil 9 (Hydro VQ-018). 51
5.8 Dimensões do cilindro de fixação femoral (Hydro VR-082). 53
5.9 Propriedades mecânicas do aço Ck45. 60
5.10 Propriedades do iglidur® G. 71
5.11 Características geométricas e tolerâncias do casquilho GFM-2427-10. 72
5.12 Dimensões do cilindro de fixação tibial (Hydro VR-110). 98
5.13 Características do rolamento rígido de esferas 6006 (Apêndice XVIII). . . . 100
5.14 Propriedades mecânicas do aço ASTM A36. 114

6.1 Processo de detrminação da inércia da carga referenciada no eixo Ox, para 0° de flexão. 122
6.2 Características do motor Nema 34 34HS46-6004D-E1000. 126
6.3 Processo de detrminação da inércia da carga referenciada no eixo Oz, para 0° de flexão. 128
6.4 Características do motor Nema 34 34HS31-6004D-E1000. 131
6.5 Corrente efetiva dos motores utilizados. 133

7.1 Características do cilindro pneumático ADN-80-100-A-P-A selecionado. . . 140

Lista de Equações

5.1 Proporção entre variáveis d_1 e d_2. 32
5.2 Tensão de corte máxima. 34
5.3 Tensão normal máxima. 34
5.4 Reação no ponto A do perfil 1. 34
5.5 Reação no ponto B do perfil 1. 34
5.6 Momento no ponto A do perfil 1. 34
5.7 Momento no ponto B do perfil 1. 34
5.8 Momento fletor para coordenada z equivalente a d_2 no perfil 1. 35
5.9 Momento de inércia em relação ao eixo neutro para o perfil1. 35
5.10 Tensão normal máxima no perfil 1. 36
5.11 Tensão normal admissível. 36
5.12 Variável S. 36
5.13 Tensão de corte máxima no perfil 1. 36
5.14 Reações na extremidade encastrada do perfil 2. 38
5.15 Tensão normal máxima no perfil 2. 39
5.16 Momento de inércia em relação a O_x do perfil 2. 39
5.17 Momento de inércia em relação a O_z do perfil 2. 39
5.18 Tensão normal máxima instalada no perfil 2. 39
5.19 Carga crítica de encurvadura pelo Eurocódigo 9. 40
5.20 Raio de giração segundo eixo O_x. 40
5.21 Esbelteza do perfil 2. 41
5.22 Esbelteza de Euler. 41
5.23 Esbelteza normalizada. 41
5.24 Coeficiente que inclui as imperfeições reais no processo de dimensionamento. . 42
5.25 Fator de redução da resistência plástica ou coeficiente de varejamento. 42
5.26 Carga crítica de encurvadura pelo Eurocódigo 9. 42
5.27 Momento fletor máximo para o perfil 4. 44
5.28 Tensão normal máxima do perfil 4. 44
5.29 Reação no ponto E do perfil 6. 46
5.30 Reação no ponto C do perfil 6. 46
5.31 Momento no ponto E do perfil 6. 47
5.32 Momento no ponto C do perfil 6. 47
5.33 Tensão normal máxima instalada no perfil 6. 47

5.34 Reações na extremidade encastrada do perfil 8, para 90° de flexão. 50
5.35 Tensão normal máxima instalada no perfil 8, para 90° de flexão. 50
5.36 Tensão normal máxima instalada no perfil 8, para 0° de flexão. 50
5.37 Tensão normal máxima instalada no cilindro de fixação femoral, para 0° de flexão. 53
5.38 Comprimento de parafusos em ligações por parafuso, porca e contraporca. . . 55
5.39 Comprimento dos parafusos de cabeça cilíndrica com fenda para fixação dos motores F/E e AD/AB. 56
5.40 Critérios de Soderberg e Tresca. 61
5.41 Tensão normal de flexão máxima para secção tubular. 64
5.42 Amplitude de tensão normal para o VHC. 64
5.43 Tensão normal média para o VHC. 64
5.44 Tensão de corte máxima para uma secção tubular. 64
5.45 Tensão limite de fadiga corrigida. 64
5.46 Efeito de tamanho. 65
5.47 Efeito do acabamento superficial. 65
5.48 Tensão limite de fadiga. 65
5.49 Cálculo da tensão limite de fadiga corrigida para o VHC. 65
5.50 Determinações da tensão estática equivalente e do diâmetro mínimo do VHC. 66
5.51 Tensão de corte máxima no VVM em função do diâmetro. 68
5.52 Tensão normal de flexão máxima no VVM em função do diâmetro. 68
5.53 Amplitude de tensão normal para o VVM. 68
5.54 Tensão normal média para o VVM. 68
5.55 Cálculo da tensão limite de fadiga corrigida para o VVM. 69
5.56 Fator de concentração de tensão prático ou de fadiga. 69
5.57 Determinações da tensão estática equivalente e do diâmetro mínimo do VVM. 70
5.58 Tensão de corte admissível de Tresca. 75
5.59 Força de corte. 75
5.60 Tensão de corte máxima de uma chaveta solicitada ao corte. 76
5.61 Comprimento mínimo da chaveta, para solicitação de corte. 76
5.62 Tensão normal máxima de uma chaveta sob compressão. 76
5.63 Comprimento mínimo da chaveta sob compressão. 76
5.64 Comprimento máximo da chaveta. 77
5.65 Comprimento dos pernos roscados para fixação do cilindro linear pneumático. 80
5.66 Comprimento de parafusos em ligações por parafuso e peça roscada. 81
5.67 Comprimento parafuso de ligação entre o perfil 1 e o cilindro de guiamento. . 82
5.68 Tensão normal máxima instalada no cilindro de guiamento. 82
5.69 Raio de giração do cilindro de guiamento. 83
5.70 Esbelteza do cilindro de guiamento mais a haste do cilindro pneumático na posição de avanço. 83
5.71 Esbelteza normalizada. 83

5.72 Coeficiente que inclui as imperfeições reais no processo de dimensionamento. . 83
5.73 Fator de redução da resistência plástica ou coeficiente de varejamento. 83
5.74 Carga crítica de encurvadura pelo Eurocódigo 9 para o cilindro de guiamento. 84
5.75 Comprimento dos parafusos de ligação entre o perfil 3 e a carruagem da guia PD. 87
5.76 Comprimento dos parafusos de ligação entre a calha da guia PD e o perfil UPE da estrutura base. 88
5.77 Condição para evitar deslizamento. 89
5.78 Pré-esforço. 89
5.79 Força primária de corte por parafuso, devido a carregamento excêntrico. . . . 90
5.80 Força secundária de tração máxima, devido ao carregamento excêntrico fora do plano. 90
5.81 Diâmetro mínimo dos parafusos de ligação da estrutura em "C". 91
5.82 Comprimento mínimo dos parafusos da estrutura em "C". 91
5.83 Força aplicada por parafuso, devida ao momento torsor. 92
5.84 Diâmetro mínimo dos parafusos de ligação da estrutura em "O". 92
5.85 Comprimento mínimo dos parafusos de ligação da estrutura em "O". 93
5.86 Diâmetro mínimo dos parafusos de ligação da estrutura em "U". 94
5.87 Comprimento mínimo dos parafusos de ligação da estrutura em "U". 94
5.88 Diâmetro mínimo dos parafusos de ligação entre o CFF e o perfil 9. 96
5.89 Comprimento mínimo dos parafusos de ligação entre o CFF e o perfil 9. . . . 96
5.90 Tensão normal máxima instalada no cilindro de fixação tibial. 98
5.91 Tensão de corte. 98
5.92 Momento polar de inércia para uma secção transversal tubular. 98
5.93 Tensão de corte máxima no cilindro de fixação tibial. 99
5.94 Matriz caracteristica do estado de tensão máximo do CFT 99
5.95 Tensão de corte máxima de Tresca. 99
5.96 Tensão de corte admissível de Tresca. 99
5.97 Comprimento mínimo dos parafusos de ligação entre o motor RI/RE e a estrutura que o suporta. 110
5.98 Comprimento mínimo dos parafusos de ligação entre as estruturas base e de suporte do motor RI/RE. 110
5.99 Diâmetro mínimo dos parafusos de ligação do CFT ao cubo. 112
5.100 Comprimento de parafusos em ligações por parafuso e peça roscada do CFT ao cubo. 113
6.1 Momentos de inércia de um prisma retangular em relação ao seu centroide. . . 121
6.2 Momentos de inércia de um tubo em relação ao seu centroide. 121
6.3 Teorema de Steiner. 122
6.4 Aceleração angular máxima do motor responsável por movimento de flexão/extensão124
6.5 Velocidade angular máxima do motor responsável por movimento de flexão/extensão.124
6.6 Binário necessário para acelerar a carga. 124

6.7 Binário estático em relação ao eixo do motor de flexão/extensão, devido a força gravitacional. . . . 125
6.8 Coordenada y do centro de massa. . . . 125
6.9 Binário estático em relação ao eixo do motor de flexão/extensão, devido a força gravitacional. . . . 125
6.10 Binário necessário para motor flexão/extensão, sem fator de segurança. . . . 125
6.11 Binário necessário para motor flexão/extensão, com margem de segurança. . . . 125
6.12 Binário mínimo do motor de flexão/extensão, contabilizando inércia do rotor e com fator de segurança. . . . 126
6.13 Aceleração angular máxima do motor responsável por movimento de adução/abdução. . . . 129
6.14 Velocidade angular máxima do motor responsável por movimento de adução/abdução. . . . 129
6.15 Binário mínimo do motor de adução/abdução, não contabilizando a inércia do rotor e com fator de segurança. . . . 129
6.16 Binário mínimo do motor de adução/abdução, contabilizando a inércia do rotor e com fator de segurança. . . . 129
6.17 Aceleração angular máxima do motor responsável por movimento de rotação interna/externa. . . . 130
6.18 Velocidade angular máxima do motor responsável por movimento de rotação interna/externa. . . . 130
6.19 Binário mínimo do motor de rotação interna/externa, com fator de segurança. 131
6.20 Binário mínimo do motor de rotação interna/externa, contabilizando a inércia do rotor e com fator de segurança. . . . 131
6.21 Corrente efetiva do motor, dada a aplicação. . . . 133
6.22 Potência nominal de cada motor. . . . 135
6.23 Potência mínima necessária para a aplicação. . . . 135
7.1 Gama de intervalos de valores para a força teórica que o cilindro pneumático tem de exercer. . . . 138
7.2 Diâmetro mínimo do êmbolo do cilindro pneumático para pressão de operação de 6 bar e força teórica de 2508 N. . . . 139
7.3 Força teórica exercida por um cilindro pneumático de êmbolo de diâmetro de 80 mm, a 0.6 bar. . . . 139
7.4 Força teórica exercida por um cilindro pneumático de êmbolo de diâmetro de 80 mm, a 10 bar. . . . 139

Lista de Abreviaturas

AD/AB	Adução/Abdução
PPV	Amortecimento Pneumático Ajustável
PPS	Amortecimento Pneumático Automático
P	Amortecimento Pneumático Elástico
AP	Ântero-Posterior
CFF	Cilindro de Fixação Femoral
CFT	Cilindro de Fixação Tibial
F/E	Flexão/Extensão
HB	Híbrido
KKS	Kansas *Knee Simulator*
LAL	Ligamento Ântero-Lateral
LCL	Ligamento Colateral Lateral
LCM	Ligamento Colateral Medial
LCA	Ligamento Cruzado Anterior
LCP	Ligamento Cruzado Posterior
ML	Médio-Lateral
PaP	Passo-a-Passo
PMMA	Polimetilmetacrilato
PD	Próximo-Distal
RV	Relutância Variável
RI/RE	Rotação Interna/Externa
VHC	Veio Horizontal Chavetado

VHM	Veio Horizontal Maciço
VVC	Veio Vertical Chavetado
VVM	Veio Vertical Maciço

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização

Investigações conduzidas até ao presente momento, embora abundantes, evidenciam a falta de compreensão no que diz respeito aos mecanismos de lesão do ligamento cruzado anterior, uma das mais frequentes e impactantes pela negativa no desempenho desportivo de atletas. Tal torna a sua prevenção difícil, não existindo consensualidade nas abordagens de reabilitação e técnicas cirúrgicas de reconstrução, as quais visam restabelecer a mobilidade pré-lesão, aumentar a estabilidade pós-cirurgia e minimizar o risco de reincidência. O estudo das causas destas lesões é desafiante devido a dificuldades na obtenção de dados fiáveis sobre a tensão e deformação do LCA e influência da musculatura circundante durante o momento da lesão. Adicionalmente, restrições éticas na recolha de amostras *in vitro* e entraves na reprodução das características individuais de cada paciente, contribuem para o problema. Com vista à melhor compreensão dos fenómenos biomecânicos envolvidos, novas abordagens à cirurgia ligamentar do joelho têm sido investigadas utilizando técnicas quer *in vivo*, quer *in vitro*.

Sistemas de modelação musculoesquelética, como o *software AnyBody Technology*, em conjunto com dados de eletromiografia (EMG) e dados cinemáticos e cinéticos, são metodologias comummente utilizadas no estudo preditivo de lesões do LCA. Fornecem informações úteis sobre a biomecânica dos movimentos articulares e a atividade neuromuscular associada, contudo apresentam limitações significativas. Embora permitam identificar padrões de movimento, ângulos articulares e perfis de ativação muscular potencialmente relacionados a lesões, as suas conclusões sobre os movimentos e técnicas de maior risco permanecem especulativas. A justificação para tal reside na ausência de medições diretas da tensão no LCA e forças musculares durante os ensaios experimentais, o que impossibilita a correlação direta entre os fatores analisados e as cargas efetivamente suportadas pelo ligamento no momento da lesão. Além disso, estas técnicas carecem por não contabilizarem a influência das propriedades mecânicas dos tecidos moles nem o comportamento ligamentar [1].

Por outro lado, a modelação computacional pelo método dos elementos finitos permite avaliar o efeito de manipulações específicas no joelho de forma rápida e económica,

no entanto, apresenta constrangimentos intrínsecos. A complexidade dos modelos tridimensionais e a correta definição das propriedades das inúmeras estruturas envolventes ao joelho restringem a sua capacidade de captação da variabilidade anatómica e biológica, comprometendo a representação fiel de todas as variáveis presentes numa situação real. Uma outra desvantagem relaciona-se com a forte dependência dos resultados face à qualidade dos dados de entrada fornecidos pelos investigadores para criar o cenário.

As lacunas identificadas, a par com limitações óbvias inerentes a estudos *in vivo*, como a impossibilidade de análise do impacto da alteração de uma única variável no comportamento do joelho, realçam a necessidade de métodos mais avançados. Sistemas mecânicos instrumentados *in vitro* permitem o estudo biomecânico detalhado do comportamento dos tecidos do joelho, como análises de laxação, desgaste, estabilidade, mecânica do contacto, performance de ligamentos, etc. O uso destas técnicas possibilita a aquisição de variados parâmetros sobre as diferentes estruturas de forma fiel através da testagem de diferentes condições de carga, movimentos ou tratamentos isolados num único espécime de joelho cadavérico, prótese, ou até modelo sintético. Ao eliminar o fator variabilidade entre amostras, desempenham um papel crucial no desenho de próteses, avaliação de procedimentos cirúrgicos e planeamento individualizado de estratégias de reabilitação, melhorando a confiança nas tomadas de decisões clínicas.

Apesar das vantagens, a impossibilidade de simular processos biológicos de cicatrização ou regeneração das estruturas, aliada à variabilidade da qualidade dos tecidos cadavéricos, os quais tendem a degradar com o tempo, condicionando a repetibilidade das experiências, são aspetos adversos a técnicas *in vitro*. Por este motivo, a solução ideal para uma abordagem abrangente e eficaz de investigação pré-clínica envolve a combinação dos resultados alcançados com as diferentes tecnologias mencionadas.

1.2 Motivação e Objetivos

A presente dissertação, realizada em colaboração com o INEGI, tem como principal objetivo a conceção e desenvolvimento de um protótipo de simulador *in vitro* para joelhos cadavéricos, com capacidade de simular os movimentos articulares sob condições de carga. Esta tese é motivada pela necessidade de investigação e compreensão dos mecanismos subjacentes às lesões do ligamento cruzado anterior e correlação com a rotura do ligamento ântero-lateral. Considerando as limitações inerentes à construção de um mecanismo na íntegra, o âmbito deste trabalho foi delimitado ao desenvolvimento do projeto mecânico do simulador, não abrangendo o estudo de sistemas de controlos elétrico e pneumático, bem como excluindo a incorporação de mecanismos capazes de efetuar os movimentos de translação de reduzida magnitude ântero-posterior e médio-lateral.

1.3 Estrutura da Dissertação

Iniciou-se este trabalho com uma caracterização detalhada da anatomia e fisiologia do joelho focando nos tecidos envolventes, as suas funções e contribuição para os principais movimentos da articulação. Seguiu-se uma exaustiva revisão bibliográfica, destinada à análise de simuladores existentes na literatura, fabricados por diversas instituições, onde foram identificados os seus atributos básicos, finalidades, vantagens e limitações. Esta fase provou ser crucial ao estabelecimento de uma base sólida de ponto de partida ao desenvolvimento do novo protótipo. A partir dessa pesquisa foram definidos os requisitos de desempenho específicos do simulador a conceber.

Findo o estudo de fundamento teórico, subsequentemente procedeu-se aos projetos mecânico, elétrico e pneumático do mecanismo. Esse extenso processo, através de uma abordagem iterativa, envolveu a identificação de todos os componentes do equipamento, estudo das configurações e soluções ótimas, seleção dos materiais mais adequados, definição das geometrias e dimensões das peças e finalizou com verificações mecânicas de integridade estrutural, a fim de prevenir falhas por incapacidade de suporte do carregamento a que estão sujeitas. Adicionalmente, foram estabelecidos e selecionados atuadores adequados, juntamente com os sistemas de transmissão relevantes para possibilitar a execução dos diferentes movimentos desejados e a sua reprodução aos joelhos. Ao longo de toda esta etapa, atendou-se a cuidados de estratégias de fabricação e montagem dos elementos, priorizando a sua eficiência e viabilidade.

Em última instância, a estrutura foi instalada virtualmente num *software* de CAD e foram gerados os desenhos de definição de algumas das peças.

Capítulo 2

Anatomia e Fisiologia do Joelho

O joelho, a maior e uma das mais complexas articulações do corpo humano, é constituída por três ossos, fémur, tíbia e rótula, envolvidos por uma extensa rede de tecidos moles, incluindo ligamentos, tendões, músculos, etc. O conjunto de todas estas estruturas e a sua organização contribui para dar resposta as exigências biomecânicas da articulação, sendo que a integridade de cada componente e perfeita coordenação entre eles são fundamentais para garantir o correto desempenho do joelho, e qualquer disfunção pode resultar em lesões. A articulação do joelho é responsável pela transmissão de carga do fémur para a tíbia, permitindo o suporte do peso corporal, e pela locomoção e mobilidade dos membros inferiores.

Quanto à composição, o joelho é uma articulação do tipo sinovial, caracterizada pela presença de tecido cartilaginoso hialino a revestir as superfícies ósseas em contacto (superfícies articulares). Por conseguinte, esse tecido minimiza o atrito entre as superfícies, facilitando o deslizamento relativo sem que haja contacto ósseo gerador de desgaste e, promovendo maiores suavidade e mobilidade nos movimentos [2]. Além disso, dadas as suas capacidades de amortecimento, sobretudo face a impactos de natureza compressiva resultantes do peso corporal, contribui para a integridade da articulação e mitiga o risco de lesões [3].

Articulações sinoviais admitem ainda considerável liberdade de movimento, embora frequentemente limitada por ligamentos, e são totalmente envolvidas por uma cápsula articular, onde é segregado o líquido sinovial cujas principais funcionalidades são assegurar a permanente lubrificação da articulação e providenciar nutrientes às estruturas avascularizadas circundantes [2], [4], [5].

Em adição à cartilagem hialina, na articulação do joelho encontra-se também presente, essencialmente nos meniscos e em inserções ligamentares ou de tendões, a fibrocartilagem. Em termos funcionais, por possuir fibras de colagénio mais densas e em maior quantidade em comparação com a cartilagem hialina, a fibrocartilagem é a principal contribuinte para a rigidez, suporte e estabilidade do sistema esquelético [2].

Com o corpo na posição anatómica de referência, a Figura 2.1 apresenta os principais planos anatómicos. Estes intersetam e dividem o corpo humano em diferentes regiões: coronal (frontal), axial (transverso ou horizontal) e sagital, e ilustra as direções descritivas

mais comuns: anterior (ventral), posterior (dorsal), superior (cranial), inferior (caudal), medial (interna), lateral (externa), distal e proximal. Adicionalmente, é comum recorrer aos termos resultantes da conjugação das direções mencionadas.

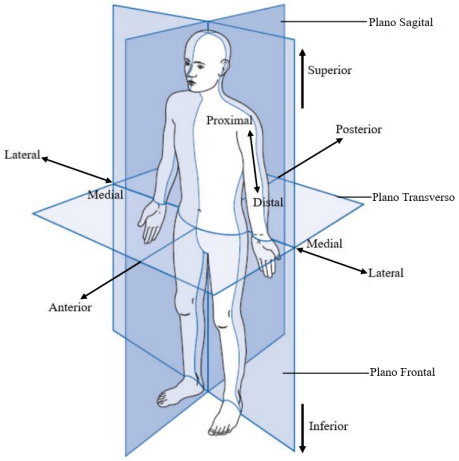


Figura 2.1: Planos e direções de referência [6] (Adaptada).

2.1 Osteologia

Os três ossos que compõem o joelho articulam-se para formar duas articulações secundárias, fémoro-tibial e fémoro-rotuliana. A nível macroscópico, na camada periférica, os ossos são constituídos por osso cortical ou compacto e, no espaço interior, por osso trabecular ou esponjoso. Este é menos denso, mas mais poroso do que tecido cortical, o qual é mais resistente e rígido [5].

O fémur (osso da coxa) é o osso mais comprido e robusto de todo o esqueleto humano, sendo uma estrutura crucial para o suporte do peso corporal. Nele podem ser delimitadas três regiões, a extremidade proximal ou superior, onde se encontra a cabeça do fémur que articula com a pelve, zona central constituída por um corpo ou diáfise de forma prismática triangular, aproximadamente cilíndrica, e a extremidade distal ou inferior, diretamente envolvida no joelho, articulando-se com a tíbia e rótula (Figura 2.2). O longo eixo da diáfise dirige-se numa direção oblíqua, divergindo 5° a 7° do eixo da tíbia e perónio [7], [2].

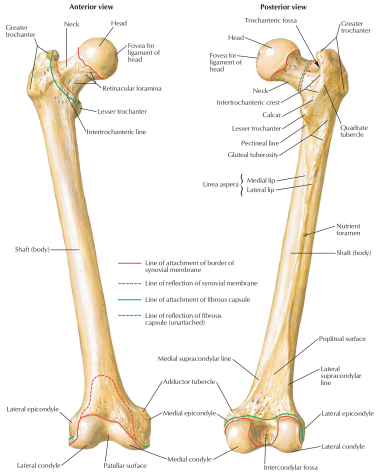


Figura 2.2: Vistas anterior (esquerda) e posterior (direita) do fémur [8].

Relativamente à região distal do fémur, esta articulan-se com a tíbia através dos côndilos femorais lateral e medial. Estas estruturas convexas são anteriormente conectadas pela tróclea do fémur e posteriormente são separadas pela fossa intercondiliana. A partir da face lateral do côndilo lateral e da face medial do côndilo medial desenvolvem-se pequenas saliências intituladas epicôndilos, lateral e medial, respetivamente.

A rótula ou patela (Figura 2.3) localiza-se na região anterior do joelho e apresenta três margens, duas faces, anterior e posterior ou articular, e um ápice. A superfície posterior da patela articula-se com a face patelar do fémur, e distingue-se nas facetas medial e lateral, separadas pela crista da patela.

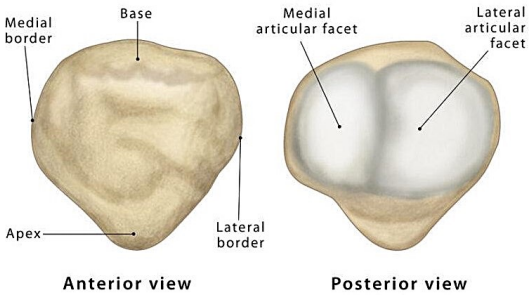


Figura 2.3: Vistas anterior (esquerda) e posterior (direita) da rótula [9].

Através da base da rótula, a mesma é mantida em lugar por anexação ao tendão do músculo quadríceps femoral, cuja extensão a partir do ápice da rótula dá origem ao ligamento rotuliano ou patelar que se estende até à área superior da tuberosidade tibial (Figura 2.4) [2]. Assim, por ser praticamente embebida pelo tendão e ligamento mencionados, a rótula é um osso sesamoide de funcionamento mecanicamente semelhante ao de uma roldana, permitindo maximizar a eficiência e capacidade de potência dos músculos do quadríceps femoral e auxiliando no mecanismo de extensão, uma vez que transfere a força do quadríceps femoral para a tíbia.

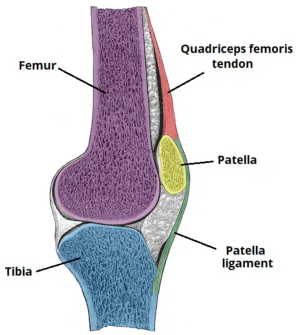


Figura 2.4: Mecanismo de roldana da rótula [10].

Em termos ósseos, a perna é constituída pela tíbia e pelo perónio ou fíbula, situado paralelo e lateralmente em relação ao primeiro osso.

A tíbia (Figura 2.5), à semelhança do fémur, é formada pela região proximal, envolvida na articulação do joelho, por um corpo central de secção transversal triangular, e ainda por uma região distal, a qual participa na articulação do tornozelo.

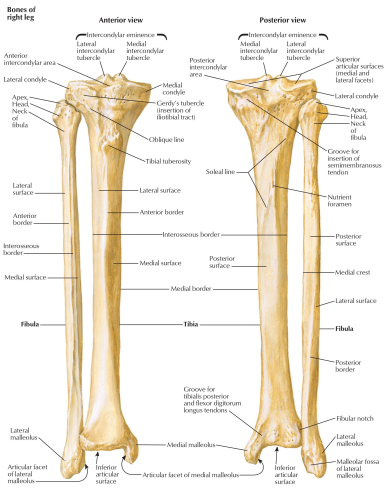


Figura 2.5: Vistas anterior (esquerda) e posterior (direita) da tíbia e perónio [8].

A tíbia proximal exibe uma superfície articular de apoio do peso corporal transmitido através do fémur, designada por planalto tibial. Este é constituído por dois côndilos, lateral e medial, que articulam com os respetivos côndilos femorais. As superfícies articulares superiores são separadas anteriormente e posteriormente pelas áreas intercondilianas anterior e posterior, respetivamente, por sua vez, separadas pela eminência intercondiliana [2], [7]. As faces anteriores dos côndilos fundem-se numa região cujo ápice é formado pela tuberosidade tibial, onde se insere o ligamento rotuliano. Adicionalmente, na superfície lateral e inferiormente ao côndilo lateral, situa-se o tubérculo de Gerdy, uma proeminência óssea, e ínfero-lateralmente a este situa-se a face fibular ou peronial, que permite a articulação com a cabeça do perónio [2].

Embora o perónio não pertença diretamente à articulação do joelho, é estrutura de inserção de alguns músculos e ligamentos pelo que, os distintos movimentos do joelho

dependem das suas características. O perónio admite um corpo de comprimento semelhante ao da diáfise tibial, contudo, de menor diâmetro, fazendo com que seja menos resistente do que a tíbia logo, menos preponderante em funções de suporte e transmissão de carga.

2.2 Meniscos Articulares

A preencher o espaço entre os côndilos femorais e as faces superiores da tíbia, o joelho inclui duas estruturas fibrocartilaginosas, designadas por meniscos, lateral e medial (Figura 2.6).

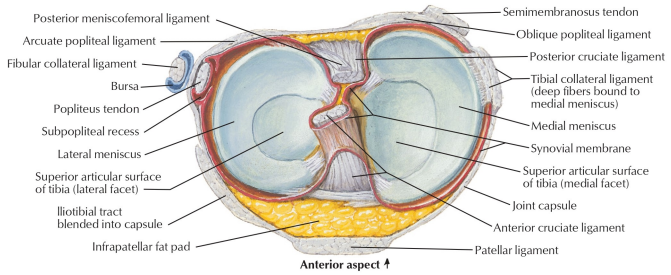


Figura 2.6: Vista superior da tíbia, mostrando os meniscos [8].

A convexidade muito acentuada dos côndilos femorais e possíveis irregularidades geométricas das superfícies articulares reduzem a concordância entre as mesmas, concordância essa importante para garantir fluidez de movimentação e minimização de desgaste devido ao contacto. Neste sentido, o principal objetivo dos meniscos é aumentar a congruência entre as superfícies articulares. Por este motivo, ambos os meniscos exibem uma superfície proximal lisa e côncava, adaptando-se aos côndilos femorais. Já a superfície distal é lisa e aplanada visto apoiar nas faces articulares superiores tibiais. Consequentemente, os meniscos servem para ampliar a área de contacto, uniformizando a distribuição de carga e melhorando a estabilidade e lubrificação da articulação [7]. Como função secundária, os meniscos atuam como amortecedores [5].

2.3 Mecanismo Articular

Motivado por ações musculares e restrito pelas estruturas articulares e exigências da atividade a executar, ao joelho são permitidos seis graus de liberdade independentes, mas frequentemente combinados. O principal diz respeito à rotação de flexão/extensão no plano sagital. Movimentos de inferior amplitude podem também ocorrer: rotações de

adução (*varus*)/abdução (*valgus*) no plano frontal e interna (medial)/externa (lateral) no plano transverso e as translações médio-lateral, ântero-posterior e próximo-distal, como apresentado na Figura 2.7. Assim, o joelho é uma articulação do tipo dobradiça modificada, uma vez que essencialmente permite flexão e extensão da perna, mas aliada a outros movimentos de menor relevância.

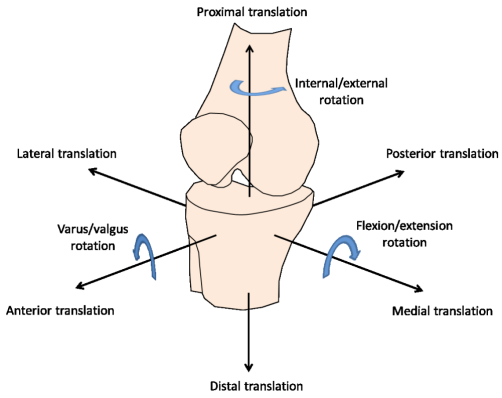


Figura 2.7: Graus de liberdade do joelho [11].

Os movimentos podem ser avaliados de modo ativo, quando se devem à contração dos músculos, ou passivo, os quais só podem ter atingidos com ajuda de um elemento externo, como assistência manual, estando os músculos relaxados. Para um joelho saudável, no que concerne aos valores médios, a flexão tem amplitude ativa máxima de 120°, quando o quadril está estendido, e 140°, no caso de o quadril estar fletido, e passiva, de 160°. A extensão ativa máxima é de 0°, podendo ultrapassar e atingir valores entre 5° e 10° de hiperextensão em situação passiva [5], [2], [7], [12].

No plano transversal, o joelho abrange uma gama até 10° de rotação interna e no máximo entre 30° a 40° de rotação externa [12], [13], [7], [14]. Ambas apenas são possíveis se a articulação estiver fletida e são afetadas pelo grau de flexão articular. Para a rotação de adução/abdução destaca-se uma amplitude máxima normal compreendida entre 6° e 8° para um adulto [12], [15]. A evolução do movimento de flexão leva ao aumento da rotação interna da tíbia sobre o fémur e do ângulo de adução/abdução [16].

Finalmente, medidos por Belvedere et al., os valores máximos admissíveis às translações médio-lateral, ântero-posterior e próximo-distal, também dependentes do ângulo de flexão, foram 4.8±2.8 mm, 25.8±5.9 mm e 23.8±3.3 mm, respetivamente [16], [17].

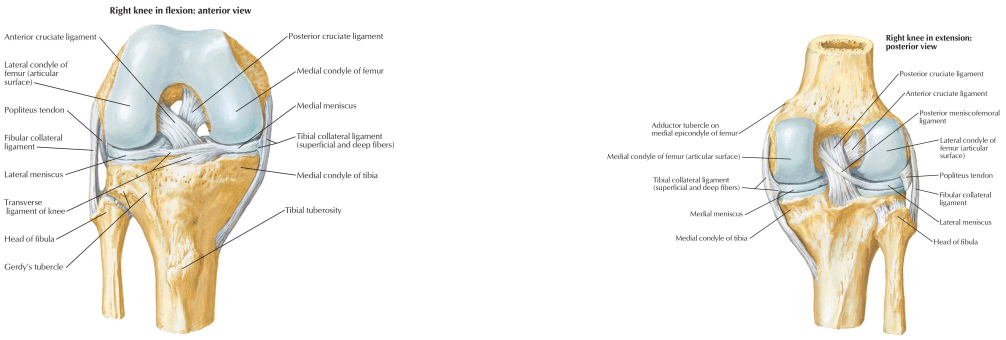
Durante a flexão, os côndilos femorais rolam posteriormente e deslizam anteriormente sobre o planalto tibial, e o fenómeno oposto verifica-se durante a extensão do joelho. Simultaneamente, à medida que o joelho se aproxima da posição de máxima extensão, o fémur roda medialmente em relação à tíbia devido à menor superfície articular do côndilo femoral lateral face ao medial. Esta ligeira rotação, conhecida por mecanismo de aparafusamento, ocorre entre 10° e -5° de flexão e serve para bloquear o joelho na posição de máxima extensão, maximizando a congruência e tensionado os tecidos moles.

Consequentemente, quando travado a estabilidade é máxima e nenhum outro movimento é possível ao joelho, tornando essa posição a mais adequada à sustentação de peso. A flexão inicia-se com o desbloqueamento do joelho através da rotação lateral do fémur relativamente à tíbia, motivada pela contração do músculo poplíteo [5], [7].

Na articulação fémoro-rotuliana os movimentos de flexão e extensão causam o deslocamento distal e proximal da rótula sobre a superfície patelar do fémur, respetivamente [18].

2.4 Ligamentos

Os ligamentos são bandas de tecido fibroso ricas em colagénio que estabelecem a ligação entre ossos. Funcionalmente resistem às diferentes solicitações, limitando a amplitude dos movimentos e por isso, contribuindo para o reforço, proteção e estabilização das articulações [19]. O joelho inclui quatro ligamentos principais (Figura 2.8), agrupados em dois grupos, os ligamentos intracapsulares cruzados, anterior e posterior (LCA e LCP, respetivamente), e os ligamentos extracapsulares colaterais, lateral e medial (LCL e LCM, respetivamente). Todos eles estabelecem uma ponte de ligação entre o fémur e a tíbia.



(a) Vista anterior do joelho em flexão.

(b) Vista posterior do joelho em extensão.

Figura 2.8: Ligamentos do joelho [8].

O ligamento cruzado anterior, LCA evolui desde a eminência intercondiliana e a área intercondiliana anterior da tíbia até ao côndilo lateral femoral [2]. Por outro lado, o ligamento cruzado posterior, LCP, origina-se inferiormente na eminência intercondiliana posterior da tíbia e insere-se no côndilo femoral medial [2]. Em virtude das suas inserções, os ligamentos em causa encontram-se dispostos numa formação cruzada, criando um "X" no centro da articulação.

O LCA é o principal responsável por resistir a forças de corte anteriores aplicadas sobre a tíbia, restringindo, por isso, a translação anterior tibial e evitando, consequentemente, situações extremas de hiperextensão do joelho. Por oposição, o LCP previne o

deslocamento excessivo posterior da tíbia relativamente ao fémur, intervindo para impedir a hiperflexão do joelho [20]. Secundariamente, os LCA e LCP auxiliam na limitação das rotações interna tibial e de abdução, e o LCP previne ainda a hiperextensão e adução [21].

Nos lados medial e lateral da articulação situam-se os ligamentos colaterais medial ou tibial e lateral, peronial ou fibular, respetivamente. Em maior detalhe, o LCM, tem inserções proximal no epicôndilo medial femoral e distal no côndilo e face mediais da tíbia enquanto, o LCL, estende-se desde o epicôndilo lateral do fémur até à cabeça do perónio [2].

O LCM resiste a forças de abdução exercidas segundo uma direção lateral e restringe a translação anterior tibial, auxiliando o LCA na prevenção da hiperextensão. Por se localizar do lado oposto o joelho, o LCL desempenha um papel fundamental na oposição a forças de adução, dirigidas medialmente. Adicionalmente, ambos impedem a hiper-rotação lateral tibial [4].

Recentemente descoberto e de origem no epicôndilo lateral do fémur e inserção entre o tubérculo de Gerdy e a cabeça do perónio, o ligamento ântero-lateral (LAL) atua em conjunto com o LCA (Figura 2.9). Contribui para o aumento da estabilidade da articulação visto controlar movimentos rotacionais, em particular a rotação tibial interna [12], [22].

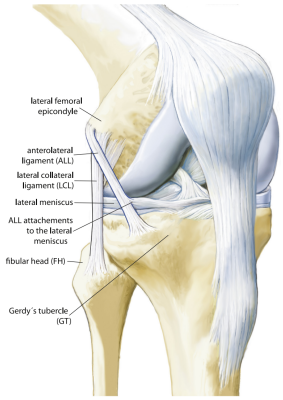


Figura 2.9: Ligamento ântero-lateral [23].

2.5 Músculos

Através de um sistema de inervação, os músculos recebem impulsos elétricos que os estimulam, permitindo os movimentos controlados das articulações. Simultaneamente são responsáveis pela manutenção do equilíbrio e estabilização das articulações quando contraídos [24]. O movimento causado por um músculo é fortemente dependente da

localização dos seus pontos de ancoragem, sendo que este tipo de tecido é conectado aos ossos por intermédio de tendões.

Associados à articulação do joelho, dois grupos principais de músculos podem ser distinguidos, os extensores e os flexores. A Figura 2.10 ilustra os principais músculos dos membros inferiores.

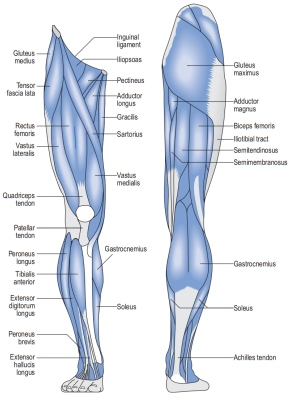


Figura 2.10: Principais músculos dos membros inferiores [18].

Os músculos extensores incluem os músculos do quadríceps femoral, auxiliados pelo tensor da fáscia lata e localizam-se no compartimento anterior da coxa. De modo geral têm inserções proximais na pelve ou diáfise do fémur e inserções distais na tíbia pelo que, a sua contração gera uma força de corte anterior que é transferida à tíbia através da rótula. Esta força puxa a tíbia na direção anterior, provocando a extensão da perna [1].

Quanto ao tensor da fáscia lata, este é um fraco extensor e rotador medial do joelho, sendo mais relevante para auxiliar a manter o joelho estendido e a postura ereta. O quadríceps femoral, principal e maior músculo extensor, subdivide-se nos músculos reto femoral e vastos lateral, medial e intermédio. Os músculos vastos apenas atuam na articulação do joelho, contudo os músculos reto femoral e tensor da fáscia lata cruzam quer a articulação do joelho, quer a articulação do quadril, possuindo ações secundárias. Ambos são extensores da perna no joelho e flexores da coxa na articulação do quadril [2], [8], [7].

Os principais músculos flexores incluem o bíceps femoral, semitendinoso e semimembranoso, que em conjunto compõem o grupo de músculos isquiotibiais e localizam-se no compartimento posterior da coxa. Todos estes músculos têm origem proximal pélvica e inserção distal na tíbia e/ou perónio pelo que, estão envolvidos quer na articulação do quadril, quer na articulação do joelho. A sua contração, a partir de uma postura curvada, tende a estender o tronco para uma posição ereta, causando a extensão da coxa. Por outro lado, ao contraírem são fortes contribuidores para a flexão da perna na articulação do joelho, visto contrabalançarem a força anterior exercida pelo grupo de músculos do quadríceps femoral. Para além da flexão, os isquiotibiais são ainda responsáveis pelas rotações lateral (bíceps femoral) e medial (semitendinoso e semimembranoso) do joelho, quando este se encontra ligeiramente fletido.

São ainda músculos flexores o gastrocnémio e o poplíteo, situados no compartimento posterior da perna, o sartório pertencente ao compartimento anterior da coxa e o músculo grácil, disposto no compartimento medial da coxa [2]. Os dois últimos, são rotadores mediais do joelho.

2.6 Lesões Ligamentares e Cirurgias

A articulação do joelho é mantida estável devido às ações conjuntas de estabilizadores ativos (músculos) e passivos (ligamentos e tendões). O rompimento de uma dessas estruturas, em particular dos ligamentos, conduz à instabilidade da articulação. Lesões ligamentares podem ser ligeiras (estiramento), quando apenas há extensão das fibras, parciais ou totais, conforme a rotura dos ligamentos seja apenas de algumas das suas fibras, mantendo-se as restantes íntegras, ou da totalidade das fibras, respetivamente. Este tipo de lesões promove deslocamentos anormalmente aumentados, como fenómenos de excessiva hiperextensão e acrescida rotação.

O ligamento cruzado anterior é o ligamento lesionado com maior frequência, causa atribuída à sua elevada fragilidade, por possuir regiões avascularizadas e menores área de secção e resistência comparativamente a outras estruturas. Por isso, é também o ligamento mais reconstruído cirurgicamente. A rotura traumática do LCA é comum em contexto desportivo, nomeadamente no andebol, dança, basquetebol, entre outras modalidades propensas a impactos e colisões de elevada intensidade e onde sejam frequentes movimentações explosivas e/ou que exijam mudanças bruscas e repentinas de direção e/ou velocidade, paragens repentinas, receções de saltos, etc. Com base nos exemplos fornecidos, lesões no LCA advém de ações de torção e *valgus*, onde há movimento relativo entre o fémur e a tíbia.

Adicionalmente, a rotura total do LCA é várias vezes acompanhada de contusões ósseas e/ou danos em estruturas adjacentes como o ligamento colateral medial, o ligamento ântero-lateral e os meniscos. De acordo com a severidade da lesão, extensão do dano, idade, estilo de vida do paciente, etc., o tratamento pode implicar repouso e exercicios de reabilitação, ou, em casos mais preocupantes, intervenção cirúrgica, com reconstrução do ligamento, uma vez que fraturado, o LCA não tem capacidade de regeneração.

No procedimento de reconstrução do LCA, o ligamento lesado é substituído por um enxerto, normalmente tecido mole retirado de outras estruturas do paciente como os tendões patelar, do isquiotibiais ou quadríceps (autólogo). O enxerto pode também ser obtido através de um dador (alogénico) ou até um enxerto sintético. O novo tecido é fixo com parafusos na posição do original, em túneis criados na tíbia e no fémur. A tensão gerada nesse processo impacta diretamente a reabilitação do LCA pois o enxerto atua como estrutura de suporte sobre a qual um novo LCA, mais fortalecido e viável, irá

crescer [25]. Uma fixação adequada deve ser suficientemente rígida para minimizar ou prevenir falhas futuras, alongamento e deslizamento quando a articulação for submetida a cargas cíclicas, mas não tão rígida a ponto de limitar o movimento ou comprometer a cinemática do joelho [26].

Dependo do paciente, em casos de instabilidade articular intensa ou lesões anteriores, a par com a reconstrução do LCA, pode ser indicada a reconstrução do ligamento ântero-lateral, como medida de reforço. Esta técnica, embora não consensual e ainda pouco explorada, tem provado diminuir a probabilidade de nova lesão e permitir que os pacientes retomem o nível de atividade desportiva e mobilidade que mostravam previamente à lesão, ao restaurar a estabilidade rotacional, aspeto desafiante com a reconstrução isolada do LCA [22], [27]. A escolha do procedimento e técnica utilizadas dependem da preferência do cirurgião aliada às características do paciente.

Capítulo 3

Estado da Arte

Atualmente, a literatura científica reporta uma enorme diversidade de simuladores *in vitro*, cada um com o seu propósito, vantagens e desvantagens. Seguidamente, são descritos alguns dos equipamentos mais populares e completos.

O primeiro e mais amplamente utilizado é o simulador vertical de Oxford, capaz de oferecer um melhor entendimento sobre a implicação de atividades diárias *in vivo*. Introduzido por Bourne et al. em 1978 e desde então já replicado múltiplas vezes, destina-se à simulação de flexão do joelho com total liberdade cinemática, por replicação do movimento de agachamento a baixa velocidade [28], [29].

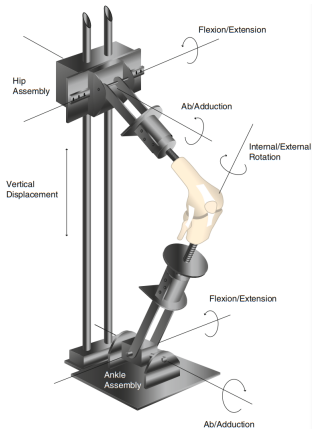
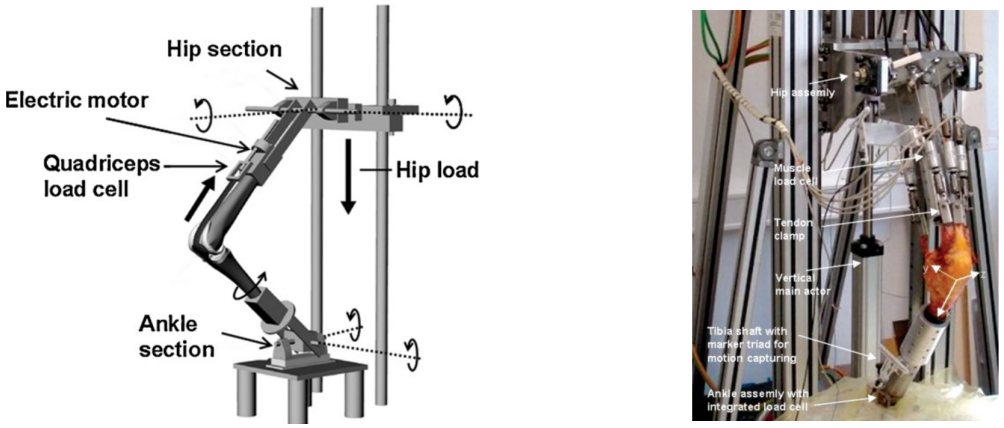


Figura 3.1: Simulador de Oxford [30].

Como ilustrado pela Figura anterior é composto por duas articulações mecânicas, tornozelo e quadril. Através de diversos rolamentos, a primeira permite o movimento esférico da tíbia em relação ao centro do tornozelo, gerando flexão/extensão, adução/abdução e rotação interna/externa, enquanto à estrutura do quadril são admitidos movimentos rotacionais de adução/abdução e flexão/extensão, acompanhados do deslizamento ao longo de duas guias verticais. Por conseguinte, os seis graus de liberdade naturais são permitidos ao joelho [29].

Geralmente são fixadas massas na unidade do quadril, exercendo uma carga vertical para simular o peso corporal. Nesta configuração, uma força de tração é aplicada ao tendão

do quadríceps para contrabalançar o peso aplicado e evitar o colapso do sistema [29], [31]. Na maioria das versões, o tendão do quadríceps é fixo a um atuador linear, elétrico ou hidráulico, posicionado na articulação do quadril. Consequentemente, ao ser aplicada força no quadríceps é induzida a flexão e extensão do joelho (Figura 3.2a) [32]. Wünschel et al. adaptaram o modelo original de Oxford de modo que a força do quadríceps seja ajustada até atingir um dado valor alvo (Figura 3.2b). Neste caso, ao invés da aplicação de massa sobre o quadril, preferiu-se a implementação de um atuador vertical, promotor do movimento descendente [33], [34]. Além disso, este exemplo mantém não só o quadríceps sob tensão, como também o grupo dos isquiotibiais, à semelhança do simulador de Munich [35].



(a) Atuador do quadríceps implementado no quadril [32].

(b) Atuador implementado na vertical [33].

Figura 3.2: Exemplos de versões do simulador de Oxford.

Inspirados nos modelos de Oxford e Purdue Mark II (máquina vertical direcionada para ensaios com próteses dos membros inferiores [24]) surgiu uma nova geração de simuladores dinâmicos de seis graus de liberdade desenvolvidos pela Universidade do Kansas, KKS, (Figura 3.3) [36]. O KKS produz forças, momentos e movimentos fisiológicos, tentando replicar o carregamento dinâmico e a cinemática do joelho durante atividades quotidianas como caminhar, agachar, subir e descer escadas, andar de bicicleta, etc. Permite velocidades e cargas de superior intensidade em comparação com o modelo de Oxford.

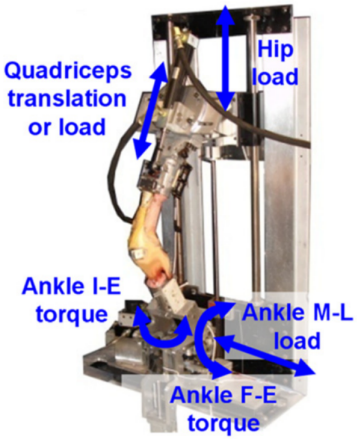


Figura 3.3: Simulador de Kansas [37].

De arquitetura geral análoga à ao simulador de Oxford, com a inclusão das unidades do tornozelo e quadril, a qual pode transladar verticalmente, e simulação da força do quadríceps, o equipamento de Kansas distingue-se essencialmente por possibilitar a medição tanto da posição, como da força em todos os cinco eixos, utilizando distintos atuadores servo-hidráulicos: forças do quadríceps, vertical aplicada no quadril e médio-lateral do tornozelo, e binários de flexão e rotação interna no tornozelo [36]. Normalmente, o atuador do quadríceps é controlado por um controlador PID em modo de posição, dado o papel na produção dos perfis de flexão/extensão, ao passo que os restantes quatro atuadores operam em controlo de força, a fim de simular cargas dinâmicas [38].

Apesar do KKS facilitar translação médio-lateral, quer neste simulador, quer no de Oxford as translações ântero-posterior do quadril e do tornozelo são impedidas, pelo que atividades que requeiram movimento AP significativo no joelho, como levantar de uma cadeira não são reproduzidas com exatidão [38].

Na sequência desse inconveniente, um novo simulador foi desenvolvido pela Universidade de Ghent em 2006 (Figura 3.4), destinado à medição da pressão patelofemoral durante a flexão e extensão em carga do joelho, por aplicação de uma força no tendão do quadríceps. Aprimorado a partir do modelo de Oxford, acrescenta-lhe duas guias na unidade do tornozelo para realização de translações médio-lateral e ântero-posterior e modifica o modo de fixação dos músculos, passando a utilizar um sistema de polias [39], [40], [41], [42].

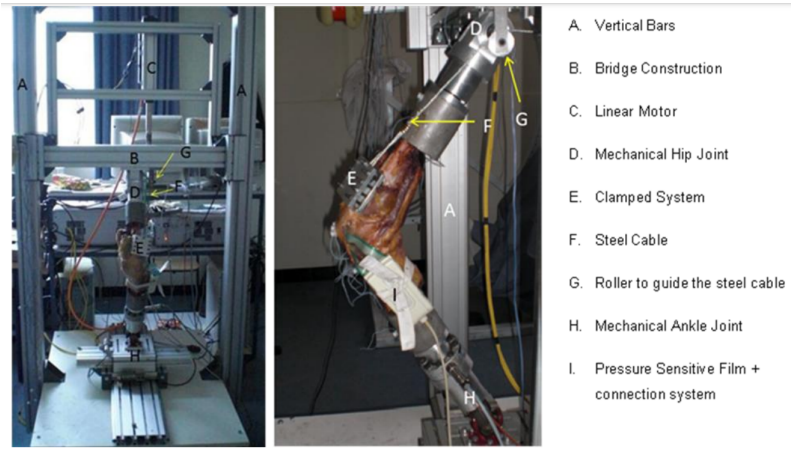


Figura 3.4: Simulador de Ghent [43].

Qualquer um dos três dispositivos verticais abordados são capazes de aplicar condições fisiológicas sem restringir a cinemática, ou seja, os graus de liberdade do joelho, permitindo que este reaja naturalmente aos esforços, por consequência da geometria articular e propriedades das estruturas envolvidas [44]. Se por um lado, esse fenómeno revela-se como a principal vantagem destes simuladores, por outro lado o controlo nos diferentes graus de liberdade não é realizado no joelho, mas antes por movimentos controlados no quadril e tornozelo. Assim, estas articulações ficam sujeitas a restrições discrepantes com a realidade biomecânica e, o controlo dos movimentos a verificar no joelho torna-se mais difícil [12]. Nesse seguimento, estes equipamentos são indicados para testar os espécimes sob circunstâncias fisiológicas, sendo menos adequados para replicar testes clínicos para deficiências ligamentares, nos quais pretende-se impor restrições aos graus de liberdade [29]. Ademais, nos aparatos de Ghent e KKS, o movimento de adução/abdução livre da tíbia em relação ao fémur é provocado por translação médio-lateral na articulação do tornozelo, estando o fémur fixo no plano frontal, ao invés de ser provocado pela própria rotação na articulação do joelho.

Além dos simuladores mencionados, um outro tipo de equipamento totalmente distinto, mas amplamente aceite pela comunidade de investigação biomecânica foi projetado para simular testes clínicos em joelhos cadavéricos: o sistema robótico [45], [46], [47]. Como evidenciado pela Figura 3.5, consiste num manipulador robótico formado por seis juntas articuladas e de seis graus de liberdade, frequentemente combinado com um sensor universal (UFS) para medição das forças e momentos ao longo dos três eixos do sistema de coordenadas [45], [48], [46].

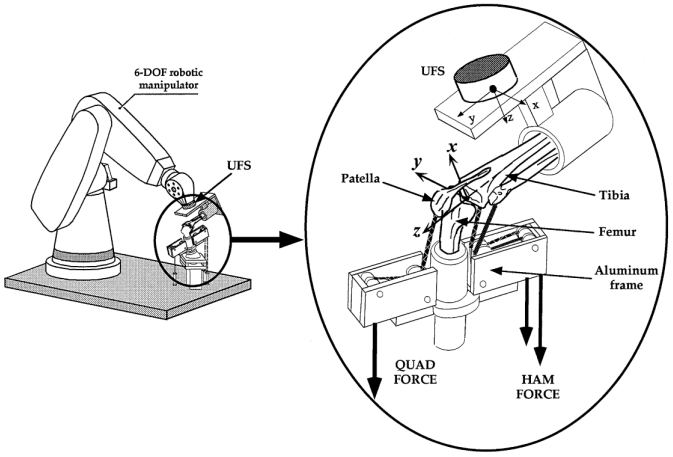


Figura 3.5: Sistema de testagem robótico/UFS [49].

Aquando dos testes experimentais, uma das extremidades do joelho, é rigidamente fixa ao sensor UFS, por sua vez montado no mecanismo superior do *robot*, mais concretamente, no braço manipulador (*end-effector*). A outra extremidade da articulação é fixa a uma base inferior estacionária, por intermédio de uma junta mecânica articulada esférica. Os seis eixos são acionados por servomotores, sendo que o mecanismo superior possui dois eixos translacionais e três eixos rotacionais, e o mecanismo inferior tem apenas um eixo de translação [46], [50].

Em termos de aplicabilidade, os simuladores robóticos podem operar tanto em controlo de força, como de posição, para aplicação de cargas externas pré-estipuladas ou replicação de uma dada trajetória de movimento previamente definida a um mesmo espécime antes e depois de lhe ser feita alguma modificação.

Contrariamente aos simuladores verticais, os quais simulam forças musculares recorrendo a atuadores, algumas versões da tecnologia robótica utilizam um sistema de pesos e polias conectados aos tendões para tracionar os músculos, quadríceps e/ou isquiotibiais (Figura 3.5) [48], [49]. Esta não é uma solução elegante e por isso, sistemas robóticos são preferíveis em estudos onde a cinemática passiva do joelho é o foco principal, isto é a cinemática é somente dependente dos ligamentos, meniscos e geometria articular. Adicionalmente, o sistema robótico permite o controlo independente dos seis graus de liberdade.

A maior desvantagem de simuladores biomecânicos robóticos advém da complexidade requerida pelos algoritmos do sistema de controlo, aumentando custos associados.

Projetado para o estudo conduzido por Sutton et al. em 2010 para examinar a resposta natural de espécimes de joelho aos parâmetros normalizados dos testes de desgaste de próteses, na Figura 3.6 é apresentado um simulador distinto dos anteriormente referidos [51], [52]. Trata-se de um simulador de seis graus de liberdade montado num sistema MTS (Eden Prairiem MN).

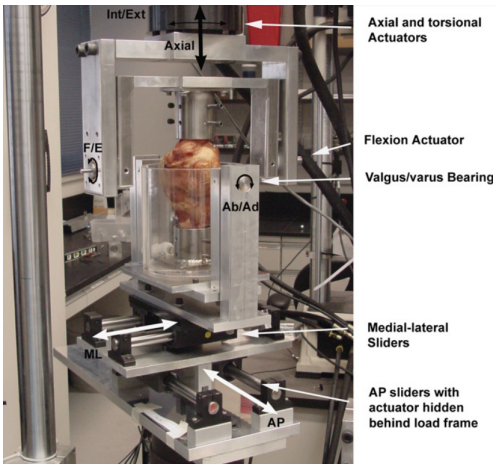


Figura 3.6: Simulador biomecânico empregue nos estudos de Sutton et al. [51].

Por meio de atuadores acoplados ao suporte femoral, pode-se acionar a flexão/extensão do joelho e a rotação tibial, enquanto é transmitida força axial. O suporte tibial, é sustentado por uma base que permite rotação em adução/abdução. Inferiormente a essa base, localizam-se guias lineares que permitem as translações médio-lateral e ântero-posterior. O mecanismo criado simultaneamente, mas independentemente, é capaz de controlar a flexão/extensão, deslocamento ou força ântero-posterior, rotação ou binário tibial e força axial. Adução/abdução e translação médio-lateral são permitidas apenas de forma passiva, ou seja, o movimento nessas direções decorre livremente [51]. No estudo de Sutton et al., o movimento dos joelhos cadavéricos face às solicitações externas é condicionado pela geometria óssea, ligamentos existentes, bem como devido a outros tecidos moles estabilizadores da articulação.

Observando a Figura 3.6 conclui-se que o dado o acoplamento rígido entre o atuador de força axial e o suporte femoral, à medida que o atuador é acionado, o eixo do simulador em torno do qual ocorre flexão/extensão tende a transladar solidariamente. Por conseguinte, esse eixo deixa de ser coincidente com o eixo femoral epicondilar, o qual pode ser aproximado ao eixo de flexão/extensão do joelho, e passa ainda a não estar contido no mesmo plano horizontal onde se encontra o eixo de adução/abdução. Ora, as particulares apontadas divergem do comportamento biomecânico real, onde os dois eixos pertencem sempre ao mesmo plano, sendo perpendiculares entre si.

Em 2016, primeiro para estudos com implantes e mais tarde adaptado à execução de ensaios *in vitro* com joelhos cadavéricos (Figura 3.7), a *Imperial College London* construiu internamente um simulador, desenhado para ser acoplado e utilizado em conjunto com uma máquina de ensaios. O intuito era investigar a laxação e estabilidade ântero-posterior perante a libertação da cápsula posterior do joelho [53]. Posteriormente, Willinger et. al, recorreram ao simulador para replicar uma lesão realista do LCA *in vitro* e comparar a laxação resultante com aquela observada antes e depois da reconstrução do mesmo [54].

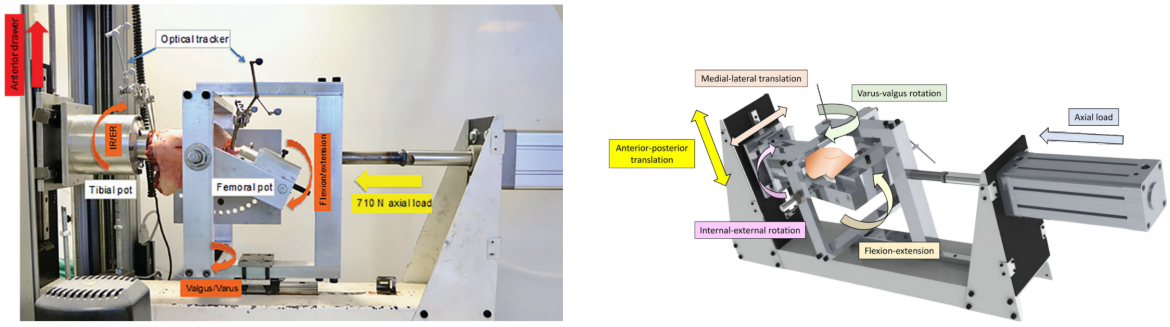


Figura 3.7: Simuladores da *Imperial College London* [54], [53] (Adaptada).

Como mostrado pelas Figuras anteriores, na versão *in vitro* do simulador de seis graus de liberdade, o fémur e a tíbia são inseridos em tubos cilindros. O tubo de suporte do fémur foi fixo a uma barra transversal em alumínio, a qual pode ser rodada manualmente e posteriormente fixada para proceder ao ajustamento do ângulo de flexão/extensão conforme desejado. Esse conjunto é fixo a uma estrutura pivotante, montada em rolamentos lineares na base do dispositivo, o que permite rotação de adução/abdução livre, sem restrição, em torno de um eixo ântero-posterior, e a aplicação de compressão axial na articulação através de um cilindro pneumático, acompanhada de translação próximo-distal. A tíbia é fixa horizontalmente a um veio livre de rodar internamente e externamente, por sua vez montado sobre um rolamento linear que facilita a translação médio-lateral. Toda esta montagem tibial é subsequentemente fixa a uma guia linear, diretamente acoplada à célula de carga na cabeça móvel da máquina de ensaios uniaxial (modelo 5565; Instron Ltd), que impõe a translação ou carga ântero-posterior, simultaneamente medindo a força e deslocamento [54], [55], [53], [56].

Capítulo 4

Especificações do Simulador

O equipamento a projetar visa estudar em amostras cadavéricas o comportamento dos ligamentos, com a aquisição de dados sobre as variações de tensão e deformação, para as condições de carga e movimentos mais favoráveis à ocorrência de lesões. O objetivo é criar um equipamento versátil, capaz de simular uma ampla gama de cenários e ser adaptado às diferentes necessidades experimentais.

Neste sentido, é de considerar a construção de um simulador que permita o controlo simultâneo e independente dos três graus de liberdade angulares, flexão/extensão, adução/abdução e rotação interna/externa, ambicionando a realização de estudos estáticos e dinâmicos, com a possibilidade de variar os tempos de ensaio e velocidades. Realça-se que por restrições de projeto, o ângulo de flexão máximo que se pode aplicar ao joelho é limitado a 100°. Além disso, deve ser viável a aplicação de uma carga axial compressiva, representativa do peso corporal, quando as amostras estão fixadas em posições angulares discretas ou à medida que os deslocamentos rotacionais são executados continuamente. Por constangimentos de tempo, as translações médio-lateral e ântero-posterior foram excluídas do simulador.

Face aos objetivos e findo o estudo das principais topologias de simuladores existentes, a proposta apresentada teve como ponto de partida o protótipo desenvolvido pela *Imperial College London*, ao qual foram efetuadas alterações para atender às especificidades do presente trabalho. Esta escolha foi deliberada sabendo que a qualquer uma das opções refinamentos teriam de ser efetuados para ir ao encontro do pretendido, procurando superar as limitações dos diferentes equipamentos viáveis sem necessidade de algoritmos de controlo complexos ou máquinas de ensaios e, garantindo a possibilidade de controlo nos seis graus de liberdade.

Analogamente ao simulador da *Imperial College London* utilizou-se um cilindro pneumático para aplicação da carga axial, no entanto considerou-se uma força de intensidade máxima superior. Sabendo que a articulação do joelho, durante atividades como marcha, corrida ou outras em que haja impactos e/ou apoio da totalidade do peso numa só perna, pode estar sujeita a forças pelo menos três vezes superiores ao peso corporal então, considerando um indivíduo de massa 100 kg, é requisito que o simulador seja capaz de aplicar uma carga compressiva correspondente aproximadamente ao triplo, isto

é, 3000 N [57], [58], [59], [60].

A Figura 4.1 ilustra o conceito geral do simulador produzido no programa *SolidWorks*®, ilustrando os vários componentes, as direções dos diferentes movimentos e o sistema de eixos global utilizado.

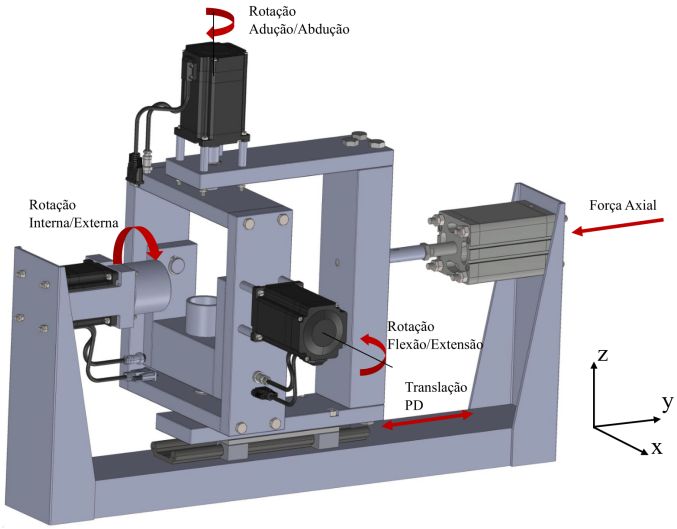


Figura 4.1: Conceito geral do simulador concebido.

Caracterizando de forma geral, a sugestão de construção mecânica do equipamento envolve três estruturas rígidas principais, denominadas femoral, tibial e base.

A componente femoral aloja o cilindro de fixação deste osso e facilita três graus de liberdade, dois relacionados com as rotações de flexão/extensão, em torno do eixo médio-lateral, Ox, e adução/abdução, em torno do eixo ântero-posterior, Oz, contido no mesmo plano e solidário com o primeiro. Ambos estes movimentos são aplicados sobre o fémur relativamente à tíbia por intermédio de motores. O outro grau de liberdade corresponde à translação próximo-distal, conseguida devido à montagem da estrutura femoral num sistema de guias lineares na base do simulador. Estes deslocamentos são promovidos pela atuação do cilindro pneumático, cuja linha de ação coincide com o eixo próximo-distal, Oy. Ao forçar o movimento distal, o cilindro aplica sobre a tíbia uma carga compressiva.

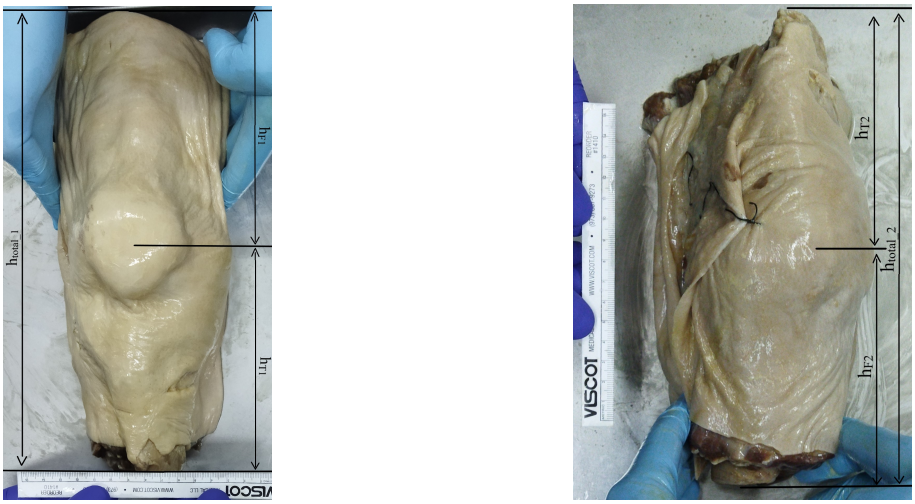
A componente tibial contém a peça cilíndrica de fixação da tíbia e um motor, sendo que os seus eixos são coincidentes e estão alinhados com o eixo próximo-distal, Oy, permitindo rotação interna/externa, ou seja, conferindo ao simulador um total de quatro graus de liberdade.

Por fim, a estrutura base, formada por uma base (perfil UPE) e dois suportes verticais, é responsável por interligar as partes femoral e tibial e possibilitar a montagem do simulador no espaço.

Capítulos futuros descreverão em detalhe a seleção e dimensionamento de todos os componentes da máquina, processo dependente das dimensões das amostras a ensaiar.

Assim, de modo a servirem de base à construção do simulador, dois espécimes de joelhos, cortados proximalmente no fémur e distalmente na tíbia, foram medidos no Hospital de São João do Porto.

As Figuras 4.2, 4.3, 4.4 mostram, respetivamente, as vistas frontais, superior e inferior dos dois joelhos cadavéricos recolhidos, os quais incluem, em adição aos ossos do fémur, tíbia, rótula e perónio, todos os tecidos moles associados à articulação. As Figuras mencionadas ilustram ainda a nomenclatura adotada ao longo do trabalho.



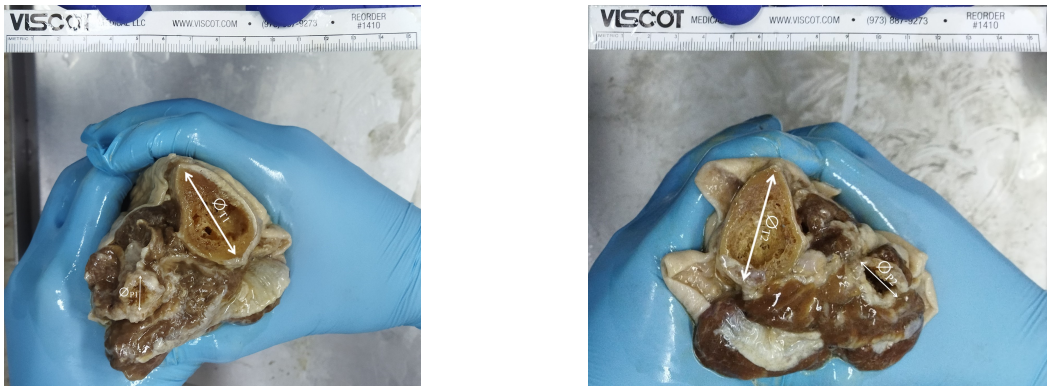
(a) Joelho cadavérico 1. (b) Joelho cadavérico 2.

Figura 4.2: Vistas frontais das amostras de joelhos cadavéricos.



(a) Joelho cadavérico 1. (b) Joelho cadavérico 2.

Figura 4.3: Vistas superior da secção transversal da diáfise do fémur das amostras de joelhos cadavéricos.



(a) Joelho cadavérico 1.

(b) Joelho cadavérico 2.

Figura 4.4: Vistas inferiores das secções transversais das diáfises da tíbia e do perónio das amostras de joelhos cadavéricos.

Através das Figuras anteriores foram estimadas as medidas aproximadas de maior pertinência, nomeadamente as alturas totais, h_{total}, entre os extremos superior e inferior, dos fémures, h_F, desde as zonas dos cortes proximais, e das tíbias, h_T, desde as regiões de cortes distais, até ao centro da articulação (determinado por inspeção visual, considerando o meio da base da rótula).

Adicionalmente, embora as diáfises do fémur, tíbia e perónio possuam forma prismática triangular, as mesmas foram aproximadas a cilindros, tendo-se aferido a maior expansão diametral nas regiões de corte, ϕ_F, ϕ_T e ϕ_P, respetivamente. Uma vez que apenas os tecidos ósseos serão fixos ao equipamento, aquando da medição, foram reiteradas apenas os diâmetros dos ossos, excluindo os tecidos moles.

Finalmente, para ambos os modelos, foram também mensuradas as larguras máximas medidas médio-lateralmente ao nível conjeturado do centro da articulação tibiofemoral, L_{art}. Contrariamente a outras medições, neste caso inclui-se a presença dos tecidos moles, por forma a percecionar o atravancamento necessário do simulador.

Os resultados previstos, utilizando uma régua graduada de resolução ± 0.1 cm, estão reunidos na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Dimensões dos espécimes de joelhos cadavéricos.

	Joelho 1	Joelho 2	Média
Altura total, h_{total} [cm]	28.0	22.9	25.5
Altura do fémur, h_F [cm]	14.5	8.0	11.3
Altura da tíbia, h_T [cm]	13.5	8.0	10.8
Diâmetro da diáfise femoral, ϕ_F [cm]	3.2	3.7	3.5
Diâmetro da diáfise tibial, ϕ_T [cm]	4.4	3.9	4.2
Diâmetro da diáfise peronial, ϕ_P [cm]	1.6	1.7	1.7
Largura da articulação, L_{art} [cm]	10.1	9.3	9.7

Para posteriores análises, optou-se por utilizar a menor altura óssea entre as amostras disponibilizadas, de 80 mm, uma vez que espécimes de maior dimensão podem ser cortados *a priori* de modo a satisfazer a padronização.

A ausência da articulação do tornozelo leva a que o perónio não esteja completamente fixo, o que pode afetar a tensão no LCL e, consequentemente, comprometer a estabilidade do joelho. De modo a contornar este constrangimento e assegurar o movimento solidário propõe-se, subsequentemente, a fixação do perónio na sua posição anatómica à tíbia por meio da inserção, numa região inferior à cabeça do perónio, de um parafuso cortical, comummente utilizado em medicina cirúrgica devido à sua biocompatibilidade. Esta é uma técnica simples, amplamente empregue em múltiplos estudos disponíveis na literatura, como é possivel verificar no exemplo da Figura 4.5 [53], [54], [1], [58].

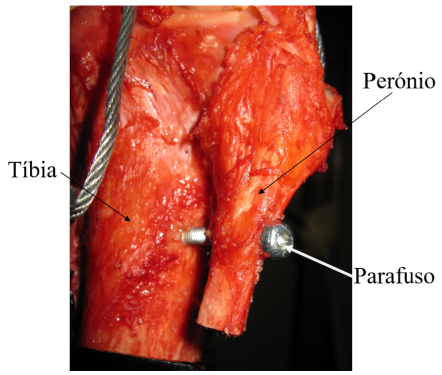


Figura 4.5: Fixação do perónio à tíbia [1] (Adaptada).

A resistência a cargas externas e a estabilidade articular dependem, em grande medida, das ações ativas e integradas de músculos e tendões. O estudo conduzido, por se tratar de um primeiro protótipo, despreza o contributo das forças musculares, não contemplando qualquer mecanismo de tracionamento dos tendões. Esta simplificação limita os ensaios a testes passivos, uma vez que os movimentos passam a ser controlados exclusivamente pelas ações dos ligamentos e meniscos [18]. Porém, durante os ensaios, os tecidos moles incluídos nos joelhos cadavéricos devem ser segurados e a rótula mantida em posição. Para esse fim, por recomendação da equipa responsável no Hospital de São João, são utilizadas duas cintas próprias para o efeito, uma na parte proximal do fémur e outra na região distal da tíbia/perónio.

Finalizada a preparação dos espécimes estão reunidas as condições para proceder à sua instalação no simulador. As porções proximal do fémur e distal da tíbia são colocadas em peças tubulares de alumínio, coaxiais na posição de 0° de flexão. A fixação rígida dos ossos a esses cilindros é feita com cimento ósseo polimetilmetacrilato (PMMA) e posteriormente recorrendo a um mínimo de três parafusos corticais convergentes, optando por um método semelhante ao utilizado na literatura [53], [54], [27].

A aplicação direta do cimento PMMA nos cilindros específicos para fixação pode danificar estas peças ou mesmo tornar dificil a remoção da resina e substituição dos

joelhos. Para contornar este problema, sugere-se o fabrico prévio de moldes onde a resina líquida e os ossos em posição possam ser colocados. Finda a cura, esses moldes são montados nos cilindros e fixos com parafusos, facilitando a montagem e desmontagem dos espécimes.

O correto posicionamento dos joelhos garante o alinhamento do eixo Oy do simulador com o eixo longo da tíbia, passando aproximadamente nos centros da articulação e do planalto tibial. Além disso, também o eixo Oz cruza o centro do joelho. Por último, é assegurada a coincidência dos eixos de flexão/extensão do simulador, Ox, com o do espécime, dado aproximadamente pelo eixo que liga as regiões mais distais dos côndilos femorais lateral e medial (eixo epicondilar). Alguns desalinhamentos podem resultar dos métodos explicados no entanto, prevê-se que tenham reduzido impacto nos resultados finais [61].

No Capítulo 2 foi mencionada a orientação entre 5° a 7° do eixo anatómico do fémur (linha entre as regiões centrais do fémur distal e proximal) relativamente ao eixo mecânico do membro inferior (linha que une os centros da cabeça do fémur e da articulação do tornozelo, atravessando o centro do planalto tibial), no plano coronal, quando o joelho está na posição de 0° de flexão [62], [35]. A reprodução deste posicionamento no simulador é conseguida ajustando o ângulo de *valgus* do fémur em torno do eixo Oz, precedendo os testes experimentais [61]. A função de posicionamento seria também possível através das translações desprezadas, ântero-posterior e médio-lateral, tal como no simulador da *Imperial College London*.

Capítulo 5

Projeto Mecânico

Nesta seção será explicitada a seleção dos materiais e dimensionamento de cada componente, organizando a explicação por estruturas principais femoral, tibial e base. Foi crucial ter em mente os requisitos dos diferentes elementos para que os materiais e o comportamento mecânico do sistema funcionem conforme o esperado. Após a finalização deste capítulo sucedeu a realização dos desenhos de definição apresentados nos Apêndices XXIV, XXV, XXVI e XXVII para as peças abordadas mais a frente, perfil 1, cilindro de guiamento, cubo e estrutura de suporte do motor RI/RE, respetivamente.

5.1 Estrutura Femoral

A Figura 5.1 ilustra a composição da estrutura femoral em maior detalhe, identificando os principais componentes a explorar.

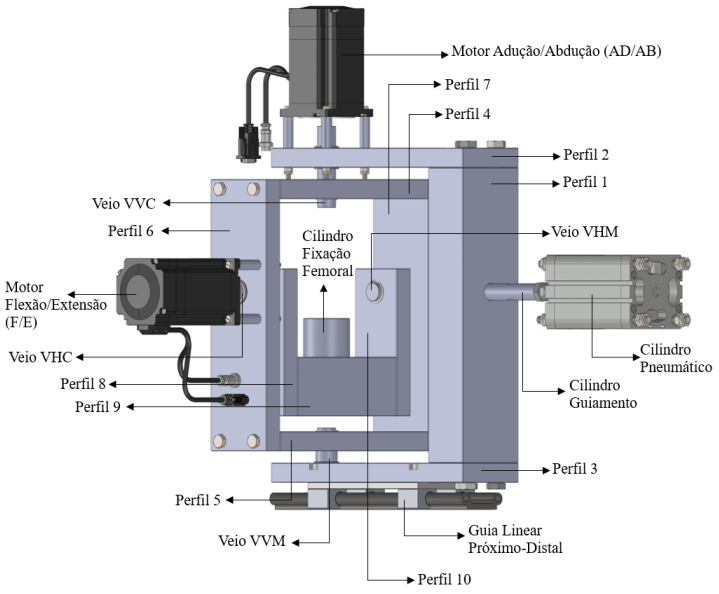
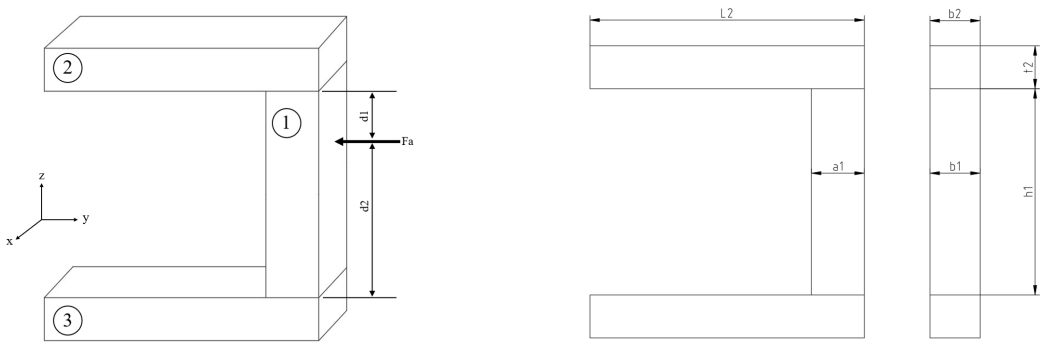


Figura 5.1: Estrutura Femoral.

5.1.1 Perfis Estruturais

De forma geral, em termos estruturais, foi assumida a mesma configuração do simulador desenvolvido pela *Imperial College London*, descrito anteriormente. Assim, por observação da Figura 3.7, verifica-se a presença de três geometrias em formatos de "C", "O" e "U", constituídas por um conjunto de perfis de secção retangular, unidos por parafusos.

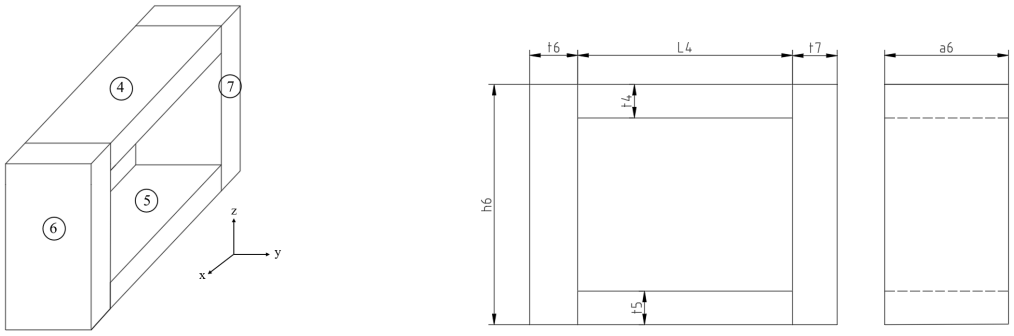
Com base na literatura foi obtida a Figura 5.2, representativa da estrutura em "C", composta por três perfis, e sobre a qual, mais especificamente sobre o perfil 1, é exercida uma força axial de compressão, F_a, por atuação de um cilindro pneumático linear. Na Figura 5.2b são identificadas as dimensões mais relevantes para cálculos subsequentes, tendo os perfis 2 e 3, os quais transmitem carga axial à construção em "O", sido considerados equivalentes.



(a) Representação tridimensional. (b) Vistas frontal e lateral.

Figura 5.2: Estrutura em formato de "C".

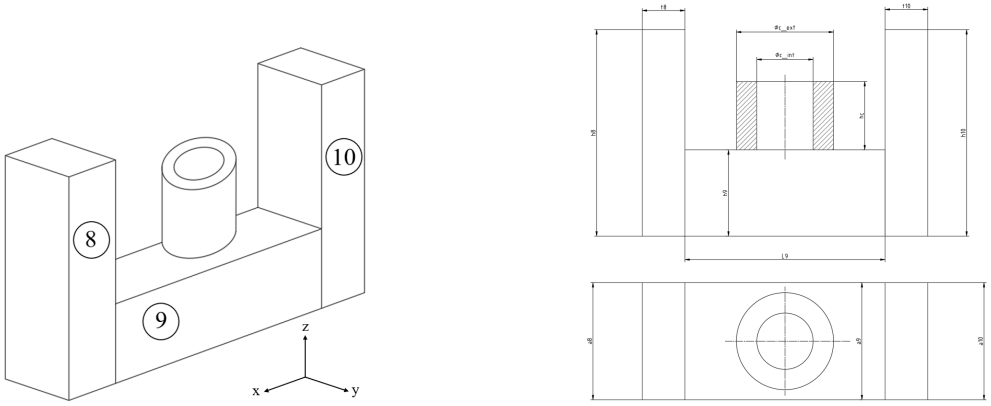
A rotação da estrutura com formato de "O" em torno do eixo O_z, causada pela atuação de um motor, induz no joelho o movimento de adução/abdução. O conjunto de perfis que compõem o "O" são conectados às estruturas em "C" e "U" por meio de quatro veios distintos. A Figura 5.3a apresenta uma representação tridimensional da estrutura em "O" e respetivos perfis constitutivos, enquanto a Figura 5.3b mostra as vistas frontal e lateral do grupo de quatro perfis, assinalando a nomenclatura a utilizar. Os perfis 4 e 5 são geometricamente iguais, bem como as chapas 6 e 7.



(a) Representação tridimensional. (b) Vistas frontal e lateral.

Figura 5.3: Estrutura em formato de "O".

Finalmente, sobre o conjunto de perfis que compõem a estrutura em "U" (Figura 5.4) e ao cilindro para posterior fixação do fémur é aplicada uma rotação em torno do eixo O_x (Figura 5.4a), o que possibilita o movimento de flexão ou extensão do joelho. Estes elementos são também solidários com o movimento de adução/abdução.



(a) Representação tridimensional. (b) Vistas frontal e de cima.

Figura 5.4: Estrutura em formato de "U".

O dimensionamento dos diferentes perfis assentou num processo iterativo dada a dependêncida das dimensões de outros componentes que foram sendo acrescentados ao simulador e de modelos *standard* disponíveis pelos fornecedores. Além disso, houve o cuidado de minimizar a inércia e peso do sistema.

De modo a assegurar que não ocorre cedência plástica do material face às cargas impostas, procedeu-se à discretização de cada uma das estruturas em perfis, para os quais foram efetuadas análises mecânicas a fim de determinar a tensão máxima instalada. Em todos os estudos foram desprezados os pesos das próprias peças, com fundamento no pressuposto de que não são suficientes para alterar o desempenho do equipamento e porque a carga aplicada possui intensidade superior em comparação com o peso.

5.1.1.1 Material

No simulador projetado, o principal objetivo dos perfis é a distribuição de carga ao longo do seu comprimento e, por conseguinte, a transmissão desse mesmo carregamento ao joelho instalado. Visto que a ligação entre perfis será realizada por juntas aparafusadas, o mesmo material foi selecionado para constituir todos esses elementos, eliminado assim problemas de incompatibilidade entre materiais.

Atendendo ao mencionado é desejável que o material possua suficiente resistência mecânica e rigidez para suportar as cargas impostas sem que haja deformação plástica, bem como, boa maquinabilidade, uma vez que se recorrerá a esta tecnologia para o fabrico dos perfis.

Na área da construção, entre os materiais mais utilizados para compor elementos estruturais encontram-se os aços de construção e as ligas metálicas não ferrosas de alumínio. De um modo geral, os aços de construção apresentam boas propriedades mecânicas, mas têm baixa resistência à corrosão e possuem elevada densidade. Por outro lado, as ligas de alumínio são cada vez mais utilizadas devido ao excelente rácio resistência mecânica/densidade que admitem, isto é, conseguem oferecer uma resistência mecânica semelhante à dos aços, mas como têm menor densidade permitem diminuir o peso global da estrutura. Adicionalmente são facilmente maquináveis, e possuem elevada natural resistência à corrosão [63]. No entanto, a rigidez das ligas de alumínio tende a ser inferior à dos aços, assim como o seu ponto de fusão e consequente resistência ao calor. Contudo, face às características do simulador, não é esperado que estas propriedades comprometam o correto funcionamento do mesmo.

Neste sentido, optou-se por selecionar como material constituinte dos diferentes perfis a liga de alumínio 6061-T6, cujos principais elementos de liga são o magnésio e o silício, com adições de cobre e crómio. Esta é das ligas mais recorrentes por melhor conjugar as propriedades anteriormente referidas, tendo em conta o tipo de carregamento sofrido e o meio onde se inserem. Oferecem média a alta resistência mecânica, excelente resistência à corrosão, elevada maquinabilidade, reduzida densidade e ainda, bom rácio performance/custo e elevada durabilidade. Ademais, a classificação T6 designa que é uma liga com endurecimento por precipitação estrutural, ou seja, foi sujeita a um tratamento térmico e mecânico de recozido de solução seguido de envelhecimento artificial, o que permite melhorar a resistência mecânica e maquinabilidade do material [63].

A Tabela 5.1 reúne as principais propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061-T6, obtida recorrendo ao *software* EDUPACK GRANTA.

Tabela 5.1: Propriedades mecânicas da liga de alumínio 6061-T6 (Apêndice I)[64].

Massa Volúmica, ρ [kg/m^3]	2690 - 2730
Módulo de Young, E [GPa]	66.6 - 70
Coeficiente de Poisson, ν	0.325 - 0.335
Tensão de cedência, σ_y [MPa]	240 - 280
Tensão de rotura, σ_{max} [MPa]	290 - 338
Dureza - Brinell [HB]	90 - 100

Ao longo do projeto, um fator de segurança, SF, será introduzido nos estudos de todos os elementos estruturais. Este deve ser sempre superior à unidade de forma a evitar que a tensão de cedência do material seja alcançada, a partir da qual começa a existir deformação plástica. Uma vez que o material a utilizar é bem conhecido, as condições ambientais são constantes e as tensões facilmente deduzidas então, foi assumido um valor de dois para este parâmetro [65].

5.1.1.2 Dimensionamento Estrutura em "C": Perfil 1

O perfil 1 é sujeito a uma força de compressão, F_a, a qual atua ao longo de O_y dado o sistema de coordenadas considerado e dista d_1 e d_2 do topo e base do perfil, respetivamente (Figura 5.2). O ponto de aplicação da carga foi estimado com base na inspeção visual da Figura 3.7 referente ao simulador desenvolvido na *Imperial College London*. Através destas foi possível inferir que, em média, a proporção entre d_1 e d_2 é de aproximadamente:

$$\frac{d_1}{d_2} \approx 0.7 \tag{5.1}$$

As ligações aparafusadas impedem qualquer deslocamento do perfil 1 pelo que este foi aproximado a uma viga bi-encastrada sujeita a uma carga concentrada, como indicado na Figura 5.5.

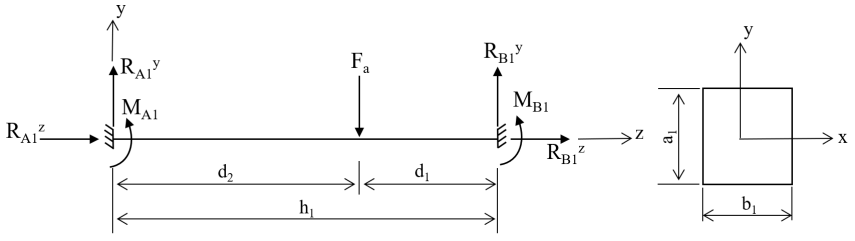


Figura 5.5: Diagrama de corpo livre do perfil 1.

Ao cálculo estrutural com base na Figura anterior precedeu o dimensionamento da peça em questão, de liga de alumínio 6061-T6, tendo-se recorrido ao fabricante *Hydro Perfis Standard*, o qual produz os perfis por extrusão [66].

Por motivos de simplificação procurou-se escolher um perfil tal que o valor de b_1 fosse idêntico à largura b_2 do perfil 2, definida em capítulos subsequentes. Além disso, a_1 deve ser suficiente para dispor os parafusos que conectam os perfis da estrutura em "C" e, ao mesmo tempo não pode ser demasiado elevado pois condiciona o comprimento do perfil 3, onde é montada a guia linear PD. Perante as restrições, após consulta do catálogo do fornecedor, para a secção retangular do perfil 1 foi selecionado o perfil Hydro BC-121 (Apêndice II), cujas dimensões são descritas na Tabela 5.2.

No que concerne à altura h_1, esta é o resultado da soma entre d_1 e d_2. Sabe-se que a altura do conjunto em formato de "O" deverá ser menor do que h_1 e, por sua vez, o espaço interior delimitado pelo "O" deverá ser suficiente para conter a estrutura em "U", cuidado importante a atender sobretudo na posição de 90° de flexão, e permitir a inserção e ensaio dos joelhos cadavéricos. Dada a interdependência entre medidas, h_1 foi conjeturada por um processo de ajustes constantes com a finalidade de mitigar interferências entre peças e minimizar o peso da máquina.

A variável d_1 foi aferida com base na observação da Figura 3.7, procurando assegurar folgas entre o perfis 3 e 5, 2 e 4 e entre este e o joelho. Para a última, é fundamental que d_1 exceda a soma da espessura do perfil 4, t_4, de 25.4 mm, tal como será estudado mais à frente, e a distância entre o centro da articulação e o seu extremo mais anterior (de maior coordenada z), na posição de 0° de flexão. Adotando uma simplificação geométrica da região central do joelho como uma esfera de diâmetro equivalente à largura média L_{art} medida nas amostras disponibilizadas pelo Hospital de São João (Tabela 4.1) de aproximadamente 100 mm, a altura em questão corresponde ao raio dessa esfera. Assim, d_1 deve ser superior a cerca de 80 mm.

Pesando todos os aspetos mencionados arbitrou-se o valor de 160 mm para a variável d_1. Respeitando a razão da Equação 5.1, a d_2 atribui-se o valor de 220 mm ou seja, a altura do perfil 1, h_1, é de 380 mm.

A Tabela 5.2 reúne as medidas atribuídas ao perfil 1.

Tabela 5.2: Dimensões do perfil 1 (Hydro BC-121).

Altura, h_1 [mm]	380
Comprimento, b_1 [mm]	101.6
Largura, a_1 [mm]	63.5
Altura, d_1 [mm]	160
Altura, d_2 [mm]	220

A força axial de compressão provoca a flexão do perfil introduzindo tensões de corte e normal, associadas ao esforço transverso e momento fletor, respetivamente, em cada secção transversal. Os valores das tensões máximas referidas podem ser determinados recorrendo à Equação 5.2 (fórmula de *Jouravski*) e Equação 5.3, respetivamente.

$$\tau_{zy}^{\max} = \frac{V_y^{\max} \cdot S}{t \cdot I_{xx}} \tag{5.2}$$

$$\sigma_{zz}^{\max} = \frac{M_f^{\max}}{I_{xx}} \cdot y_{\max} \tag{5.3}$$

- $V_y^{\max}$: Esforço transverso máximo segundo a direção O_y [N]
- S: Momento estático da área acima da cota y, relativamente ao eixo neutro [m^3]
- t: Espessura do perfil, na direção perpendicular à do esforço transverso, neste caso b_1 [m]
- I_{xx}: Momento principal de inércia da secção equivalente, relativamente ao respetivo eixo neutro [m^4]
- $M_f^{\max}$: Momento fletor máximo [Nm]
- $y_{\max}$: Máxima distância ao eixo neutro, medida ao longo de O_y [m]

Para determinar as variáveis anteriores é primeiramente necessário descobrir o valor das reações nos apoios. Analisando o digrama da Figura 5.5, rapidamente se conclui que o problema em análise é hiperestático e, por isso, usufrui-se de fórmulas tabeladas pelo *American Institute of Steel Construction Inc.* para o caso de uma viga bi-encastrada submetida a uma carga concentrada, a fim de obter as reações na direção vertical e os momentos nos extremos, sendo as reações segundo a direção horizontal nulas (Apêndice III) [67], [68]. Considerando uma força axial máxima de 3000 N e as medidas já estabelecidas vem que:

$$R_{A1}{}^{y} = \frac{F_a \cdot {d_1}^2}{{h_1}^3} \cdot (3d_2 + d_1) = \frac{3000 \cdot 160^2}{380^3} \cdot (3 \cdot 220 + 160) \approx 1147.689 \text{ N} \tag{5.4}$$

$$R_{B1}{}^{y} = F_a - R_{A1}{}^{y} = 3000 - 1147.689 \approx 1852.311 \text{ N} \tag{5.5}$$

$$M_{A1} = \frac{F_a \cdot d_2 \cdot {d_1}^2}{{h_1}^2} = \frac{3000 \cdot 220 \cdot 10^{-3} \cdot 160^2}{380^2} \approx 117.008 \text{ Nm} \tag{5.6}$$

$$M_{B1} = -\frac{F_a \cdot d_1 \cdot {d_2}^2}{{h_1}^2} = -\frac{3000 \cdot 160 \cdot 10^{-3} \cdot 220^2}{380^2} \approx -160.886 \text{ Nm} \tag{5.7}$$

No ponto de aplicação da carga axial, o momento tem o valor de [68]:

$$M\,(z = d_2) = \frac{2 \cdot F_{\mathrm{a}} \cdot {d_1}^2 \cdot {d_2}^2}{{h_1}^3} = \frac{2 \cdot 3000 \cdot 160^2 \cdot 220^2 \cdot 10^{-3}}{380^3} \approx 135.483 \text{ Nm} \tag{5.8}$$

Com base nas equações apresentadas, nas orientações da *American Institute of Steel Construction Inc.* e através da confirmação pela análise analítica por tramos, segundo o método das secções, foi possível traçar o diagrama dos esforços internos transverso, V, constante em cada tramo, e do momento fletor, M, para o perfil 1 (Figura 5.6).

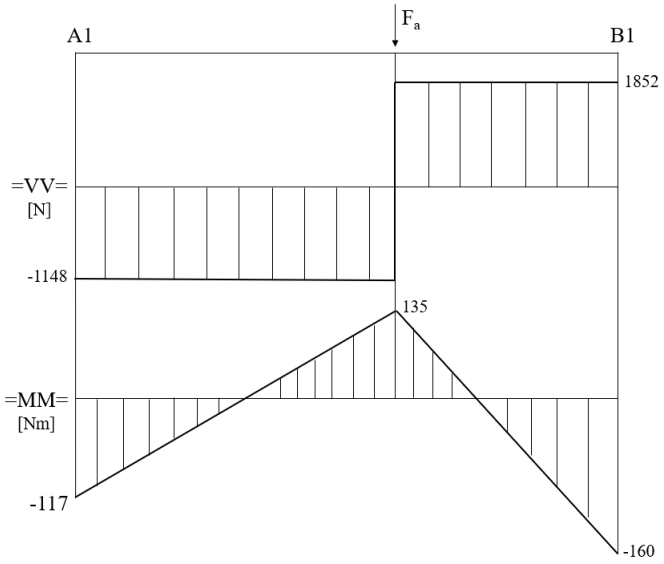


Figura 5.6: Diagrama de esforços internos do perfil 1.

Por observação da Figura anterior conclui-se que, em número absoluto, tanto o momento fletor, $\mathrm{M_f}^{\max}$, como o esforço transverso, $\mathrm{V_y}^{\max}$, máximos ocorrem no encastramento do extremo B1 e têm os valores de -160.886 Nm e 1852.311, respetivamente.

Retomando as equações referentes às tensões máximas, o momento de inércia em relação ao eixo neutro, neste caso $\mathrm{O_x}$ uma vez que não existe esforço normal nem flexão desviada e o centroide da secção localiza-se no seu centro fruto da simetria relativamente a $\mathrm{O_x}$ e $\mathrm{O_y}$, é:

$$I_{\mathrm{xx}} = \frac{{a_1}^3 \cdot b_1}{12} = \frac{63.5^3 \cdot 101.6}{12} = 2167872 \text{ mm}^4 \tag{5.9}$$

Assim, sabendo o momento máximo e as dimensões do perfil, substituindo a expressão anterior na Equação 5.3 e dado a tensão normal máxima ocorrer num ponto de coordenada y correspondente a metade do valor da variável $\mathrm{a_1}$, vem que:

$${\sigma_{zz}}^{\max} = \frac{160.886 \cdot 10^3}{2167872} \cdot \frac{63.5}{2} \approx 2.36 \text{ MPa} \tag{5.10}$$

O material constituinte dos perfis é Al 6061-T6 pelo que, possui um valor médio de tensão de cedência de 260 MPa (Tabela 5.1). Consequentemente, para um coeficiente de segurança de dois, de acordo com o critério de cedência da tensão principal máxima, evidenciado na Equação 5.11, a tensão máxima admissível é de 130 MPa. Esta é significativamente superior à tensão normal máxima instalada no perfil de cerca de 2 MPa pelo que, a força exercida pelo cilindro pneumático não é suficiente para provocar a sua cedência logo, a solicitação não compromete o correto funcionamento do sistema.

$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{y}}}{SF} \tag{5.11}$$

Relativamente à solicitação de corte, na Equação 5.2, o valor máximo da incógnita S é dado por:

$$S = \overline{y}' \cdot A' = \frac{a_1/2}{2} \cdot \frac{a_1}{2} \cdot b_1 = \frac{{a_1}^2 \cdot b_1}{8} \tag{5.12}$$

- A': Área de secção acima do eixo neutro [m^2]
- $\overline{y}'$: Distância do centróide da área A' ao eixo neutro [m]

Reunindo as expressões 5.9, 5.12 e 5.2 e substituindo as variáveis pelos respetivos valores, a tensão de corte máxima a atuar no perfil 1, a qual ocorre ao nível do eixo neutro, é de:

$${\tau_{\text{zy}}}^{\text{max}} = \frac{{V_{\text{y}}}^{\text{max}}}{b_1} \cdot \frac{{a_1}^2 \cdot b_1}{8} \cdot \frac{12}{{a_1}^3 \cdot b_1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{{V_{\text{y}}}^{\text{max}}}{a_1 \cdot b_1} = \frac{3}{2} \cdot \frac{1852.311}{63.5 \cdot 101.6} \approx 0.43 \text{ MPa} \tag{5.13}$$

Como é possível verificar, o valor de tensão de corte máxima conseguido é muito baixo pelo que pode ser desprezado quer neste perfil, quer nos restantes, nos quais a carga exercida será menor do que F_a.

5.1.1.3 Dimensionamento Estrutura em "C": Perfis 2 e 3

A força de compressão aplicada sobre o perfil 1 distribui-se pelos perfis 2 e 3, o que implica que as reações nos apoios do componente 1 anteriormente calculadas, ${R_{B1}}^y$ (1852.311 N conforme a Equação 5.5) e ${R_{A1}}^y$ (1147.689 N evidenciado pela Equação 5.4) correspondem em magnitude às forças P_1 e P_2 aplicadas sobre as barras 2 e 3, respetivamente. Estas cargas atuam na mesma direção das reações, Oy, todavia no sentido oposto.

Postumamente será detalhado o método de instalação do motor promotor dos movimentos de adução/abdução (AD/AB). Contudo, é neste momento crucial destacar que o

mesmo será rigidamente fixo ao perfil 2 pelo que, não podem ser negligenciados da análise estrutural os momentos fletores gerados no elemento em estudo devido ao peso e binário de rotação imposto pelo motor, P_{mA} e $M_{mA}{}^{z}$, respetivamente. A seleção dos motores mais adequados foi foco de estudo no Capítulo 6, resultando na escolha de um motor AD/AB com massa de 3.8 kg e binário nominal máximo de 9 Nm.

Decorrente da maior intensidade de P_1 em comparação com P_2, aliada à influência do motor AD/AB, o perfil 2 está sujeito a um carregamento mais crítico, sendo mais propenso a falhar do que o perfil 3. Por conseguinte, a verificação de resistência mecânica concentrou-se apenas no perfil 2.

Conforme já explicado, a ligação aparafusada entre os perfis 1 e 2 impõe condições de fronteira do tipo encastramento, sendo que na extremidade oposta o perfil 2 encontra-se livre. Com base nas informações fornecidas e nomenclatura estipulada traçou-se o diagrama de corpo livre do componente em estudo, representado na Figura 5.7. O eixo do motor coincide com a direção Oz, ântero-posterior, e, por isso dista 300 mm do extremo encastrado do perfil 2. Este valor y' foi conseguido através das dimensões dos perfis 2 e 4, abordado futuramente, subtraindo ao comprimento L_2 metade da largura a_4 de 101.6 mm.

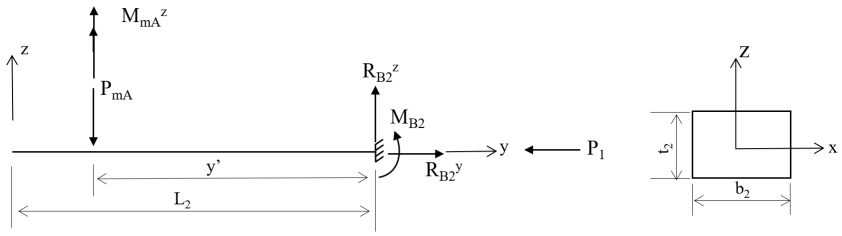


Figura 5.7: Diagrama de corpo livre do perfil 2.

No que concerne às dimensões, embora as espessuras dos perfis 2 e 3 não sejam dependentes de outros componentes e simplesmente condicionem o peso e espaço disponível para essas peças, o mesmo não acontece com a largura e comprimento.

Por ser servir de base à fixação do motor, a largura b_2 tem de ser superior à largura do motor AD/AB de 86 mm, como será visto na Subseção 6.1.2 (Apêndice XVI). Ao mesmo tempo, uma vez que a guia PD, alvo de análise em secções seguintes, será montada sob o perfil 3, este tem de possuir largura, b_3, maior do que a largura da carruagem da guia necessária para a aparafusar ao perfil de 86 mm (distância A2 no Apêndice XIII). Consultando o catálogo do fornecedor *Hydro Perfis Standard* de barras retangulares em Al 6061-T6, selecionou-se o perfil BC-130 (Apêndice II) [66].

Relativamente ao comprimento, novamente sublinha-se a necessidade de permitir as instalações do motor AD/AB e sobretudo da guia linear PD, de comprimento 200 mm (Apêndice XIII), sem que no perfil 3 exista interferência com as localizações do veio VVM (veio vertical maciço) e dos parafusos de ligação entre os perfis 1 e 3. Finalmente,

a fim de eliminar o risco de sobreposição no espaço entre a estrutura em "U" e o perfil 1, no caso do joelho cadavérico posicionado a 0° de flexão, é fulcral que L_2 e L_3 sejam mais elevados do que a soma de a_1 de 63.5 mm com a altura do perfil 8 (pertencente à estrutura com formato de "U") de 190 mm, como será abordado posteriormente. Perante todas as premissas, arbitrou-se um comprimento de 350 mm.

A Tabela 5.3 resume as dimensões atribuídas aos perfis 2 e 3.

Tabela 5.3: Dimensões dos perfis 2 e 3 (Hydro BC-130).

Espessura, t_2 e t_3 [mm]	25.4
Largura, b_2 e b_3 [mm]	101.6
Comprimento, L_2 e L_3 [mm]	350

De acordo com a Figura 5.7, conclui-se que o binário e peso do motor causam flexão desviada do perfil, enquanto a carga P_1 introduz uma componente de esforço normal de compressão. Todos estes aspetos contribuem para a tensão normal, σ_{yy}. O primeiro passo para determinar o seu valor máximo é o cálculo das reações no apoio encastrado B2, sendo P_{mA} 37.278 N, equivalente ao produto da massa do motor de 3.8 kg e a aceleração gravítica de 9.81 m/s^2, y' igual a 300 mm e P_1 1852.311 N. Efetuando o somatório de momentos e forças nesse ponto tem-se que:

$$\begin{cases} \sum F_z = 0 \Leftrightarrow {R_{B2}}^z = P_{mA} \Leftrightarrow {R_{B2}}^z = 37.278 \text{ N} \\ \sum F_y = 0 \Leftrightarrow {R_{B2}}^y = P_1 \Leftrightarrow {R_{B2}}^y = 1852.311 \text{ N} \\ \sum M = 0 \Leftrightarrow M_{B2} = -y' \cdot P_{mA} \Leftrightarrow M_{B2} = -11.183 \text{ Nm} \end{cases} \tag{5.14}$$

No extremo encastrado, o momento fletor causado pelo peso do motor é máximo e igual a M_{B2}, tal como ilustrado no diagrama da Figura 5.8, conseguido através da análise dos esforços internos por tramos. Apesar de existir esforço transverso gerador de tensão de corte, espera-se que a mesma possua reduzido valor e, por isso, foi desprezada.

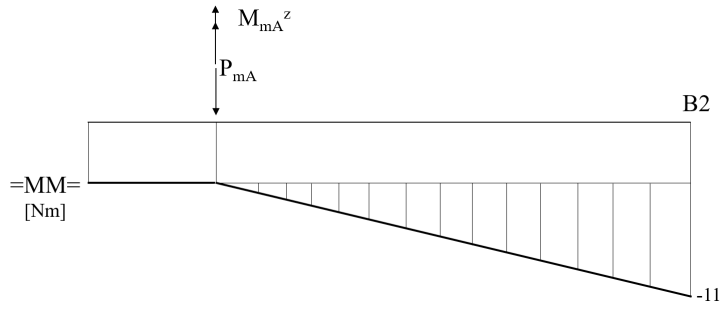


Figura 5.8: Diagrama de esforços internos do perfil 2 devido a P_{mA}.

Finalmente, a tensão normal resultante das cargas aplicadas pode ser determinada pela Equação 5.15. A convenção de sinais adotada teve em conta as localizações no sistema

de coordenadas dos pontos sujeitos a compressão e a tração em relação ao eixo neutro, sabendo que se trata de flexão combinada desviada, onde P_1 atua no sentido negativo de Oy.

$$\sigma_{yy}{}^{max} = \frac{M_{fx}{}^{max}}{I_{xx}} \cdot z_{max} - \frac{M_{fz}{}^{max}}{I_{zz}} \cdot x_{max} + \frac{P_1}{A} \tag{5.15}$$

- $M_{fx}{}^{max}$: Momento fletor máximo segundo a direção Ox [Nm]
- $M_{fz}{}^{max}$: Momento fletor máximo segundo a direção Oz [Nm]
- I_{xx}: Momento principal de inércia, segundo a direção Ox [m^4]
- I_{zz}: Momento principal de inércia, segundo a direção Oz [m^4]
- z_{max}: Máxima distância ao eixo neutro, medida ao longo de O_z [m]
- x_{max}: Máxima distância ao eixo neutro, medida ao longo de O_x [m]
- P_1: Força normal aplicada ao perfil 2 [N]
- A: Área da secção do perfil 2 [m^2]

Com base na secção transversal e medidas apresentadas na Figura 5.7, os momentos de inércia I_{xx} e I_{zz} são dados por:

$$I_{xx} = \frac{{t_2}^3 \cdot b_2}{12} \tag{5.16}$$

$$I_{zz} = \frac{{b_2}^3 \cdot t_2}{12} \tag{5.17}$$

Por dedução a partir da Equação 5.15 conclui-se que a tensão normal máxima, em valor absoluto, ocorre num ponto sujeito a compressão de coordenadas z=$\frac{t_2}{2}$ e x=-$\frac{b_2}{2}$. Adicionalmente, o momento fletor máximo devido ao binário de rotação do motor apresenta igual magnitude, mas sentido contrário, isto é -9 Nm. Substituindo na Equação 5.15 as expressões dos momentos de inércia e as incógnitas pelos respetivos valores, a tensão normal máxima vem:

$$\begin{aligned}
\sigma_{yy}{}^{max} &= \frac{M_{fx}{}^{max}}{I_{xx}} \cdot z_{max} - \frac{M_{fz}{}^{max}}{I_{zz}} \cdot x_{max} + \frac{P_1}{A} \\
&= \frac{12 \cdot M_{fx}{}^{max}}{{t_2}^3 \cdot b_2} \cdot \frac{t_2}{2} - \frac{12 \cdot M_{fz}{}^{max}}{{b_2}^3 \cdot t_2} \cdot \frac{-b_2}{2} + \frac{P_1}{b_2 \cdot t_2} \\
&= \frac{-12 \cdot 11.183 \cdot 10^3}{25.4^3 \cdot 101.6} \cdot \frac{25.4}{2} - \frac{-12 \cdot 9 \cdot 10^3}{101.6^3 \cdot 25.4} \cdot \frac{-101.6}{2} - \frac{1852.311}{101.6 \cdot 25.4} \\
&\approx -2.0 \text{ MPa}
\end{aligned} \tag{5.18}$$

À semelhança do perfil 1, o resultado alcançado para a tensão máxima é muito menor do que a tensão máxima admissível dada pelo quociente entre a tensão de cedência do material de 260 MPa e um fator de segurança de dois pelo que, não são expectáveis falhas do elemento.

Em virtude da natureza axial da carga P_1, se superior ao limite tolerado, esta tende a provocar encurvadura do perfil 2. Este fenómeno pode ocorrer nos planos ${}_xO_y$ e ${}_yO_z$, contudo prevê-se que a deformação de encurvadura seja idêntica independentemente do plano devido ao comprimento de encurvadura não sofrer alteração.

No que se segue recorreu-se à Norma Europeia correspondente ao *Eurocode 9: Design of aluminium structures – Part 1-1: General structural rules (EN 1999-1-1:2007)*, utilizada especificamente quando se lida com componentes em alumínio, para determinar a força mínima necessária para provocar a encurvadura do elemento. Segundo este Eurocódigo 9 a carga crítica, P_{rd}, é dada pela Equação 5.19, em função das características geométricas da barra, do coeficiente de segurança, SF, assumido como 2, e do fator de redução da resistência plástica ou de varejamento, χ, por enquanto desconhecido [69].

$$P_{\mathrm{rd}} = \frac{\sigma_{\mathrm{rd}} \cdot A}{SF} = \frac{\sigma_{\mathrm{y}} \cdot \chi \cdot b_2 \cdot t_2}{SF} \tag{5.19}$$

O algoritmo de verificação da resistência inicia-se com a determinação o raio de giração em relação ao eixo apropriado, com base nas propriedades da secção transversal. Tal como sugerido pela Equação 5.20, este parâmetro varia com o momento de inércia relativamente à direção onde ocorre encurvadura, no presente caso O_x e O_z. Atendendo ao conjunto de equações que compõem o Eurocódigo 9 então, a direção mais conservativa, isto é, que gera um menor valor de força crítica suportada pelo perfil, corresponde à direção segundo a qual o momento de inércia e, por conseguinte, o raio de giração são menores. Atendendo às medidas arbitradas, uma vez que b_2 é superior a t_2 então, o momento de inércia referente ao eixo O_x (Equação 5.16) é inferior ao mesmo segundo O_z (Equação 5.17). Assim conclui-se que O_x é o eixo fraco, tendo sido o considerado nos cálculos.

$$r_{\mathrm{x}} = \sqrt{\frac{I_{\mathrm{xx}}}{A}} = \sqrt{\frac{{t_2}^3 \cdot b_2}{12 \cdot b_2 \cdot t_2}} = \sqrt{\frac{25.4^2}{12}} \approx 7.332 \text{ mm} \tag{5.20}$$

De seguida, é necessário determinar o comprimento de encurvadura da peça, L_e, no plano considerado. Este é conseguido através do produto entre o comprimento da barra, L_2 de 350 mm, e um coeficiente k, cuja função é incluir na verificação o efeito das condições de fronteiras.

A tabela da Figura 5.9 apresenta alguns dos casos práticos mais frequentes em termos de condições de fronteira e respetivos valores de k, para elementos em alumínio.

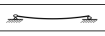
End conditions		k
1. Rotation: clamped – clamped; displacement: fixed – fixed		0,7
2. Rotation: clamped – hinge; displacement: fixed – fixed		0,85
3. Rotation: hinge – hinge; displacement: fixed – fixed (not relevant)		1,0
4. Rotation: clamped – clamped; displacement: fixed – free		1,25
5. Rotation: clamped – partially restrained; displacement: fixed – free		1,5
6. Rotation: clamped – free; displacement: fixed – free (cantilever)		2,1
7. Rotation: hinge – elastically clamped; displacement: fixed – free		≧2,1[a]
[a] Depends on stiffness at the clamped end.		

Figura 5.9: Fator do comprimento de encurvadura [70].

No presente caso adotaram-se extremidades encastrada e livre o que, por observação da Figura 5.9 resulta num fator k igual a 2.1. O mesmo é dizer que o comprimento de encurvadura é igual a 735 mm.

O processo prossegue com os cálculos das esbeltezas da barra, λ, conhecendo L_e e r_x, e de Euler, λ_1, sabendo os valores médios da tensão de cedência e Módulo de Young do Al 6061-T6, conforme as Equações 5.21 e 5.22, respetivamente:

$$\lambda = \frac{L_e}{r_x} = \frac{735}{7.332} \approx 100.246 \tag{5.21}$$

$$\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_y}} = \pi \cdot \sqrt{\frac{68.3 \cdot 10^3}{260}} \approx 50.918 \tag{5.22}$$

Consequentemente, a esbelteza normalizada ou reduzida vem:

$$\overline{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_1} = \frac{100.246}{50.918} \approx 1.969 \tag{5.23}$$

O próximo passo passa pela determinação da variável ϕ, a partir da Equação 5.24 onde, as incógnitas α_0 e $\overline{\lambda_0}$ são fatores que dizem respeito a imperfeições reais das peças. Consultando a tabela da Figura 5.10 é possível inferir que o material constituinte dos perfis estruturais Al 6061-T6, produzidos por extrusão, corresponde à classe de encurvadura A. Ora, a partir da tabela da Figura seguinte, conclui-se que para essa classe, os valores de α_0 e $\overline{\lambda_0}$ são 0.2 e 0.1, respetivamente.

Alloy EN AW	Product form	Temper	Thick-ness, t, mm[a, c]	f_o[a]	f_u[a]	A[e, b]	$f_{o,haz}$[d]	$f_{u,haz}$[d]	HAZ-factor[d]		BC[f]	n_p[g]
				N/mm²		%	N/mm²		$\rho_{o,haz}$	$\rho_{u,haz}$		
5083	EP, ET, ER/B	O/H111 F/H112	$t \leq 200$	**110**	270	12	110	270	1	1	C	5
	DT	H12/22/32	$t \leq 10$	200	280	6	135	270	0,68	0,96	B	14
		H14/24/34	$t \leq 5$	235	300	4			0,57	0,90	B	18
5454	EP, ET, ER/B	O/H111 F/H112	$t \leq$ **25**	85	200	**16**	85	200	1	1	C	5
5754	EP, ET, ER/B	O/H111 F/H112	$t \leq$ **25**	80	180	**14**	80	180	1	1	C	6
	DT	H14/ H24/H34	$t \leq 10$	180	240	4	100	180	0,56	0,75	B	16
6060	EP, ET, ER/B	T5	$t \leq$ **5**	120	160	8	50	80	0,42	0,50	B	17
	EP		5< $t \leq$25	100	140	8			0,50	0,57	B	14
	EP,ET,ER/B	T6	$t \leq$ **15**	**140**	**170**	8	60	100	0,43	0,59	A	24
	DT		$t \leq 20$	160	215	12			0,38	0,47	B	16
	EP, ET, ER/B	T64	$t \leq$ **15**	120	180	12	60	100	0,50	0,56	B	12
	EP, ET, ER/B	T66	$t \leq$ **5**	160	215	8	65	110	0,41	0,51	B	16
	EP		5< $t \leq$25	150	195	8			0,43	0,56	B	18
6061	EP, ET, ER/B	T4	$t \leq$ **25**	110	**180**	15	95	150	0,86	0,83	C	8
	DT		$t \leq$ **20**	110	205	16				0,73	C	8
	EP, ET, ER/B	T6	$t \leq$ **25**	240	260	**8**	115	175	0,48	0,67	A	55
	DT		$t \leq$ **20**	240	290	10				0,60	A	23

Figura 5.10: Classes de encurvadura de perfis fabricados por extrusão em função da liga de alumínio que os compõe [69] (Adaptada).

Material buckling class according to Table 3.2	α	$\overline{\lambda_0}$
Class A	0,20	0,10
Class B	0,32	0,00

Figura 5.11: Fatores de imperfeição α_0 e $\overline{\lambda_0}$ para encurvadura [69].

$$\phi = 0.5 \cdot \left(\overline{\lambda}^2 + \alpha_0 \cdot \left(\overline{\lambda} - \overline{\lambda_0}\right) + 1\right) = 0.5 \cdot \left(1.969^2 + 0.2 \cdot (1.969 - 0.1) + 1\right) \approx 2.625 \quad (5.24)$$

Nestas condições é finalmente possível obter o coeficiente de redução plástica, χ:

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \overline{\lambda}^2}} = \frac{1}{2.625 + \sqrt{2.625^2 - 1.969^2}} \approx 0.229 \quad (5.25)$$

Por fim, calculou-se a carga crítica segundo o Eurocódigo 9, P_{rd}, recuperando a expressão anteriormente apresentada:

$$P_{rd} = \frac{260 \cdot 0.229 \cdot 101.6 \cdot 25.4}{2} \approx 76.83 \text{ kN} \quad (5.26)$$

Tendo em conta a reduzida esbelteza da chapa 2, tal como seria de esperar, a carga crítica obtida é significativamente superior ao esforço axial atuante na barra, P_1, logo fenómenos de encurvadura são improváveis e, por isso a configuração da viga é estável.

5.1.1.4 Dimensionamento Estrutura em "O": Perfis 4 e 5

Os esforços que atuam nos elementos 2 e 3 são transmitidos, ao longo de Oy, aos perfis 4 e 5, pelo que estes são sujeitos a cargas de igual intensidade mas sentido oposto face às reações nos extremos do perfil 1, $R_{B1}{}^{y}$=1852.311 N e $R_{A1}{}^{y}$=1147.689 N, respetivamente. Devido à simetria do "O", estas forças concentradas são aplicadas a meio-vão.

Analogamente ao perfil 1 optou-se por ligações aparafusadas entre os elementos organizados em "O", o que significa que ao discretizar a estrutura em barras individuais, os extremos dos perfis 4 e 5 foram considerados encastrados. Dada a solicitação de maior magnitude do perfil 4 em comparação com o perfil 5, a validação do dimensionamento por verificação estrutural foi somente conduzida para o primeiro componente, cujo diagrama de corpo livre está representado na Figura 5.12. Importa destacar a simplificação instituída na análise ao averiguar apenas a configuração da estrutura submetida a um ângulo de 0° de adução/abdução. Para outras posições angulares, o perfil comporta-se como uma viga inclinada relativamente à direção de aplicação da carga, isto é, o eixo da viga deixa de ser perpendicular a Oy. Neste caso, são gerados momentos fletores adicionais que foram desprezados.

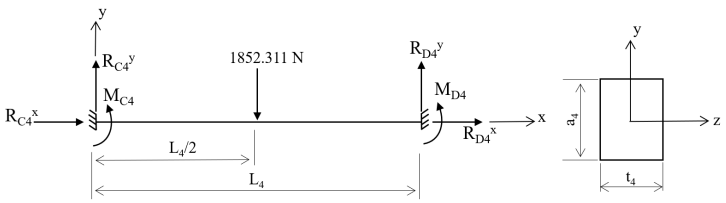


Figura 5.12: Diagrama de corpo livre do perfil 4, para 0° de adução/abdução.

Com o intuito de uniformizar e salvaguardar a concordância entre os elementos que compõe o "O", as mesmas dimensões foram atribuídas às secções transversais dos perfis 4, 5, 6 e 7, selecionando-se o modelo BC-130 da *Hydro Perfis Standard* (101.6 x 25.4 mm), tal como detalhado no Apêndice II. Esta escolha assegura espessura disponível suficiente nos perfis 4 e 5 de forma a permitir a inserção dos parafusos de ligação dessas peças aos componentes 6 e 7.

Relativamente ao comprimento dos perfis 4 e 5 arbitrou-se um valor de 270 mm, influenciado essencialmente pelo comprimento do perfil 9 e espessuras dos perfis 8 e 10, uma vez que estes três componentes formam a estrutura em "U", a qual é montada no espaço interior delimitado pelo "O".

A Tabela 5.4 resume as características dos perfis 4 e 5.

Tabela 5.4: Dimensões dos perfis 4 e 5 (Hydro BC-130).

Espessura, t_4 e t_5 [mm]	25.4
Largura, a_4 e a_5 [mm]	101.6
Comprimento, L_4 e L_5 [mm]	270

Analisando a Figura 5.12 conclui-se que as reações nos apoios ao longo da direção horizontal são nulas e na direção vertical possuem o mesmo valor, correspondente a metade da carga concentrada, ou seja, 926.156 N. No que concerne aos momentos, sendo o problema hiperestático recorreu-se às formulas tabeladas providenciadas pela *American Institute of Steel Construction* para determinar o momento máximo, sabendo que este ocorre no ponto de aplicação da carga (Apêndice III) [68]:

$$M_{\max} = \frac{F}{8} \cdot L_4 = \frac{1852.311}{8} \cdot 270 \cdot 10^{-3} \approx 62.515 \text{ Nm} \tag{5.27}$$

Os momentos nos apoios encastrados têm igual intensidade, mas sentido oposto ao do momento máximo, calculado na expressão anterior. Desta forma e com base nas indicações da *American Institute of Steel Construction* foi possível traçar o diagrama da variação do momento fletor ao longo do perfil:

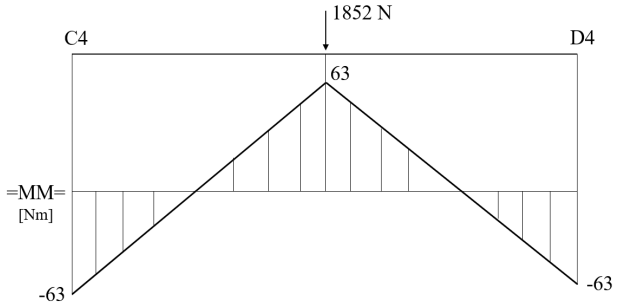


Figura 5.13: Diagrama de esforços internos do perfil 4.

Finalmente, uma vez conhecidos o momento fletor máximo, a posição do eixo neutro (coincidente com o eixo Oz) e a localização do ponto de máxima tensão, de coordenada y equivalente a metade da largura do perfil 4, a_4, adaptando ao componente em análise a Equação 5.3 apresentada para o perfil 1, a tensão normal máxima vem:

$$\sigma_{xx}^{\max} = \frac{{M_{fz}}^{\max}}{I_{zz}} \cdot y_{\max} = \frac{{M_{fz}}^{\max} \cdot 12}{{a_4}^3 \cdot t_4} \cdot \frac{a_4}{2} = \frac{62.515 \cdot 10^3 \cdot 6}{101.6^2 \cdot 25.4} \approx 1.4 \text{ MPa} \tag{5.28}$$

Como expectável, o valor de tensão máxima instalada no perfil 4 é significativamente inferior à tensão máxima admissível, validando a adequação do dimensionamento sem que exista cedência do material sobre as cargas expostas. A considerável diferença fornece uma margem de segurança, sugerindo que mesmo em condições de carregamento desfavoráveis, como em posições angulares distintas de 0° de adução/abdução, a introdução dos decorrentes momentos fletores não deve ser suficiente para que a tensão máxima exceda a admissível e, por isso a estrutura não é comprometida.

5.1.1.5 Dimensionamento Estrutura em "O": Perfis 6 e 7

Tal como supramencionado, para as ligações entre os perfis 4, 5, 6 e 7 recorreu-se a juntas aparafusadas. Considerando a natureza dessas conexões e disposição dos elementos (Figura 5.3), similarmente à secção precedente, também os perfis 6 e 7 podem ser modelados como vigas bi-encastradas, em que um dos extemos é comum ao perfil 4 e o outro é partilhado com a chapa 5. Como foi verificado, pelo facto de as cargas aplicadas nos elementos 4 e 5 serem centrais, são transmitidas de igual forma aos extremos dos perfis 6 e 7, isto é, cada um destes recebe metade das cargas exercidas sobre os perfis 4 e 5, $R_{B1}{}^{y}$ e $R_{A1}{}^{y}$, respetivamente. Consequentemente, as barras 6 e 7 estão sujeitas ao mesmo carregamento na direção Oy. Sobre um dos extremos é aplicada uma força de intensidade 573.845 N (metade de $R_{A1}{}^{y}$=1147.689 N) enquanto, a extremidade oposta encontra-se sujeita a uma carga de 926.156 N (metade de $R_{B1}{}^{y}$=1852.311 N).

De modo semelhante ao explicado aquando do dimensionamento do perfil 2, capítulos póstumos descreverão a seleção e instalação dos diferentes motores, contudo, um estudo estrutural mais preciso não dispensa a inclusão do efeito do binário nominal, $M_{mF}{}^{z}$, do motor promotor de flexão e extensão, F/E, no perfil ao qual é fixo, no caso, 6. O motor F/E escolhido tem binário nominal máximo 9 Nm (Tabela 6.2). Este parâmetro suplementar torna o perfil 6 crítico comparativamente com o perfil 7 pelo que, a verificação mecânica focou-se somente no primeiro, tendo sido concretizada uma análise simplificada, apenas para o caso de 0° de adução/abdução, tal como nos perfis 4 e 5.

Visto os motores AD/AB e F/E serem iguais então, do mesmo modo que sucedia com b_2, a largura do perfil 6 tem de ser superior à do motor de 86 mm, valor extraído do desenho de definição fornecido, Apêndice XVI. Assim, à secção transversal dos perfis 6 e 7 atribui-se o mesmo modelo BC-130 da *Hydro Perfis Standard* selecionado para os perfis 2 e 3 (Apêndice II) [66].

Conforme explicado na apresentação das especificações do simulador, o eixo em torno do qual ocorre flexão/extensão tem de ser perpendicular à força axial de compressão e, simultaneamente, estar contido no mesmo plano desta. A definição das alturas dos perfis 6 e 7 considerou a existência de uma folga entre os perfis 2 e 4, e 3 e 5, para que não estejam em contacto direto e não exista fricção. Assim, aliando as duas condições, d_3 e d_4 foram estimadas subtraindo um valor arbitrado de 15 mm a d_1 e d_2, respetivamente. Nesta etapa houve o mesmo cuidado tomado para o perfil 1 de garantir que d_4 é suficiente para possibilitar a instalação da estrutura em "U", tendo em conta a altura máxima desta, sem haja colisão com o perfil 5, sobretudo para 90° de flexão. Atendendo aos aspetos mencionados consideraram-se os valores de 145 mm e 205 mm para as variáveis d_3 e d_4, respetivamente, o que equivale a alturas totais h_6 e h_7 de 350 mm.

As dimensões dos perfis 6 e 7 estão reunidas na Tabela 5.5.

Tabela 5.5: Dimensões dos perfis 6 e 7 (Hydro BC-130).

Espessura, t_6 e t_7 [mm]	25.4
Largura, a_6 e a_7 [mm]	101.6
Altura, h_6 e h_7 [mm]	350
Altura, d_3 [mm]	145
Altura, d_4 [mm]	205

A Figura 5.14 ilustra o diagrama de corpo livre do perfil 6, sendo o $M_{mF}{}^{x}$ aplicado às distâncias d_3 e d_4 do topo e base da peça, respetivamente.

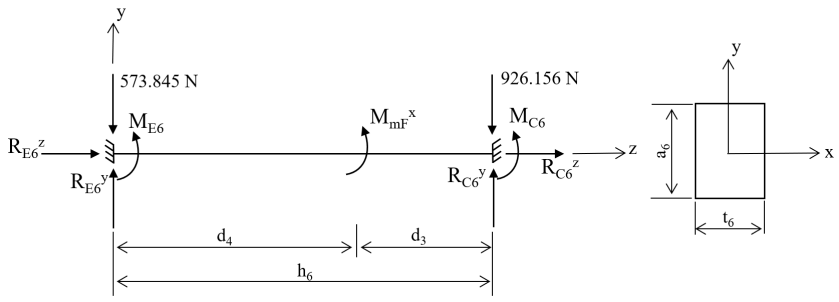


Figura 5.14: Diagrama de corpo livre do perfil 6, para 0° de adução/abdução.

Por observação da Figura 5.14 rapidamente se infere que as reações na direção horizontal são nulas e o problema hiperestático. Para determinar as reações na direção vertical e os momentos nos apoios usufruiu-se novamente das fórmulas disponibilizadas pela *American Institute of Steel Construction*. No entanto, uma vez que o presente carregamento não corresponde a nenhum caso abrangido pelas expressões tabeladas, os resultados advieram da aplicação do princípio da sobreposição de dois estados de vigas bi-encastradas, um primeiro considerando um momento aplicado num qualquer ponto e, um segundo para uma viga sujeita a duas cargas concentradas, exercidas em cada um dos extremos (Apêndice III) [68], [71]. No último cenário, as forças são absorvidas nos apoios e os seus momentos são nulos. Assim, combinado as duas situações, as reações e momentos nos extremos são:

$$R_{E6}{}^{y} = 573.845 + \frac{6M_{mF}{}^{x}d_3d_4}{{h_6}^3} = 573.845 + \frac{6 \cdot 9 \cdot 10^3 \cdot 205 \cdot 145}{350^3} \approx 611.283 \text{ N} \quad (5.29)$$

$$R_{C6}{}^{y} = 926.156 - \frac{6M_{mF}{}^{x}d_3d_4}{{h_6}^3} = 926.156 - \frac{6 \cdot 9 \cdot 10^3 \cdot 205 \cdot 145}{350^3} \approx 888.718 \text{ N} \quad (5.30)$$

$$M_{E6} = \frac{M_{mF}{}^{x}d_3}{{h_6}^2}(3d_4 - h_6) = \frac{9 \cdot 145}{350^2} \cdot (3 \cdot 205 - 350) \approx 2.823 \text{ Nm} \quad (5.31)$$

$$M_{C6} = \frac{M_{mF}{}^{x} d_4}{{h_6}^2} (h_6 - 3d_3) = \frac{9 \cdot 205}{350^2} \cdot (350 - 3 \cdot 145) \approx -1.280 \text{ Nm} \tag{5.32}$$

Por emprego do método das secções e com base nos diagramas tabelados pela *American Institute of Steel Construction* foi possível relacionar a variação do momento fletor com a coordenada z, evidenciada pela Figura 5.15. Identicamente ao que tem vindo a ser efetuado, foram desprezadas componentes de tensões de corte geradas por esforços transversos.

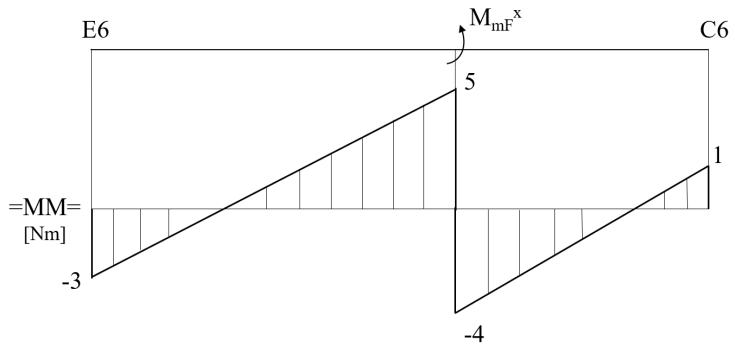


Figura 5.15: Diagrama de esforços internos do perfil 6.

Seguidamente, utilizando uma abordagem similar ao realizado para outros componentes, foi determinada a tensão máxima a que o perfil 6 está sujeito, a qual ocorre para uma coordenada y igual a metade da largura do perfil 6 e é função do $M_{fx}{}^{max}$ de 4.852 Nm:

$$\sigma_{zz}{}^{max} = \frac{M_{fx}{}^{max}}{I_{xx}} \cdot y_{max} = \frac{12 \cdot M_{fx}{}^{max}}{{a_6}^3 \cdot t_6} \cdot \frac{a_6}{2} = \frac{6 \cdot 4.852 \cdot 10^3}{101.6^2 \cdot 25.4} \approx 0.1 \text{ MPa} \tag{5.33}$$

Como é possível verificar pela igualdade precedente, fruto do reduzido momento fletor gerado, a tensão máxima obtida apresenta um valor significativamente menor do que a tensão máxima admissível pelo material. Por motivos de simplificação desprezou-se o peso do motor F/E. Esta componente gera um momento em Oy de reduzida magnitude, aproximadamente 4 Nm (produto do peso do motor pela distância em Ox do perfil 6 ao centro de massa do motor de 107 mm), o que indica que a sua influência sobre a tensão é negligenciável. Desta forma, embora a análise conduzida tenha em conta apenas a configuração da estrutura a 0° de adução/abdução e ter desprezado o peso do motor, o baixo valor de tensão sugere que a inclusão dos efeitos ignorados não alteraria os resultados obtidos e o material permaneceria sem atingir a cedência.

5.1.1.6 Dimensionamento Estrutura em "U": Perfis 8 e 10

Os perfis 8 e 10, integrantes da estrutura em "U", são aparafusados ao componente 9 e cada um é acoplado a um veio, responsáveis por transmitir o binário proveniente do motor, viabilizando os movimentos de flexão/extensão.

No que diz respeito ao seu dimensionamento, os perfis 8 e 10 foram considerados iguais. Face aos modelos disponíveis no catálogo do fornecedor *Hydro Perfis Standard*, para constituir as suas secções transversais selecionou-se o modelo BC-129, caracterizado por ter espessura 25.4 mm, à semelhança do imposto em elementos estruturais prévios, e largura 76.2 mm, equivalente à largura do perfil 9, a_9, o que facilita posterior fixação e distribuição no espaço dos parafusos, tendo em conta o seu diâmetro (Apêndice IV) [66].

Cuidados acrescidos foram necessários ter em conta aquando da definição das alturas das peças 8 e 10, uma vez que o correto posicionamento destas é essencial para garantir a inexistência de colisão da estrutura em "U" com o perfil 5 a 90° de flexão e/ou com o perfil 1 a 0° de flexão. Paralelamente, o devido posicionamento assegura que o eixo em torno do qual sucede flexão/extensão (eixo F/E) passa pelo centro da articulação. De base a essas estimativas serviu a Figura 5.16, representativa do desenho das estruturas em formato de "O" e "U", para 90° de flexão, onde é apresentada a nomenclatura utilizada.

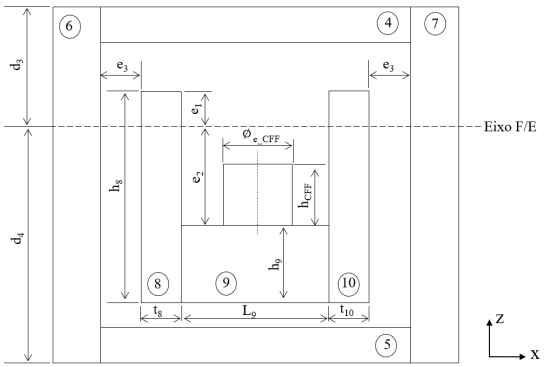


Figura 5.16: Ilustração 2D das estruturas em "O"e "U"para 90° de flexão.

Por observação da Figura precedente pode-se afirmar que as alturas h_8 e h_{10} são o culminar da soma entre as incógnitas e_1, e_2 e a altura do perfil 9, h_9, de 76.2 mm, como será visto na secção subsequente. Medidas finais resultaram de ajustes simultâneos entre as variáveis envolvidas, procurando casar os requisitos exigidos.

Coaxialmente ao eixo do motor e, consequentemente ao eixo F/E, estão localizados os veios que estabelecem a ligação entre os perfis 6 e 8, e 7 e 10, respetivamente. Neste sentido, para que a montagem de tais veios seja possível é condição que e_1 seja superior ao raio do furo nos perfis 8 e 10 necessários a essas peças de 12 mm (analisado na Subsubseção 5.1.4.1), evitando, simultaneamente, a criação de regiões de reduzidas áreas, propensas a concentração de tensões. Em contrapartida, um valor demasiado elevado não tem qualquer interesse funcional, contribuindo simplesmente para o aumento

de peso. Além disso, a medida em causa permite controlar a folga, medida em Oz, entre a estrutura em "U" e o perfil 5, de forma a prevenir interferência entre eles. Assim, o parâmetro e_1 arbitrou-se como sendo 30 mm.

Relativamente a e_2, o Capítulo 4 enunciou as dimensões dos espécimes de joelhos cadavéricos concluindo-se que a menor altura h_F era 80 mm (Tabela 4.1). Desta forma, para que o eixo F/E atravesse o centro da articulação, considerando que a extremidade distal do fémur da amostra é inserida até à base do cilindro de fixação, CFF, então, segundo a Figura 5.16, a variável e_2 tem de se aproximar a h_F, ou seja, 80 mm.

Em suma, reconhecendo os aspetos referidos, objetivando minimizar peso, e notando que as alturas dos perfis 8 e 10 menos e_1 têm de ser inferiores à diferença entre d_4 e t_5 de 179.6 mm, a h_8 e h_{10} atribui-se o valor de 190 mm, o que resulta em e_2 igual a 83.8 mm, próximo do valor pretendido.

A Tabela 5.6 apresenta as dimensões atribuídas aos perfis 8 e 10.

Tabela 5.6: Dimensões dos perfis 8 e 10 (Hydro BC-129).

Espessura, t_8 e t_{10} [mm]	25.4
Altura, h_8 e h_{10} [mm]	190
Largura, a_8 e a_{10} [mm]	76.2

Completado o dimensionamento, procedeu-se à verificação mecânica do perfil 8 já que, por serem idênticos e estarem sujeitos ao mesmo carregamento, os resultados alcançados podem ser estendidos ao perfil 10. Este processo englobou dois momentos distintos, ambos desprezaram o efeito da variação da posição angular de adução/abdução, assumindo o posicionamento a 0°, contudo foram analisados os casos de 0° e 90° de flexão, negligenciando-se outras variantes, com fundamento na simplificação do problema. Independentemente da posição, a estrutura em "U" é simétrica relativamente ao eixo Oz, ou seja, metade da carga axial de compressão F_a, de valor máximo 3000 N, é transferida a cada perfil 8 e 10, de ponto de aplicação pertencente ao eixo F/E da Figura 5.16. Ademais, para os dois casos, os perfis foram aproximados a vigas, livres numa extremidade e encastrados na extremidade oposta, adjacente ao perfil 9.

Primeiramente a 90° de flexão, a Figura 5.17 ilustra o diagrama de corpo livre do perfil 8, onde a carga aplicada gera um momento fletor e por isso, tensão normal.

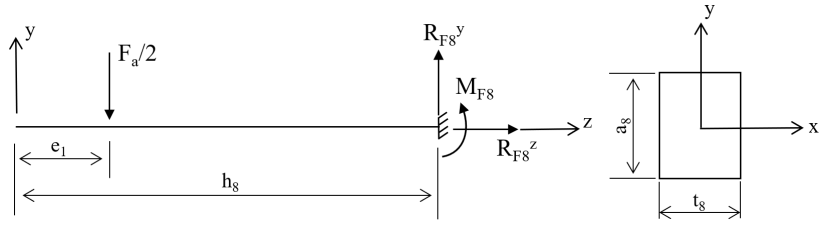


Figura 5.17: Diagrama de corpo livre do perfil 8, para 0° de adução/abdução e 90° de flexão.

Efetuando o somatório de forças e momentos no apoio encastrado vem:

$$\begin{cases} \sum F_{\mathrm{z}} = 0 \Leftrightarrow {R_{\mathrm{F8}}}^{z} = 0 \text{ N} \\ \sum F_{\mathrm{y}} = 0 \Leftrightarrow {R_{\mathrm{F8}}}^{y} = F_{\mathrm{a}}/2 \Leftrightarrow {R_{\mathrm{F8}}}^{y} = 1500 \text{ N} \\ \sum M = 0 \Leftrightarrow M_{\mathrm{F8}} = \dfrac{F_{\mathrm{a}}}{2} \cdot (-h_8 + e_1) \Leftrightarrow M_{\mathrm{F8}} = -240 \text{ Nm} \end{cases} \tag{5.34}$$

Analogamente ao consumado para o perfil 2, cuja solicitação é parecida, o momento fletor máximo ocorre no extremo encastrado, tendo o valor do momento nesse ponto, ou seja, -240 Nm. Finalmente, a tensão normal máxima de tração é:

$${\sigma_{\mathrm{zz}}}^{\max} = \frac{{M_{\mathrm{fx}}}^{\max}}{I_{\mathrm{xx}}} \cdot y_{\max} = \frac{12 \cdot {M_{\mathrm{fx}}}^{\max}}{{a_8}^3 \cdot t_8} \cdot \frac{a_8}{2} = \frac{6 \cdot 240 \cdot 10^3}{76.2^2 \cdot 25.4} \approx 9.8 \text{ MPa} \tag{5.35}$$

Quando a estrutura está posicionada a 0° de flexão, a força atua na secção transversal do perfil como esforço normal, contribuindo para a tensão normal de compressão, como expõe a Figura 5.18. Dada a natureza da solicitação, sob certas circunstâncias esta pode tender a promover encurvadura. Contudo, o estudo produzido para perfil 2 permitiu concluir que a carga aplicada era muito menor do que a carga crítica. Assim, em comparação com este, apesar de ligeiras diferenças dimensionais, o perfil 8 é composto do mesmo material, tem também reduzida esbelteza e a carga exercida é menor pelo que, prevê-se que não surjam evidências de encurvadura, abdicando de fazer a verificação para o perfil em questão.

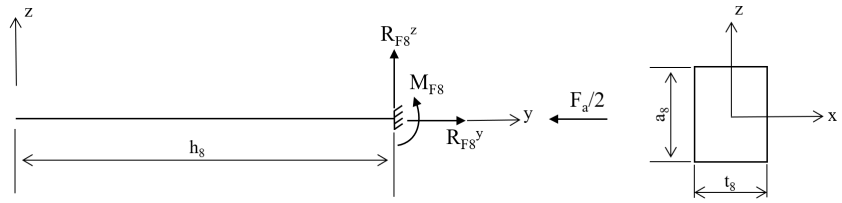


Figura 5.18: Diagrama de corpo livre do perfil 8, para 0° de adução/abdução e de flexão.

Dito isto, considerando a tensão uniformemente distribuída ao longo da secção transversal, a mesma foi calculada através do quociente entre a força axial pela área da secção:

$${\sigma_{\mathrm{yy}}}^{\max} = \frac{F_{\mathrm{a}}/2}{A} = \frac{F_{\mathrm{a}}/2}{a_8 \cdot t_8} = \frac{3000}{2 \cdot 76.2 \cdot 25.4} \approx 0.8 \text{ MPa} \tag{5.36}$$

Analisando a Equação 5.35 e a expressão anterior, observa-se que os valores obtidos para a tensão normal são significativamente menores do que a tensão admissível de 130 MPa. Desta forma, embora não tenha sido analisada a influência do ângulo de posicionamento, pode-se afirmar que as tensões instaladas não comprometem o correto funcionamento do sistema.

5.1.1.7 Dimensionamento Estrutura em "U": Perfil 9

Por fim, dos perfis integrantes da estrutura femoral resta dimensionar o componente 9, pertencente ao conjunto em formato de "U" e conectado aos perfis 8 e 10 e ao cilindro de fixação do fémur, CFF, por meio de parafusos. Consequentemente, a largura do perfil, a_9, tem exceder o diâmetro externo do CFF de 60 mm, definido numa fase póstuma, e a sua altura, h_9, tem de ser suficiente para permitir a inserção dos parafusos de ligação às peças 8 e 10. Optando por um vergalhão quadrado, tal qual o simulador da *Imperal College London*, e por consulta do catálogo do fabricante *Hydro Perfis Standard*, selecionou-se o perfil VQ-018 de 76.2 mm x 76.2 mm (Apêndice V) [66].

Relativamente ao comprimento, também este tem de ser superior ao diâmetro exterior do CFF. Além disso, o seu valor foi definido levando em conta que a soma de L_9, t_8 e t_{10} deve ser inferior a L_4, garantindo a existência de folgas, evidenciadas pela variável e_3 da Figura 5.16, entre os perfis 6 e 8, e 7 e 10. Estes espaços têm o propósito de possibilitar a devida instalação e fixação do motor F/E, incluindo o aparafusamento de porcas na face interna do perfil 6. Pesando esse aspeto e dimensões de outros perfis influenciadores, estipulou-se o comprimento como 180 mm, o que equivale a e_3 de 19.6 mm.

A Tabela 5.7 resume as principais medidas do perfil em causa.

Tabela 5.7: Dimensões do perfil 9 (Hydro VQ-018).

Comprimento, L_9 [mm]	180
Altura, h_9 [mm]	76.2
Largura, a_9 [mm]	76.2

No que concerne à solicitação mecânica, como se pode verificar pela Figura 5.4, o perfil 9 pode ser considerado bi-encastrado, dadas as juntas aparafusadas com os perfis 8 e 10 que lhe transferem metade da carga axial de compressão. Desta forma, os esforços são absorvidos nos apoios extremos não havendo risco de flexão. Por outro lado, o cilindro de fixação do fémur exerce peso sobre o elemento 9, contudo sendo a massa do primeiro de aproximadamente 0.1 kg então, a força que aplica sobre o perfil será muito reduzida e insuficiente para causar a sua cedência.

5.1.2 Cilindro de Fixação Femoral (CFF)

5.1.2.1 Material

Para constituir o cilindro de fixação femoral optou-se pela escolha do mesmo material dos perfis, isto é, liga de alumínio 6061-T6, cujas propriedades são descritas na Tabela 5.1. Esta decisão evita problemas de incompatibilidade entre materiais dado o CFF ser aparafusado ao perfil 9 e, sendo o Al 6061-T6 um material de elevada resistência à corrosão é ainda adequado para conter a resina PMMA que envolve o osso.

5.1.2.2 Dimensionamento

Em consonância com a abordagem adotada em numerosos estudos da literatura, os fémures são inseridos num cilindro de secção transversal tubular. No entanto, de modo a permitir o acoplamento aparafusado entre a base do CFF e o perfil 9, bem como evitar a saliência das cabeças dos parafusos e consequente interferência com o posicionamento dos ossos, foi acrescentada uma região maciça de 12 mm de altura, projetando assim um cilindro com um furo cego, tal como ilustrado na Figura 5.19. Adicionalmente, para garantir a precisão no alinhamento dos furos e, consequentemente, o correto posicionamento dos parafusos, foi realizada uma reentrância no perfil 9 de 12 mm de altura e diâmetro equivalente ao diâmetro exterior do CFF, onde este é inserido. Entre o CFF e o perfil 9, tratando-se de uma ligação fixa, implementou-se um ajustamento cuidado deslizante justo H7/h6.

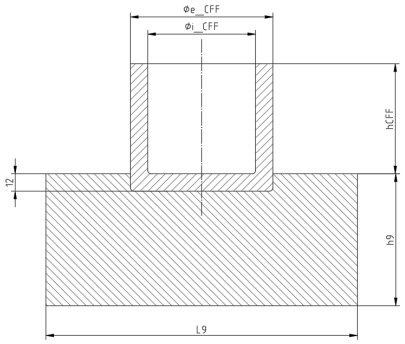


Figura 5.19: Ilustração em corte da montagem do cilindro de fixação do fémur na reentrância do perfil 9.

Considerando a menor altura medida desde a região central da articulação até à secção proximal do fémur (h_F de 80 mm, conforme a Tabela 4.1), e assumindo que 50 mm dessa profundidade são envolvidos pela resina e inseridos no CFF, deixando 30 mm expostos, a altura do furo cego, h_{CFF}, foi fixada em 50 mm.

A medição das amostras de joelhos cadavéricos, indica que o diâmetro médio da diáfise femoral é aproximadamente 35 mm (Tabela 4.1), embora este valor varie consoante a localização da secção de corte. Tendo em vista a necessidade de acomodar tanto o osso como o cimento ósseo PMMA no CFF, o diâmetro interno deste foi definido como 50 mm. Este valor corresponde a um acréscimo de 15 mm relativamente ao diâmetro médio ósseo, garantindo uma margem para inserção da resina e possíveis variações anatómicas.

Seguidamente arbitrou-se uma espessura de 5 mm para a secção tubular, o que resulta em um diâmetro externo de 60 mm. Recorrendo ao catálogo *Hydro Perfis Standard* procedeu-se à seleção de um cilindro maciço (vergalhão redondo) de diâmetro 60 mm, do modelo customizado VR-082 (Apêndice VI) [66]. Embora o fabricante utilize o processo de extrusão para a produção inicial da peça, a obtenção do furo cego e das demais características desejadas exige posterior maquinagem.

A Tabela 5.8 apresenta as dimensões finais consideradas.

Tabela 5.8: Dimensões do cilindro de fixação femoral (Hydro VR-082).

Diâmetro interno, $\phi_{\text{i_CFF}}$ [mm]	50
Diâmetro externo, $\phi_{\text{e_CFF}}$	60
Altura, h_{CFF} [mm]	50
Espessura, t [mm]	5
Altura total [mm]	62

A título de confirmação das dimensões atribuídas foram estudadas as solicitações mecânicas a que o CFF pode estar sujeito, desprezando variações angulares adicionais de adução/abdução ou flexão/extensão e, considerando apenas os casos de 0° e 90° de flexão para 0° de adução.

Na situação de 90° de flexão, o CFF não se encontra sujeito a solicitações críticas, no entanto a 0° de flexão, a linha de ação da força axial de compressão, F_a, coincide com o eixo de revolução no CFF, atuando na sua secção transversal como esforço normal. Assim, gera-se uma tensão normal dada pela Equação 5.37, função da carga aplicada, de valor máximo 3000 N, e da área de secção. Apesar do esforço compressivo, fenómenos de encurvadura são improváveis tendo em conta a reduzida altura do cilindro.

$$\sigma_{yy}^{\max} = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi_{\text{e_CFF}}{}^2 - \phi_{\text{i_CFF}}{}^2)} = \frac{3000 \cdot 4}{\pi \cdot (60^2 - 50^2)} \approx 3.5 \text{ MPa} \tag{5.37}$$

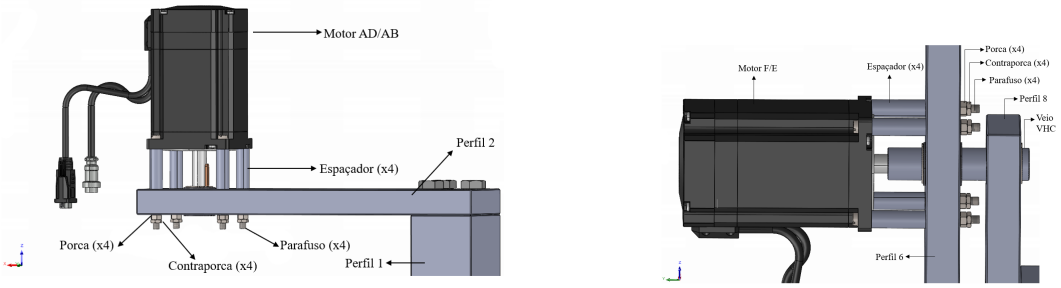
A equação anterior evidencia a inferioridade da tensão normal máxima comparativamente à tensão admissível de 130 MPa (quociente entre tensão de cedência e coeficiente de segurança de dois) pelo que, o dimensionamento imposto é válido.

5.1.3 Fixação dos Motores F/E e AD/AB

Os motores pertencentes à estrutura femoral responsáveis por induzir os movimentos rotacionais pretendidos de flexão/extensão e adução/abdução foram fixos, respetivamente, aos perfis 6 e 2, de tal forma que o eixo do motor F/E coincide com o eixo Ox do sistema de coordenadas considerado, a meio da largura do perfil 6, e o eixo do motor AD/AB fica alinhado com Oz, a meio da largura do perfil 4. A fixação foi efetuada usufruindo dos quatro furos de diâmetro 6.5 mm disponíveis nos motores, destinados a esse fim, onde inserem parafusos M6, tal como expresso no desenho de definição do modelo do motor escolhido no Apêndice XVI.

O comprimento dos parafusos depende das características geométricas dos motores e perfis, e ainda da distância entre eles, mantida constante por intermédio de espaçadores, os quais permitem também aumentar a estabilidade.

A Figura 5.20 mostra as montagens finais dos motores, descritas em maior detalhe nos parágrafos que se seguem. Dada a ligeira diferença das folgas entre os perfis 6 e 8, e 2 e 4, e a igualdade dos modelos dos motores F/E e AD/AB (conforme o justificado ao longo do Capítulo 6), assim como as espessuras dos componentes 2 e 6, a metodologia de fixação foi a mesma para ambos os motores, utilizando os mesmos componentes de iguais dimensões.



(a) Fixação do motor AD/AB ao perfil 2.

(b) Fixação do motor F/E ao perfil 6.

Figura 5.20: Fixação dos motores.

O método de fixação dos motores F/E e AD/AB implementado evita que os seus veios sejam sujeitos a cargas radiais e/ou axiais, aspeto importante uma vez que as cargas máximas referidas que os veios dos motores suportam são reduzidas, como verificado aquando do dimensionamento e seleção dos mesmos (Tabela 6.2).

A escolha dos espaçadores ideais teve em conta formas e tamanhos disponibilizados por fabricantes, os parafusos a utilizar, espessuras dos perfis 2 e 6 e a facilidade e praticidade de montagem. Da enorme variedade de *designs*, para o simulador optou-se pela escolha de um espaçador com um furo passante liso, como apresentado na Figura 5.21, no mesmo material constituinte dos perfis, ou seja, alumínio. Por ser um material macio, peças em alumínio não devem ser roscadas, cuidado fundamental a ter sobretudo em aplicações que exijam operações de aparafusamento e desaparafusamento constantes. Embora tal não se preveja com desmontagens sucessivas dos motores, pode existir necessidade de estes terem de ser substituídos, pelo que procurou-se evitar populares soluções que implicariam roscagem dos espaçadores ou parafusos nos perfis.

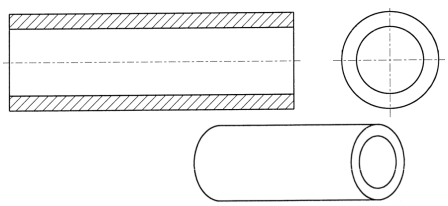


Figura 5.21: Espaçador com furo liso passante [72] (Adaptada).

Recorrendo ao fornecedor *Mouser Electronics, Inc.*, escolheu-se o modelo 761-M0749-6-AL (fabricante original *RAF Electronic Hardware*, número M0749-6-AL) [73], [74]. Este

espaçador de alumínio possui diâmetro externo de 13 mm, diâmetro interno de 6.4 mm, ou seja, equivalente ao diâmetro de um furo passante liso fino H12 para diâmetro nominal M6, e comprimento de 40 mm, superior aos 37 mm dos veios dos motores. Mais detalhes, incluindo o desenho de definição do espaçador, encontram-se no Apêndice VII.

Tal como sugerido pela Figura 5.20, a conectar os motores aos perfis, passando pelos furos dos espaçadores, utilizaram-se quatro parafusos M6 por motor. Optou-se por parafusos de cabeça cilíndrica com fenda - C, em detrimento de outras opções como cabeças embebidas ou hexagonais, pelo facto de estas não ficarem devidamente fixas na superfície do motor ou não permitirem um aparafusamento prático, por restrições de espaço devido ao atravancamento dos motores.

A fim de impedir o desaparafusamento de cada um dos parafusos, utilizaram-se, em aço de classes de materiais intermédias, uma porca hexagonal ISO 4032 - M6 – 8, apertada contra o perfil, e uma contraporca hexagonal ISO 4035 - M6 - 04. Esta não é mais do que uma porca de baixo perfil, ou seja, mais fina, que ao ser apertada sobre a porca evita que esta desatarraxe ou fique solta, imobilizando-a devido ao pré-esforço axial de compressão gerado entre as duas peças. O sistema de duas porcas implementado é um dos métodos mais comuns e simples, recomendado para aplicações onde as cargas são reduzidas, para garantir que as porcas e os parafusos não se separem autonomamente, em particular quando expostos a choques e vibrações, no entanto não é o único mecanismo de travagem. Elementos alternativos à contraporca incluem anilhas elásticas cónicas, de espiras ou onduladas. Qualquer uma destas opções atua de modo idêntico e são as preferidas para cargas dinâmicas e/ou na presença de fortes vibrações, o que não se verifica no simulador [75]. Ademais, as anilhas mencionadas foram negligenciadas por terem maior espessura do que as contraporcas implementadas, o que podia tornar a desmontagem ou montagem difíceis dado o reduzido espaço ou obrigava ao uso de parafusos de maior comprimento que iriam colidir com os perfis.

Em caso de ligações com peças roscadas por parafuso, porca e contraporca, o comprimento de cada parafuso deverá respeitar a seguinte condição [76]:

$$L \geq e + m_{\text{porca}} + m_{\text{contraporca}} + n \tag{5.38}$$

- e: Somatório das espessuras que o furo atravessa [mm]
- m_{porca}: Espessura da porca [mm]
- $m_{\text{contraporca}}$: Espessura da contraporca [mm]
- n: Saliente [mm]

A variável e é dada pela soma da espessura do furo liso passante dos motores onde os parafusos inserem de 10 mm, como pode ser confirmado pelo Apêndice XVI, comprimento do espaçador de 40 mm e espessura do perfil 2 ou 6 de 25.4 mm. Quanto ao saliente n, deve-se garantir que este é pelo menos o dobro do passo [76]. Por sua vez, para diâmetro

nominal M6, o passo é de 1 mm [76]. Finalmente, de acordo com a Figura 5.22, para M6 e as normas de porca e contraporca escolhidas, as espessuras destes elementos são 5.2 mm e 3.2 mm, respetivamente.

DIÂM.	PASSO	PORCA HEXAGN			ISO 4032	ISO 4033	ISO 4034	ISO 4035	ISO 4036	DIÂMETRO NOMINAL	ISO 8673	ISO 8674	ISO 8675
NOM.	GROSS	Graus A / B			Grau A/B	Grau A/B	Grau C	Grau A/B	Grau B	PASSOS FINOS	Grau A/B	Grau A/B	Grau A/B
		s	dw	c	estilo 1	estilo 2		PORCAS BAIXAS			estilo 1	estilo 2	P.BAIXA
Md	P	nom.	min.	max.	m	m	m	m	m	Md x P	m	m	m
1,6	0,35	3,2	2,4	0,2	1,3	–	–	1	1				
2	0,4	4	3,1	0,2	1,6	–	–	1,2	1,2				
2,5	0,45	5	4,1	0,3	2	–	–	1,6	1,6				
3	0,5	5,5	4,6	0,4	2,4	–	–	1,8	1,8				
3,5	0,6	6	5,0	0,4	2,8	–	–	2	2				
4	0,7	7	5,9	0,4	3,2	–	–	2,2	2,2				
5	0,8	8	6,9	0,5	4,7	5,1	5,6	2,7	2,7				
6	1	10	8,9	0,5	5,2	5,7	6,1	3,2	3,2				
8	1,25	13	11,6	0,6	6,8	7,5	7,9	4	4	8 x 1	6,8	7,5	4
10	1,5	16	14,6	0,6	8,4	9,3	9,5	5	5	10 x 1; 10 x1,25	8,4	9,3	5
12	1,75	18	16,6	0,6	10,8	12	12,2	6	–	12 x 1,5; 12 x 1,25	10,8	12	6
14	2	21	19,6	0,6	12,8	14,1	13,9	7	–	14 x 1,5	12,8	14,1	7
16	2	24	22,5	0,8	14,8	16	15,9	8	–	16 x 1,5	14,8	16,4	8
18	2,5	27	24,9	0,8	15,8	–	16,9	9	–	18 x 1,5	15,8	17,6	9
20	2,5	30	27,7	0,8	18	20	19	10	–	20 x 1,5; 20 x 2	18	20,3	10
22	2,5	34	31,4	0,8	19,4	–	20,2	11	–	22 x 1,5	19,4	21,8	11
24	3	36	33,3	0,8	21,5	24	22,3	12	–	24 x 2	21,5	23,9	12
27	3	41	38,0	0,8	23,8	–	24,7	13,5	–	27 x 2	23,8	26,7	13,5
30	3,5	46	42,8	0,8	25,6	30	26,4	15	–	30 x 2	25,6	28,6	15
33	3,5	50	46,6	0,8	27,8	–	29,5	16,5	–	33 x 2	28,7	32,5	16,5
36	4	55	51,1	0,8	31	36	31,5	18	–	36 x 3	31	34,7	18
39	4	60	55,9	1	33,4	–	34,3	19,5	–	39 x 3	33,4	–	19,5
42	4,5	65	60,0	1	34	–	34,9	21	–	42 x 3	34	–	21
45	4,5	70	64,7	1	36	–	36,9	22,5	–	45 x 3	36	–	22,5
48	5	75	69,5	1	38	–	38,9	24	–	48 x 3	38	–	24
52	5	80	74,2	1	42	–	42,9	26	–	52 x 4	42	–	26
56	5,5	85	78,7	1	45	–	45,9	28	–	56 x 4	45	–	28
60	5,5	90	83,4	1	48	–	48,9	30	–	60 x 4	48	–	30
64	6	95	88,2	1	51	–	52,4	32	–	64 x 4	51	–	32

Figura 5.22: Porcas hexagonais, H, de passo grosso e passo fino [76].

Uma vez definidos todos os dados necessários, o comprimento mínimo dos parafusos é de:

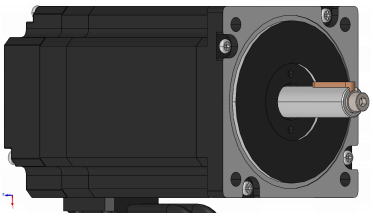
$$L \geq t_{\text{motor}}+L_{\text{espaçador}}+t_6+m_{\text{porca}}+m_{\text{contraporca}}+n \geq 10+40+25.4+5.2+3.2+2\cdot 1 \geq 85.8 \text{ mm} \tag{5.39}$$

Para a gama de parafusos pretendida, do fornecedor *Fabory*, o primeiro comprimento nominal superior ao resultado calculado é 90 mm, tendo sido o valor eleito, assegurando espaço suficiente para que não colidam com os perfis 8 e 4. Consequentemente, a norma dos parafusos será 8x ISO 1207 (DIN 84) – M6x90 – 4.8, optando por aço de uma classe de material 4.8. No Apêndice VIII encontra-se a folha de descrição da *Fabory* do parafuso selecionado [77].

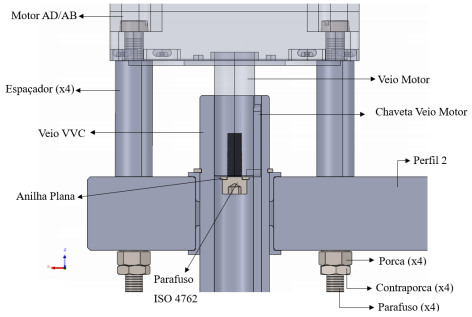
Com base no desenho de definição do motor AD/AB, providenciado pelo fabricante e apresentado no Apêndice XVI, conclui-se que a chaveta para ligação à carga, já incluída no motor, localiza-se na ponta do veio do mesmo, num escatel aberto. Ora, uma vez que na carga (veio VVC) o escatel é passante e o motor AD/AB é instalado na vertical, contrariamente ao que se verifica para o motor F/E que é montado na horizontal, por efeito da gravidade existe o risco de a chaveta cair. A fim de evitar essa ocorrência e usufruindo do furo roscado existente no veio do motor de 15 mm de comprimento e diâmetro nominal M5, foi colocada primeiramente uma anilha plana ISO 7089 – 5 – 200

HV, e em seguida, para a manter em lugar, um parafuso inserido no furo referido. Ao segurar a anilha, visto que a face desta contacta com uma superfície da chaveta, o sistema impede que esta caia.

O conjunto de imagens extraídas do *SolidWorks*® na Figura 5.23 ilustra a montagem descrita no parágrafo anterior.



(a) Montagem da anilha e parafuso no furo do veio do motor AD/AB.



(b) Ilustração em corte do sistema de fixação da chaveta (motor AD/AB com aspeto transparente).

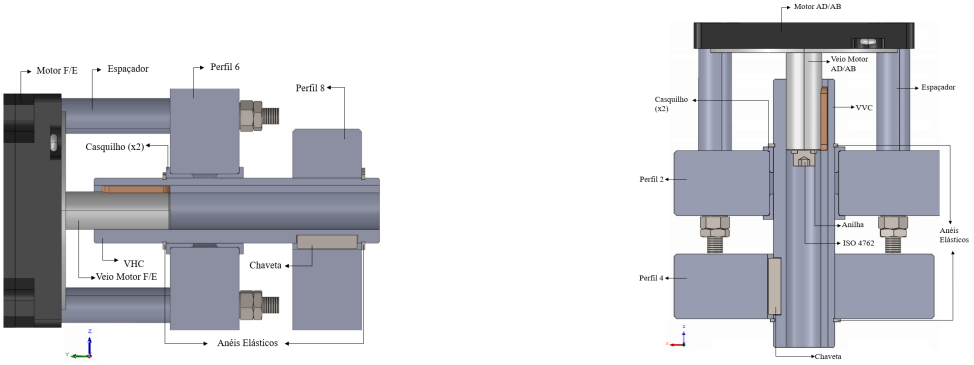
Figura 5.23: Fixação da chaveta do veio do motor AD/AB.

Em virtude do furo pré-existente, o parafuso tem diâmetro M5, optando-se por um parafuso de cabeça cilíndrica de oco hexagonal (CHC), em aço de classe 10.9. Quanto ao seu comprimento, porque se trata de uma ligação com peça roscada e o parafuso não tem de atravessar furos de outros componentes, o seu comprimento mínimo é somente dado pela implantação da rosca na peça, j, sendo o comprimento máximo limitado pelo comprimento de 15 mm de rosca disponível. Para materiais macios, como o caso de ligas de alumínio, j é dado pelo dobro do diâmetro nominal do parafuso, logo, para o caso em mãos, 10 mm. Atendendo aos comprimentos normalizados, selecionou-se um valor de 10 mm. Assim, a norma do parafuso é ISO 4762 – M5x10 – 10.9 [76].

5.1.4 Sistemas de Transmissão dos Movimentos de Flexão/Extensão e Adução/Abdução

Recorrendo a chavetas, os veios dos motores são acoplados aos veios VHC (veio horizontal chavetado) e VVC (veio vertical chavetado). Estes são responsáveis pela transmissão de binário aos perfis 8 (pertencente à estrutura em "U") e 4 (pertencente à estrutura em "O"), respetivamente, optando-se novamente pela utilização de chavetas para efetuar a conexão. Tendo em conta as ligações rígidas entre os componentes constituintes das estruturas em formato de "O" e "U" e a conexão aparafusada entre o cilindro de fixação femoral e o perfil 9 então, o sistema referido assegura a transmissão das rotações de flexão/extensão e adução/abdução ao joelho. Assim, o movimento de flexão/extensão em Ox é acompanhado das rotações da estrutura em "U" e CFF enquanto, o movimento de adução/abdução faz-se à custa das rotações das estruturas em "O" e "U", CFF e motor F/E, em torno de Oz.

A Figura 5.24 ilustra as montagens efetuadas. Como referido, pretende-se que o binário seja transmitido aos perfis 8 e 4, no entanto, para tal ser possível os veios VHC e VVC têm de atravessar furos nos perfis 6 e 2, respetivamente, para os quais não é objetivo a transferência de momento. A fim de evitar essa situação, nesses perfis, foram colocados dois casquilhos. Somado a isso, houve necessidade de fixar axialmente os VHC e VVC em relação aos veios dos motores e aos perfis 8 e 4. Para esse efeito, embora variadas opções de projeto fossem viáveis, objetivando a simplicidade do desenho e póstuma possibilidade e facilidade de montagem e desmontagem, optou-se pelo *design* de veios de secção transversal constante com a adição de anéis elásticos.



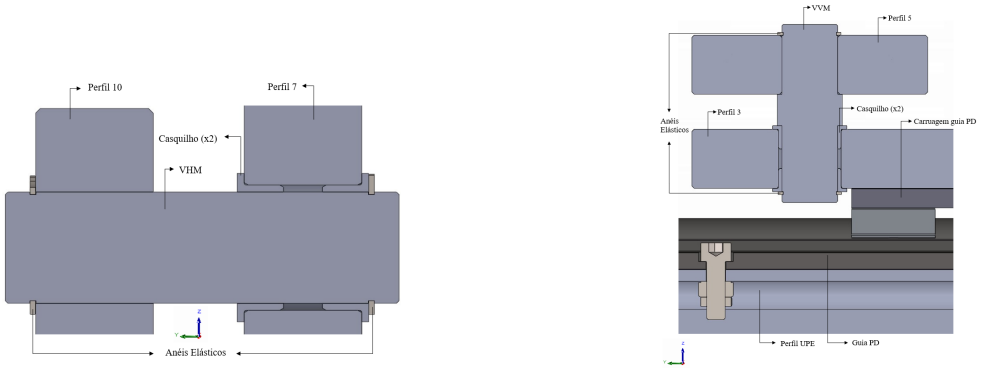
(a) VHC. (b) VVC.

Figura 5.24: Montagem dos veios acoplados aos motores F/E e AD/AB.

Complementarmente, apesar de prescindível, foram implementados mais dois veios VHM (veio horizontal maciço) e VVM (veio vertical maciço), dispostos simetricamente em relação aos outros nos eixos Oz e Ox, respetivamente, para auxiliarem no suporte de cargas e garantir melhor distribuição das mesmas. Pelos mesmos motivos anteriormente expostos foram utilizados anéis elásticos e casquilhos nos furos dos perfis 7 e 3, aos quais não se pretende que seja transmitido binário. Por oposição aos veios chavetados, não são precisas ligações a motores e, embora também fosse uma opção exequível, não foram utilizadas chavetas para transmissão de binário entre as estruturas e os veios. Ao invés, preferiu-se a montagem entre os VHM e VVM e os perfis rotativos 10 (pertencente ao "U") e 5 (pertencente ao "O") por ajustamento cuidado ligeiramente preso H7/js6, o qual permite rotação solidária e necessita de fixação adicional contra deslizamento [75].

O veio VHM foi projetado com secção constante, porém no VVM foi desenhada uma região de variação de secção, de maior diâmetro, localizada no espaço existente entre os perfis 5 e 3. Consequentemente, gera-se uma superfície de maior área, útil para suporte e melhor distribuição do peso do conjunto das estruturas em "O", "U" e motores. Essa carga é absorvida na zona de variação de secção que descarrega nos casquilhos do perfil 3 e, posteriormente no próprio perfil e na guia PD.

Na Figura 5.25 destacam-se os desenhos das instalações dos veios VHM e VVM.



(a) VHM. (b) VVM.

Figura 5.25: Montagem dos veios maciços.

Subcapítulos seguintes descrevem o dimensionamento, materiais e processo de seleção dos veios, casquilhos, chavetas e anéis elásticos.

5.1.4.1 Veios

Os primeiros elementos a serem explorados serão os veios. É essencial atribuir um material apropriado e dimensioná-los, determinando os diâmetros mínimos que garantem suficiente resistência e rigidez do sistema e, consequentemente asseguram a capacidade de os veios transmitirem os binários nominais requeridos sobre certas condições de funcionamento e carregamento.

5.1.4.1.1 Material

A maior parte dos veios é constituído de um aço com baixo a médio teor em carbono, laminado a frio ou quente, abrangendo as séries de materiais AISI 1020 a AISI 1050 [78]. Tendo por base esta informação, foi escolhido para todos os veios o aço de construção ao carbono Ck45, também designado por F10 ou AISI 1045.

Ck45 é um aço com uma percentagem média de carbono, em torno dos 0.45%, com uma baixa percentagem de elementos de liga, comummente empregue na indústria por conjugar boas propriedades a um custo acessível. Este material oferece boa maquinabilidade, elevada resistência ao desgaste mecânico e satisfatórias propriedades mecânicas, exibindo boa tenacidade e resistência ao impacto e elevada resistência mecânica, fator importante no que concerne à prevenção de falha por fadiga.

A Tabela 5.9 descreve as principais propriedades mecânicas do material Ck45.

Tabela 5.9: Propriedades mecânicas do aço Ck45 [79],[64].

Percentagem de carbono [%]	0.42 - 0.50
Massa Volúmica, ρ [kg/m^3]	7850
Módulo de Young, E [GPa]	210
Coeficiente de Poisson, ν	0.30
Tensão de cedência, σ_y [MPa]	330
Tensão de rotura, σ_r [MPa]	500
Dureza - Brinell [HB]	207

5.1.4.1.2 Dimensionamento Veios VHC e VHM (Flexão/Extensão)

No posicionamento a 0° de adução/abdução, excluindo o motor F/E, a estrutura femoral é simétrica em relação a Oz, o que significa que também a carga aplicada no sistema pelo atuador pneumático é igualmente distribuída relativamente a esse eixo. Além disso, sobre ambos os veios VHC e VHM é aplicado o mesmo binário oriundo do motor F/E. Consequentemente, os dois veios dispostos horizontalmente estão sujeitos ao mesmo carregamento. Visto um deles conter um furo interior de diâmetro 14 mm para a ligação chavetada com o veio do motor, por oposição ao outro, que é maciço, facilmente se deduz que o VHC é crítico e, por isso, o dimensionamento foi efetuado para esse, considerando 90° de flexão por razões de simplificação.

Na Figura 5.26 apresenta-se em maior detalhe a montagem do VHC de comprimento total 105 mm, onde são indicadas as dimensões mais relevantes para o processo de dimensionamento.

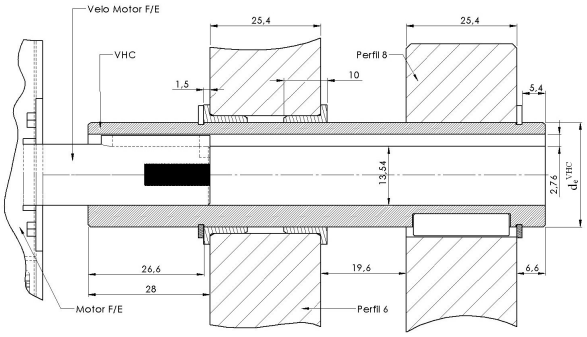


Figura 5.26: Ilustração 2D da montagem do VHC.

Assumindo 90° de flexão e 0° de adução/abdução, a Figura 5.27 apresenta um esquema do diagrama de esforços do VHC. No máximo, sobre este é aplicado um momento torsor, M_t, de 9 Nm (binário nominal do motor F/E deduzido em Subseção 6.1.1), metade da força total de 3000 N imposta no sistema devido à atuação do cilindro pneumático e ainda, metade dos pesos da estrutura em "U" e CFF, pois esses são igualmente distribuídos entre os dois veios. No entanto, ambicionado maior segurança no dimensionamento

assumiu-se a totalidade do peso de cerca de 50 N (valor deduzido a partir das dimensões dos perfis 8, 9 e 10 e CFF, tendo em conta a densidade do material Al 6061-T6). Quanto ao peso do motor F/E, este foi desprezado por ter reduzida influência no resultado final.

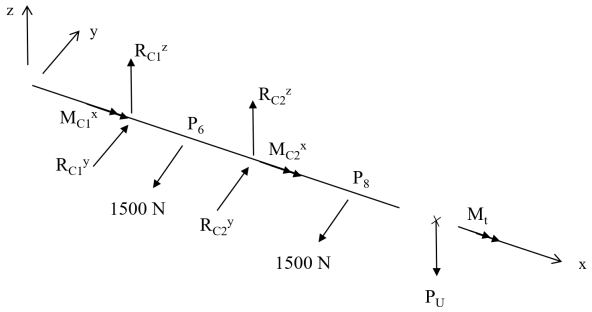


Figura 5.27: Diagrama de esforços do VHC.

A carga radial de 1500 N resultante do cilindro foi considerada como tendo dois pontos de aplicação, P_6 e P_8, localizados a meio das espessuras do perfis 6 e 8, simplificação conservadora daí a sua adoção. O peso do "U" está concentrado no centro de massa dessa estrutura, situado a 83.4 mm do extremo do veio. Os casquilhos, pontos C_1 e C_2 correspondentes aos pontos médios das suas localizações, funcionam como elementos de suporte do veio, prevenindo a rotação do mesmo e deslocamentos ao longo das direções radiais.

Em resultado da sua rotação, o veio está sujeito a torção, solicitação constante que gera um valor de tensão de corte uniforme ao longo do seu comprimento. Adicionalmente, como consequência da força do cilindro pneumático e presença dos componentes acoplados, o veio é também submetido a esforços radiais em dois planos distintos, promotores de solicitação cíclica de flexão, caracterizada por um momento fletor. Assim, estamos perante uma solicitação combinada, pelo que devem ser aplicados os critérios de Tresca (primeiro ramo do sistema da Equação 5.40) e de Soderberg, adaptado de acordo com o segundo ramo da Equação 5.40 para a solicitação dinâmica de flexão, a fim de determinar a tensão estática equivalente, $\sigma_{\mathrm{est}}{}^{\mathrm{eq}}$, e o diâmetro mínimo do veio, $d_{\mathrm{e}}{}^{\mathrm{VHC}}$.

$$\begin{cases} \dfrac{\sigma_{\mathrm{y}}}{2 \cdot SF} = \sqrt{\left(\dfrac{\sigma_{\mathrm{est}}{}^{\mathrm{eq}}}{2}\right)^2 + \tau^2} \\ \sigma_{\mathrm{est}}{}^{\mathrm{eq}} = \sigma_{\mathrm{m}} + \dfrac{\sigma_{\mathrm{y}}}{\sigma_{\mathrm{fo}}{}^{\mathrm{c}}} \cdot k_{\mathrm{f}} \cdot \sigma_{\mathrm{a}} \end{cases} \tag{5.40}$$

Discretizando nos planos zOx e yOx, os diagramas de esforços são:

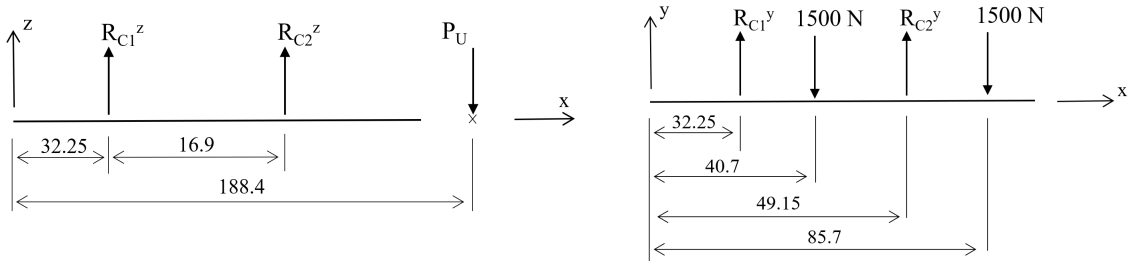


Figura 5.28: Diagramas de esforços do VHC nos planos zOx (esquerda) e yOx (direita).

Pelo somatório de forças e momentos para os planos zOx e yOx, as reações $R_{C1}{}^{y}$, $R_{C1}{}^{z}$, $R_{C2}{}^{y}$ e $R_{C2}{}^{z}$ têm o valor de -2494.083 N, -411.982 N, 5494.083 N e 461.982 N, respetivamente. Seguidamente, para cada um dos planos foi efetuada uma análise por tramos por forma a determinar as variações dos momentos fletores ao longo do comprimento do veio, tendo sido obtidos os gráficos representados na Figura 5.29.

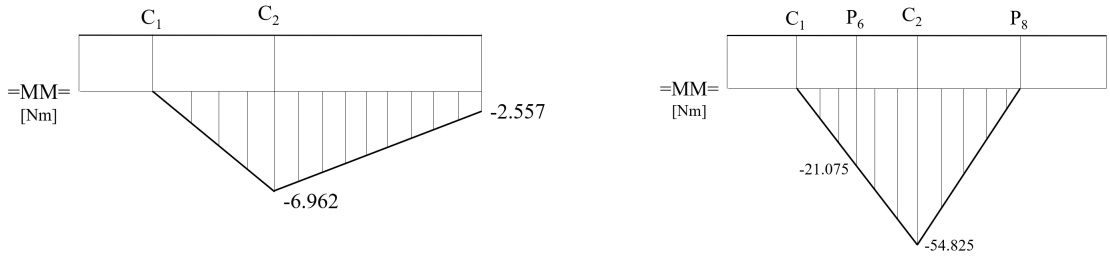
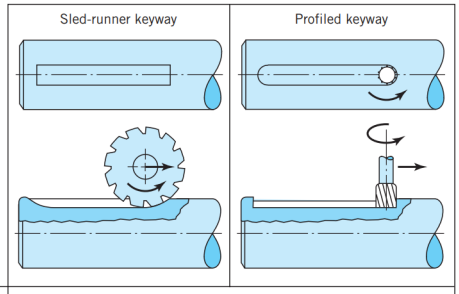


Figura 5.29: Diagramas de momentos fletores do VHC nos planos zOx (esquerda) e yOx (direita).

Como mencionado anteriormente, a conexão entre o VHC e o perfil 8 foi conseguida utilizando uma chaveta. Para estabelecer o acoplamento, escatéis devem ser efetuados tanto no veio como no perfil onde a chaveta irá inserir, criando descontinuidades nos elementos. Estas são também denominadas de entalhes e geram regiões de menor área e de forma desfavorável onde a concentração de tensões é elevada o que, consequentemente, diminui a resistência à fadiga, debilitando os componentes. Por este motivo, é crucial considerar um fator de concentração de tensões teórico, k_t, aquando da estimativa da resistência do veio. A Figura 5.30 ilustra valores aproximados de k_t induzidos por dois métodos usuais de fabricar escatéis, para solicitações e durezas de materiais distintas.



Steel	Fatigue stress concentration factor, K_f			
	Bending	Torsion	Bending	Torsion
Annealed (less than 200 Bhn)	1.3	1.3	1.6	1.3
Quenched and drawn (over 200 Bhn)	1.6	1.6	2.0	1.6

Figura 5.30: Tipos de escatéis e correspondentes fatores de concentração de tensões por fadiga, K_t [65].

Em subcapítulos posteriores o tipo de chaveta para a aplicação irá ser selecionado. Para abertura de escatel por fresagem de topo, para flexão e sabendo que o material Ck45 tem uma dureza de 207 HB, tal como mostrado na Tabela 5.9, maior do que 200 HB, então pode-se concluir que para a situação em análise, o fator de concentração de tensões teórico é 2.

Adicionalmente, numa fase subsequente do projeto, duas aberturas terão de ser ranhuradas no veio para acomodar anéis elástico, o que também promove uma zona de concentração de tensões de coeficiente 5 para flexão, retirado da tabela da Figura 5.31 [78].

	Bending	Torsional	Axial
Shoulder fillet—sharp (r/d = 0.02)	2.7	2.2	3.0
Shoulder fillet—well rounded (r/d = 0.1)	1.7	1.5	1.9
End-mill keyseat (r/d = 0.02)	2.14	3.0	—
Sled runner keyseat	1.7	—	—
Retaining ring groove	5.0	3.0	5.0

Figura 5.31: Fatores de concentração de tensões para diferentes características geométricas e tipos de solicitações [78].

O conjunto de toda a informação providenciada, permite prever quatro regiões críticas, uma no escatel para veio (aproximado a x = 53.45 mm, no ponto P_8), duas nas ranhuras para os anéis elásticos (cerca de x = 25 mm e x = 100 mm) e, finalmente na região onde o momento fletor é máximo.

Analisando os diagramas de momentos, pode-se concluir que, em ambos os planos, os momentos de flexão máxima ocorrem no ponto de localização do casquilho C_2, para x = 16.9 mm, de valores -6.962 Nm e 54.825 Nm. O momento resultante tem o valor aproximado de 55.26 Nm.

Nas zonas de anéis elásticos, para x = 25 mm ambos os momentos são nulos pelo que, apesar de existir concentração de tensões, não é região crítica. Em x = 100 mm, o

momento fletor no plano yOx é nulo, contudo, no plano zOx tem o valor de aproximadamente -2.8 Nm. Multiplicando pelo k_t de 5 resulta num momento de 14 Nm. Por outro lado, no caso da chaveta, o momento fletor resultante é de 5.14 Nm. Multiplicando pelo fator de concentração de tensões de 2, obtém-se o valor de 10.27 Nm. Quer este resultado, quer os 14 Nm são menores do que os 55.26 Nm previamente referidos para C_2. Deste modo, estima-se a localização da secção crítica, a qual conduz a um maior valor de tensão, no casquilho, ponto C2. Portanto, a análise efetuada focou-se nessa região.

Primeiramente, na secção crítica, as tensões normais simétricas de flexão máxima e mínima foram determinadas de acordo com a Equação 5.41, onde I é o momento de inércia para uma secção tubular. A tensão máxima ocorre para o raio máximo, ou seja, metade do diâmetro exterior do VHC a determinar.

$$\sigma_{max} = \frac{{M_f}^{max} \cdot y_{max}}{I} = \frac{32 \cdot {M_f}^{max} \cdot {d_e}^{VHC}}{\pi \cdot \left(({d_e}^{VHC})^4 - ({d_i}^{VHC})^4\right)} \tag{5.41}$$

Sabendo as tensões máxima e mínima foi possível descobrir as tensões de amplitude e média, aplicando as equações 5.42 e 5.43, respetivamente.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max} \tag{5.42}$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = 0 \tag{5.43}$$

O próximo passo passou pela determinação da tensão de corte para o binário de 9 Nm, para a secção tubular crítica prevista, com base na seguinte equação. Novamente, a tensão é máxima num ponto localizado no raio exterior.

$$\tau_{max} = \frac{M_t \cdot r_{max}}{I_p} = \frac{16 \cdot M_t \cdot {d_e}^{VHC}}{\pi \cdot \left(({d_e}^{VHC})^4 - ({d_i}^{VHC})^4\right)} \tag{5.44}$$

Na equação previamente introduzida é evidente a dependência da tensão estática equivalente para a solicitação dinâmica em relação às tensões de amplitude e média, já conseguidas, tensão de cedência do material, σ_y, de 330 MPa, do fator de concentração de tensões prático, k_f, e da tensão limite de fadiga corrigida, ${\sigma_{fo}}^c$. Este último parâmetro é dado pela Equação 5.45, onde c_1 diz respeito ao efeito de carga, c_2 é o efeito de tamanho, c_3 o efeito de acabamento superficial e c_4 envolve outros fatores como temperatura de operação, descontinuidades geométricas, etc. e σ_{fo} é a tensão limite de fadiga.

$${\sigma_{fo}}^c = c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot \sigma_{fo} \tag{5.45}$$

Uma vez que a carga dinâmica causa flexão, c_1 é igual a 1 [78]. Quanto a c_4, este foi também considerado 1. Dado o diâmetro exterior do veio ser desconhecido, assumiu-se inicialmente que o valor estará compreendido entre 2.79 mm e 51 mm, consideração provada válida após conclusão da análise. Nesse intervalo c_2 é determinada de acordo com a Equação 5.46 [78]. Analisando-a conclui-se que quanto maior o diâmetro, menor o valor de c_2 e, consequentemente maior o diâmetro exigido ao veio. Assim, por motivos conservadores, c_2 foi calculada para o maior valor de diâmetro possível, mantendo a validade da expressão, ou seja, 51 mm.

$$c_2 = 1.24 \cdot \left({d_e}^{\text{VHC}}\right)^{-0.107} = c_2 = 1.24 \cdot 51^{-0.107} \approx 0.81 \tag{5.46}$$

Por fim, o parâmetro c_3 foi calculado através da Equação 5.47, sabendo que a tensão de rotura, σ_r, do aço Ck45 é 500 MPa (Tabela 5.9) e que para maquinagem, a é igual a 4.51 MPa e b é igual a -0.265 [78].

$$c_3 = a \cdot {\sigma_r}^b = 4.51 \cdot 500^{-0.265} \approx 0.87 \tag{5.47}$$

Para aço e tensão de rotura menor ou igual a 1400 MPa, a tensão limite de fadiga é dada por [78]:

$$\sigma_{fo} = 0.5 \cdot \sigma_r = 0.5 \cdot 500 = 250 \text{ MPa} \tag{5.48}$$

Finalmente, substituindo os respetivos valores, a tensão limite de fadiga corrigida é:

$${\sigma_{fo}}^c = 250 \cdot 1 \cdot 0.81 \cdot 0.87 \cdot 1 \approx 176.18 \text{ MPa} \tag{5.49}$$

No ponto C_2, onde o momento fletor é máximo, não existe uma zona de concentração de tensões, pelo que assumiu-se k_f igual a 1. Uma vez definidos todos os parâmetros e arbitrando um coeficiente de segurança, SF, de dois, foi finamente possível aplicar os critérios de Soderberg e Tresca, para determinar a tensão estática equivalente e o diâmetro mínimo do VHC.

$$\begin{cases} \dfrac{330 \cdot 10^6}{2 \cdot 2} = \sqrt{\left(\dfrac{{\sigma_{est}}^{eq}}{2}\right)^2 + \left(\dfrac{16 \cdot 9 \cdot {d_e}^{\text{VHC}}}{\pi \cdot \left(({d_e}^{\text{VHC}})^4 - (14 \cdot 10^{-3})^4\right)}\right)^2} \\ {\sigma_{est}}^{eq} = 0 + \dfrac{330}{176.18} \cdot \dfrac{32 \cdot 55.26 \cdot {d_e}^{\text{VHC}}}{\pi \cdot \left(({d_e}^{\text{VHC}})^4 - (14 \cdot 10^{-3})^4\right)} \end{cases} \Leftrightarrow \tag{5.50}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} {\sigma_{est}}^{eq} = 164.38 \text{ MPa} \\ {d_e}^{\text{VHC}} = 20.26 \text{ mm} \end{cases}$$

Após encontrar o diâmetro mínimo, o seu valor deve ser normalizado. A Figura 5.32 expõe os diâmetros normalizados para veios.

Diâmetro da ponta		Ponta cilíndrica		Ponta cónica longa			Ponta cónica curta			Elementos roscados		Binário transmissível em N.m		
Longa	curta													
d	toler.	l_1	l_2	l_{11}	l_{12}	l_{13}	l_{21}	l_{22}	l_{23}	d_2	Md_3	C_1	C_2	C_3
6	j6	16		10	6					M4			0,307	0,145
7		16		10	6					M4			0,530	0,250
8		20		12	8					M6			0.850	0,40
9		20		12	8					M6			1,28	0,60
10		23	20	15	8					M6			1,85	0,875
11		23	20	15	8					M6			2,58	1,22
12		30	25	18	12	10				M8 x 1	M4		3,55	1,65
14		30	25	18	12	10				M8 x 1	M4		6,00	2,80
16		40	28	28	12	10	16	12	10	M10 x 1,25	M4		9,75	4,50
18		40	28	28	12	13	16	12	13	M10 x 1,25	M5		14,50	6,70
19		40	28	28	12	13	16	12	13	M10 x 1,25	M5		17,50	8,25
20		50	36	36	14	16	22	14	16	M12 x 1,25	M6		21,20	9,75
22		50	36	36	14	16	22	14	16	M12 x 1,25	M6		29,00	13,60
24		50	36	36	14	16	22	14	16	M12 x 1,25	M6		40,00	18,50
25		60	42	42	18	19	24	18	19	M16 x 1,5	M8		46,20	21,20
28		60	42	42	18	19	24	18	19	M16 x 1,5	M8		69,00	31,50
30		80	58	58	22	22	36	22	22	M20 x 1,5	M10	205	87,50	40,00
32	k6	80	58	58	22	22	36	22	22	M20 x 1,5	M10	250	109	50,0
35		80	58	58	22	22	36	22	22	M20 x 1,5	M10	325	150	69,0
38		80	58	58	22	28	36	22	28	M24 x 2	M12	425	200	92,5
40		110	82	82	28	28	54	28	28	M24 x 2	M12	487	236	112

Figura 5.32: Diâmetros do veio normalizados [76].

Conforme referido, o diâmetro do veio deve ser igual ou superior a 20.26 mm pelo que, consultando a Figura anterior, apesar de 22 mm ser a primeira escolha, um diâmetro de 24 mm foi selecionado para o veio, com objetivo de colmatar simplificações efetuadas e assegurar espaço disponível suficiente entre o furo interno de diâmetro 14 mm e o diâmetro externo para futura realização de um escatel para cubo de altura 2.3 mm [76], para acoplamento ao veio do motor. O diâmetro exterior do veio é ainda condicionado pelos diâmetros internos disponíveis em *stock* de casquilhos.

Para o VHM assumiu-se o mesmo diâmetro de 24 mm e comprimento total de 85 mm, e nele apenas foram realizadas duas ranhuras para os anéis elásticos.

5.1.4.1.3 Dimensionamento Veios VVC e VVM (Adução/Abdução)

O raciocínio levado a cabo para os veios horizontais foi seguidamente adaptado aos veios verticais, VVC e VVM. À semelhança do VHC, o VVC possui uma secção tubular e zonas de concentração de tensões devido a ranhuras e escatéis. Em contrapartida, o veio maciço VVM admite variação de secção, aspeto introdutor de concentração de tensões, juntamente com as ranhuras para os anéis elásticos.

Além do momento torsor devido ao binário de rotação do motor AD/AB, no máximo 9 Nm como será visto aquando da Subseção 6.1.2, e das forças radiais que atuam nos veios resultantes da atuação do cilindro pneumático, o VVM está ainda sujeito a uma carga axial correspondente ao peso das estruturas "O", "U", CFF e motor F/E de aproximadamente 200 N. A presença do motor F/E faz com que o sistema deixe de ser simétrico em relação a Oz, desviando o centro de massa do conjunto mencionado face a esse eixo. No entanto, comparativamente com os restantes componentes, a massa do motor é baixa pelo que,

prevê-se que o desvio não seja significativo e por isso, para simplificar, o peso P foi considerado coincidente com Oz. Consequentemente, infere-se que o VVM seja crítico em comparação com o VVC e por isso, o dimensionamento foi somente realizado para o primeiro, para 0° de adução/abdução e 90° de flexão.

A Figura 5.33 clarifica a montagem do VVM, de comprimento total 76.5 mm, e define as medidas mais relevantes para a etapa que se segue.

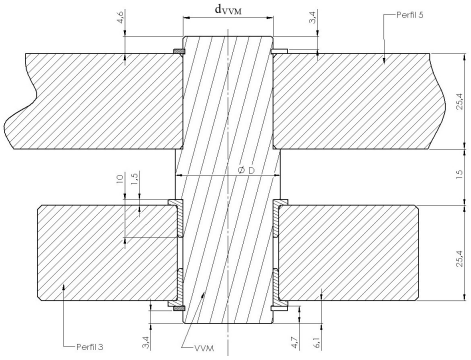


Figura 5.33: Ilustração 2D da montagem do VVM.

Tal como acontecia para o VHC, o momento torsor, M_t, gera tensão de corte constante enquanto as forças axial e radiais, transmitidas ao veio através dos perfis 3 e 5, promovem solicitação dinâmica de flexão. Perante a solicitação combinada, os critérios de Soderberg e Tresca foram aplicados simultaneamente para obtenção do diâmetro mínimo, d_{VVM}, (Equação 5.40).

A Figura 5.34 ilustra o diagrama de esforços do VVM, tendo em conta que o carregamento ocorre todo num só plano. Os casquilhos existentes no perfil 3 impedem o deslocamento do veio nas direções radiais e a sua rotação. Ademais, ambas as forças, admitidas aplicadas nos pontos médios das espessuras dos perfis 3 e 5, têm intensidade 1148 N (valor da variável $R_{A1}{}^{y}$ proveniente do perfil 1), na eventualidade de o cilindro pneumático exercer o máximo de 3000 N.

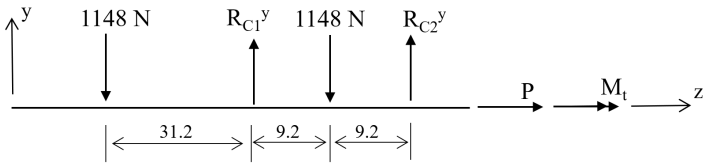


Figura 5.34: Diagrama de esforços do VVM no plano yOz.

Aplicando as equações de equilíbrio estático obtêm-se os valores de 3668.609 N e -1372.609 N para as reações nos casquilhos $R_{C1}{}^{y}$ e $R_{C2}{}^{y}$, respetivamente.

Numa fase seguinte, com base no carregamento do veio, foi feito um estudo dos esforços internos por tramos, a partir do qual conseguiu-se traçar o diagrama de momentos ao longo do comprimento do VVM representado na Figura 5.35.

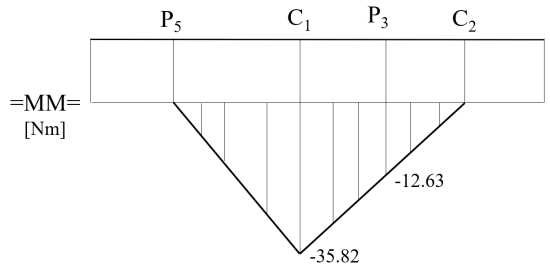


Figura 5.35: Diagrama do momento fletor ao longo do VVM no plano yOz.

Por observação das Figuras 5.35 e 5.33 sabe-se que nas regiões de anéis elásticos o momento fletor é nulo, sendo máximo no ponto C_1, considerado crítico. Dada a proximidade geométrica entre o casquilho e a zona de variação de secção do veio foi ainda implementado um coeficiente de concentração de tensões.

A tensão de corte máxima para um veio sólido, em função do seu diâmetro é:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\mathrm{t}} \cdot r_{\max}}{I_{\mathrm{p}}} = \frac{16 \cdot M_{\mathrm{t}}}{\pi \cdot {d_{\mathrm{VVM}}}^3} \tag{5.51}$$

Relativamente à tensão normal máxima e mínima de flexão, estas ocorrem para y=$\frac{d_{\mathrm{VVM}}}{2}$ e y=-$\frac{d_{\mathrm{VVM}}}{2}$ e têm origem no momento fletor e na carga axial de tração resultante do peso de 200 N, o qual atua na secção transversal:

$$\sigma = \pm \frac{{M_{\mathrm{f}}}^{\max} \cdot y_{\max}}{I} + \frac{P}{A} = \pm \frac{32 \cdot {M_{\mathrm{f}}}^{\max}}{\pi \cdot {d_{\mathrm{VVM}}}^3} + \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot {d_{\mathrm{VVM}}}^2} \tag{5.52}$$

As tensões de amplitude e média são:

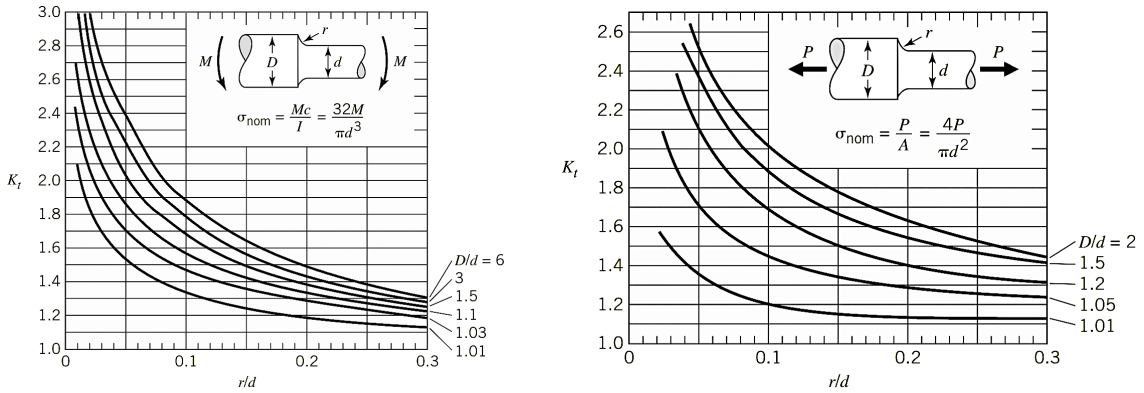
$$\sigma_{\mathrm{a}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{32 \cdot {M_{\mathrm{f}}}^{\max}}{\pi \cdot {d_{\mathrm{VVM}}}^3} \tag{5.53}$$

$$\sigma_{\mathrm{m}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{4 \cdot P}{\pi \cdot {d_{\mathrm{VVM}}}^2} \tag{5.54}$$

Sucedeu a determinação da tensão limite de fadiga corrigida, utilizando novamente a Equação 5.45. No caso de flexão, o valor do fator de efeito de carga, c_1, é 1, contudo, quando a solicitação é axial, o parâmetro toma o valor de 0.85 [78]. Por motivos conservadores, selecionou-se o menor valor, de 0.85, para o efeito de carga, assumindo todo o carregamento como axial. Em relação à tensão limite de fadiga e aos coeficientes c_2, c_3 e c_4, pelos motivos explicados para o VHC e porque o material do veio VVM é também aço Ck45, não se verificam alterações em comparação com os valores obtidos anteriormente (equações 5.46, 5.47 e 5.48). Assim, procedeu-se ao cálculo da tensão limite de fadiga corrigida:

$$\sigma_{\mathrm{fo}}{}^{\mathrm{c}} = 250 \cdot 0.85 \cdot 0.81 \cdot 0.87 \cdot 1 \approx 149.75 \text{ MPa} \tag{5.55}$$

A existência de variação de secção no veio gera, na transição de diâmetros, uma zona de menor área, criando concentração de tensão responsável por diminuir a resistência à fadiga. Na Figura 5.36 são apresentados dois gráficos da variação dos coeficientes teóricos de concentração de tensão em função dos rácios r/d e D/d, para os casos de flexão e solicitação axial.



(a) Flexão. (b) Axial.

Figura 5.36: Fator de concentração de tensão para veio com variação de secção [65] (Adaptada).

Na Figura anterior verifica-se a necessidade de conhecer d_{VVM} para definir o valor do fator de concentração de tensões. Uma vez que d_{VVM} é a incógnita do problema é conveniente arbitrar um valor para o diâmetro do veio. Para tal, considerou-se o valor máximo de k_t obtido a partir da curva D/d = 1.1. Consequentemente, para flexão k_t é aproximadamente 2.7 e para tração é cerca de 2.3, tendo sido selecionado o maior valor dos dois por ser mais prudente.

Com base no fator de concentração de tensões teórico e no índice de sensibilidade ao entalhe, q, foi obtido o fator de concentração de tensões prático ou de fadiga, k_f [78]:

$$k_f = 1 + q \cdot (k_t - 1) \tag{5.56}$$

Para levar a cabo uma análise mais conservativa, assumiu-se q como 1, o que implica que k_f é igual a k_t, ou seja, 2.7.

Finalmente, estão reunidas as condições para a determinação da tensão estática equivalente e do diâmetro mínimo do veio, analogamente ao realizado para o veio VHC, supondo mais uma vez um coeficiente de segurança de 2.

$$\begin{cases} \dfrac{330 \cdot 10^6}{2 \cdot 2} = \sqrt{\left(\dfrac{{\sigma_{\text{est}}}^{\text{eq}}}{2}\right)^2 + \left(\dfrac{16 \cdot 9}{\pi \cdot {d_{\text{VVM}}}^3}\right)^2} \\ {\sigma_{\text{est}}}^{\text{eq}} = \dfrac{4 \cdot 200}{\pi \cdot {d_{\text{VVM}}}^2} + \dfrac{330}{149.75} \cdot 2.7 \cdot \dfrac{32 \cdot 35.82}{\pi \cdot {d_{\text{VVM}}}^3} \end{cases} \Leftrightarrow$$
$$\Leftrightarrow \begin{cases} {\sigma_{\text{est}}}^{\text{eq}} = 164.85 \text{ MPa} \\ d_{\text{VVM}} = 23.64 \text{ mm} \end{cases} \tag{5.57}$$

O sistema anterior dita um diâmetro mínimo de 23.64 mm. Assim, o mesmo diâmetro normalizado de 24 mm foi considerado para todos os veios presentes no simulador. Ao VVC foram atribuídas as mesas características geométricas do VHC.

Por fim, arbitrou-se um diâmetro de 28 mm na transição de secção do veio. Por conseguinte, a relação D/d é igual a 1.17, confirmando os valores retirados dos gráficos da Figura 5.36, pressupondo a hipótese inicial de D/d = 1.1.

5.1.4.2 Casquilhos

Entre os perfis 2, 3, 6 e 7, e os veios VVC, VVM, VHC e VHM, respetivamente, foram colocados dois casquilhos ou buchas com flange, com o intuito de suportar os veios e principalmente evitar o contacto direto entre superfícies de alumínio e aço, garantindo que o movimento relativo de rotação entre os componentes ocorre com muito baixo atrito, já que não é pretendida a transmissão de binário a esses perfis. Embora exista também rotação relativa entre os veios e os casquilhos, que permanecem estáticos, o coeficiente de fricção é menor nessa situação do que no caso alumínio/aço, onde são mais prováveis a produção de calor e o dano ou desgaste prematuro dos perfis ou veios. Assim, os casquilhos são desenhados de modo a falharem primeiramente, pois são mais baratos e a sua substituição mais rápida.

A escolha de casquilhos com flange foi particularmente relevante nos casquilhos do perfil 3, conectados ao veio VVM. Tal como sugere a Figura 5.33 à exceção do conjunto de perfis organizado em "C", cilindro pneumático e peças necessárias à sua fixação, o peso da restante estrutura femoral é totalmente suportado pelo VVM. A presença de flange nos casquilhos constitui uma superfície de apoio, aumentado a área de contacto e permitindo uma melhor distribuição de cargas. Para facilitar o projeto, o mesmo modelo de casquilho foi utilizado nas diferentes regiões.

Por fim, pesando aspetos como preço, dimensões *standard* disponíveis e tendo em conta as espessuras dos componentes onde são colocados, por perfil utilizaram-se dois casquilhos, um de cada lado. Esta solução tem a vantagem de permitir minimizar a flexão dos veios, garantir uma uniforme e simétrica distribuição de cargas e, por consequência assegurar maior estabilidade e precisão no alinhamento e centralização do eixo do veio.

5.1.4.2.1 Material

Objetivando eliminar a necessidade de lubrificação, presente quando comummente são utilizados casquilhos de metal ou bronze, optou-se pela seleção de casquilhos deslizantes poliméricos iglidur® do fornecedor Igus®. Estes caracterizam-se por serem autolubrificados logo, isentos de lubrificação e manutenção, admitirem coeficientes de atritos e taxas de desgaste baixas, serem mais leves e por possuírem elevadas resistências à corrosão, térmica, e à sujidade e poeiras [80]. Casquilhos poliméricos são uma alternativa apelativa aos casquilhos clássicos em metal ou bronze. Não só estes requerem óleo ou massa para minimizar a fricção e proteger as superfícies em contacto do desgaste, como quando essa lubrificação é imprópria são suscetíveis ao contacto metal-metal que pode levar à gripagem do casquilho e/ou danos no veio.

Elegeu-se para constituir os casquilhos o material polimérico *standard* iglidur® G, cujas propriedades são apresentadas em maior detalhe no Apêndice XI. Este é dos polímeros iglidur® mais versáteis e populares, indicados para quando é exigida uma solução económica com bom desempenho global em ambiente e condições normais de trabalho. Além disso, iglidur® G pode ser conjugado com veios em aço Ck45 [81].

A Tabela 5.10 resume as principais propriedades do material escolhido.

Tabela 5.10: Propriedades do iglidur® G [82],[81].

Massa Volúmica, ρ [kg/m^3]	1460
Módulo de Young, E [GPa]	7.8
Tensão de cedência, σ_y [MPa]	210
Coeficiente de atrito, dinâmico, em aço [μm]	0.08 - 0.15

5.1.4.2.2 Dimensionamento

Relativamente ao dimensionamento dos casquilhos, sabe-se que o seu diâmetro interno tem de ser igual ao diâmetro externo dos quatro veios presentes no simulador, de 24 mm, e uma vez que foram utilizados dois casquilhos por furo nos perfis, o comprimento de cada bucha, excluindo a aba, a não pode exceder a espessura dos perfis de 25.4 mm, devendo existir espaço suficiente para a instalação. Nesse sentido, foram selecionados 8 casquilhos deslizantes do modelo GFM-2427-10 da Igus®, monatdos à pressão (*press-fit*), cujas características geométricas estão reunidas na Tabela 5.11. O desenho de definição fornecido pela Igus® pode ser encontrado no Apêndice XI.

Tabela 5.11: Características geométricas e tolerâncias do casquilho GFM-2427-10 [82].

Diâmetro interior [mm]	24 E10
Diâmetro exterior [mm]	27
Diâmetro da flange [mm]	32 d13
Comprimento [mm]	10.5 h13
Espessura da flange [mm]	1.5 h13
Ângulo e comprimento do chanfro	30° e 0.8 mm
Diâmetro do veio [mm]	24 h9
Diâmetro do furo de alojamento [mm]	27 H7
Massa da peça [g]	2.33

Para uma montagem dos casquilhos mais cuidada, prevenindo danos e preservando a integridade do produto, as arestas vivas dos furos de alojamento foram removidas e chanfradas de 0.9 mm x 30°, seguindo as recomendações da Igus®.

5.1.4.3 Chavetas

As ligações entre os motores F/E e AD/AB e os veios acoplados são feitas com recurso a uma chaveta A ISO/R 773 5x5x25 - St, já incluída nos próprios motores (Apêndices XVI e XVII) [83], [84]. É de notar que nestes acoplamentos, os escatéis foram estendidos ao longo de todo o comprimento dos veios, como normalmente é efetuado.

Contudo, para que os movimentos de flexão/extensão e adução/abdução sejam possíveis é ainda crucial que os binários transferidos dos motores para os veios VHC e VVC sejam, por sua vez, transmitidos aos perfis 8 e 4. Assim, os VHC e VVC funcionam como cubos relativamente aos veios dos motores, mas funcionam como veios face aos perfis 8 e 4, os quais nessa ligação trabalham como cubos.

Os acoplamentos entre o VHC e o perfil 8 e o VVC e o perfil 4 foram efetuados também com recurso a uma chaveta alojada em escatéis. Uma vez que os veios são ocos e estabelecem duas ligações chavetadas, estas foram dispostas desfasadas de 180°, a fim de não comprometer a resistência mecânica dos componentes. Este é um dos métodos mais eficientes e económicos de fixação de elementos rotativos a um veio. Ao mesmo tempo, impede movimento relativo de rotação entre os diferentes componentes envolvidos e permite a transmissão de binário ao longo do elemento do sistema acoplado ao veio. Além disso, este equipamento facilita a montagem e desmontagem das diversas peças e é projetado como um sistema de segurança, destinado a falhar ao corte, por cisalhamento, quando o binário ou carga excedem as condições de funcionamento aceitáveis, de tal forma que a chaveta cede primeiramente a qualquer outro elemento do sistema. Assim, é possível proteger componentes mais caros dado que as chavetas apresentam baixo custo e são facilmente substituídas [78], [85].

Para o simulador analisado ao longo deste relatório foram escolhidas duas chavetas

paralelas tipo A com secção transversal quadrada constante ao longo do seu comprimento, uma vez que é a forma mais simples e normalmente [75].

Neste tipo de enchavetamentos, a chaveta é montada paralelamente aos eixos de rotação do veio e do cubo, formando um enchavetamento longitudinal, e a ligação é livre o que significa que, o movimento relativo de rotação entre as peças não é permitido, contudo pode ocorrer translação entre as mesmas. De acordo com os requisitos de funcionamento e projeto do simulador, entre os VHC e VVC e os perfis 8 e 4 não pode ocorrer qualquer tipo de movimento relativo pelo que, para além da chaveta, anéis elásticos serão necessários para efetuar a ligação em translação, impedindo a desmontagem por deslocamento axial entre as peças.

Apesar de a eleita se revelar mais vantajosa, é importante sublinhar que ao invés da chaveta paralela, outras populares opções podiam ter sido escolhidas, nomeadamente a chaveta de Woodruff ou disco ou ainda, uma chaveta inclinada ou de cunha (Figura 5.37). Quanto à primeira, este modelo de geometria semicilíndrica, de fácil fabrico e extração permite elevada precisão e alinhamento após montagem, no entanto, a chaveta de disco foi excluída pois exige elevada penetração no veio, comprometendo a sua resistência às cargas aplicadas, tendo em conta sobretudo os furos interiores dos veios VHC e VVC. As chavetas inclinadas, por motivos semelhantes, reduzem também a resistência mecânica do veio, sendo mais caras e difíceis de manufaturar.



(a) Chaveta de Woodruff. (b) Chaveta em cunha.

Figura 5.37: Tipos de chavetas [85] (Adaptada).

Ademais, existem ainda as classes B e C para chavetas paralelas (Figura 5.38), no entanto as suas arestas vivas induzem fatores de concentração de tensões mais elevados.

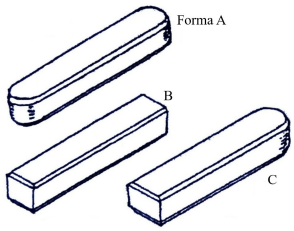


Figura 5.38: Tipos de chavetas paralelas [76] (Adaptada).

Visando ultrapassar estes constrangimentos, foi escolhida uma chaveta paralela tipo A, como a ilustrada na Figura 5.39.

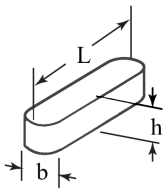


Figura 5.39: Chaveta paralela do tipo A [85] (Adaptada).

5.1.4.3.1 Material

Chavetas são habitualmente compostas por aços de construção ao carbono, visto que estes fornecem suficiente resistência mecânica para a aplicação sem comprometer a sua ductilidade, propriedade importante neste tipo de dispositivos [85]. Tendo por base esta informação e considerando o explicado na 5.1.4.1.1, optou-se por utilizar para a chaveta o mesmo material do veio, Ck45, cujas propriedades estão representadas na Tabela 5.9.

5.1.4.3.2 Dimensionamento

As dimensões da chaveta são padronizadas em função do diâmetro do veio associado, tal como evidenciado na tabela da Figura 5.40, onde são apresentados os valores normalizados relativos aos escatéis e aos diferentes tipos de chavetas, nomeadamente a sua altura, h, largura, b, e comprimento, L.

DIÂMETRO DO VEIO		CHAVETAS						PARAFUSO	ESCATÉIS				Chanfro			
		corrente		fina		comprimento		CHc ou C	do veio		do cubo		e arredondado			
>	≤	*b*	*h*	*b*	h_f	L_{min}	$L_{max.}$	M*d*x*L*	*t*	t_{fino}	*T*	T_{fino}	c_{min}	c_{max}	r_{min}	
6	8	2 h9	2 h9	–	–	6	20	–	1,2 0/-0,1	–	1 +0,1/0	–	0,16	0,25	0,08	
8	10	3 h9	3 h9	–	–	6	36	–	1,8 0/-0,1	–	1,4 +0,1/0	–	0,16	0,25	0,08	
10	12	4 h9	4 h9	–	–	8	45	–	2,5 0/-0,1	–	1,8 +0,1/0	–	0,16	0,25	0,08	
12	17	5 h9	5 h9	5 h9	3 h9	10	56	–	3 0/-0,1	1,88	2,3 +0,1/0	1,4	0,25	0,4	0,16	
17	22	6 h9	6 h9	6 h9	4 h9	14	70	M2,5x6	3,5 0/-0,2	2,5	2,8 +0,1/0	1,8	0,25	0,4	0,16	
22	30	8 h9	7 h11	8 h9	5 h9	18	90	M3x8	4 0/-0,2	3	3,3 +0,2/0	2,3	0,25	0,4	0,16	
30	38	10 h9	8 h11	10 h9	6 h9	22	110	M4x10	5 0/-0,2	3,5	3,3 +0,2/0	2,8	0,4	0,6	0,25	
38	44	12 h9	8 h11	12 h9	6 h9	28	140	M5x10	5 0/-0,2	3,5	3,3 +0,2/0	2,8	0,4	0,6	0,25	
44	50	14 h9	9 h11	14 h9	6 h9	36	160	M6x10	5,5 0/-0,2	3,5	3,8 +0,2/0	2,8	0,4	0,6	0,25	
50	58	16 h9	10 h11	16 h9	7 h11	45	180	M6x10	6 0/-0,2	4	4,3 +0,2/0	3,3	0,6	0,8	0,4	
58	65	18 h9	11 h11	18 h9	7 h11	50	200	M8x10	7 0/-0,2	5	4,4 +0,2/0	3,3	0,6	0,8	0,4	
65	75	20 h9	12 h11	20 h9	8 h11	56	220	M8x10	7,5 0/-0,2	5,5	4,9 +0,2/0	3,3	0,6	0,8	0,4	
...		...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	

Figura 5.40: Dimensões de chavetas paralelas [76].

Uma análise preliminar indica que as chavetas em questão, apesar de associadas a conexões com finalidades distintas, apresentam condições de trabalho equivalentes. A seleção de motores F/E e AD/AB idênticos, a ser confirmada em estudos subsequentes, e, por isso, a submissão de ambas as chavetas a um momento torsor máximo de 9 Nm, decorrente do binário nominal dos motores, justificam esta equivalência. Por outro lado, as características geométricas comuns dos veios VHC e VVC (furo interior de diâmetro 14 mm e 24 mm de diâmetro externo), reforçam a viabilidade de uma solução única. Como estes constituem os únicos critérios relevantes para a seleção das chavetas neste contexto, optou-se por um dimensionamento unificado para ambas as chavetas, o que simplifica o projeto sem comprometer a segurança e o desempenho do sistema.

Analisando a Figura 5.40, é possível concluir que para um diâmetro normalizado do veio de 24 mm, a chaveta do tipo fina apresenta uma largura de 5 mm e altura 8 mm. A escolha da chaveta paralela fina em detrimento da chaveta corrente foi motivada pela necessidade de assegurar que as dimensões dos escatéis a efetuar nos veios não se apresentam como um impasse ao projeto. Uma vez que a altura do escatel é menor para chavetas finas então, é menos dependente das dimensões dos veios, existindo mais espaço nestes componentes para as suas execuções, sem que se formem regiões de pequena área nas proximidades do furo interior, suscetíveis a concentração de tensões.

A partir da Figura 5.40 obteve-se diretamente a largura e altura da chaveta, no entanto, a fim de determinar o seu comprimento foi realizada uma análise mais cautelosa relativamente às forças que atuam na chaveta.

As chavetas devem falhar quando o binário e/ou cargas aplicadas excedem um dado valor crítico. A cedência ocorre principalmente devido a tensões de corte e compressão relacionadas com o par de forças horizontais resistentes que atuam na chaveta impedindo que esta se mova no escatel onde se encontra encaixada. Estas forças tendem a promover a rotação da chaveta [65], [86].

Com o objetivo de evitar casos extremos de falha foi estimado um comprimento mínimo da chaveta analisando quer a tensão de corte, quer a de compressão. De modo a realizar uma abordagem mais conservativa, foi aplicado o critério de Tresca para determinar a tensão de corte admissível (Equação 5.58), focando deste modo o projeto da chaveta na tensão de cedência, σ_{y}, garantindo que sob tensão, a mesma não deforma plasticamente. Considerou-se um coeficiente de segurança, SF, de dois à semelhança do arbitrado aquando da verificação mecânica dos perfis.

$$\tau_{\mathrm{adm}} = \frac{\sigma_{\mathrm{y}}}{2 \cdot SF} \tag{5.58}$$

Primeiramente, em relação à solicitação de corte e assumindo um momento torsor de 9 Nm, a força de corte uniformemente distribuída ao longo das superfícies da chaveta é dada por Equação 5.59:

$$P = \frac{M_{\mathrm{t}}}{d/2} = \frac{2 \cdot M_{\mathrm{t}}}{d} \tag{5.59}$$

- P: Força de corte [N]
- M_t: Momento torsor [Nm]
- d: Diâmetro do veio [m]

Consequentemente, a tensão máxima de corte irá corresponder ao quociente entre a força de corte e a área da secção transversal da chaveta paralela selecionada, tal como descrito na seguinte expressão.

$$\tau_{\max} = \frac{P}{A_{\mathrm{s}}} = \frac{P}{b \cdot L} \tag{5.60}$$

- A_s: Área da secção da chaveta [m^2]
- L: Comprimento da chaveta [m]
- b: Largura da chaveta [m]

Finalmente, o comprimento mínimo da chaveta selecionada sob uma solicitação de corte para as suas dimensões características foi conseguido igualando a tensão de corte máxima, resultante da conjugação das Equações 5.59 e 5.60, com a tensão de corte admissível (Equação 5.58) e substituindo os respetivos valores dos diferentes parâmetros, segundo a seguinte expressão.

$$L_{\min} = \frac{4 \cdot M_{\mathrm{t}} \cdot SF}{\sigma_{\mathrm{y}} \cdot b \cdot d} = \frac{4 \cdot 9 \cdot 2}{330 \cdot 8 \cdot 24} = 1.14 \text{ mm} \tag{5.61}$$

Estudando agora a falha por compressão, a Equação 5.62 reflete como obter a tensão normal resultante, considerando que apenas metade da altura da chaveta penetra o escatel do veio [85].

$$\sigma = \frac{P}{A_{\mathrm{c}}} = \frac{2 \cdot M_{\mathrm{t}}}{d \cdot L \cdot h/2} = \frac{4 \cdot M_{\mathrm{t}}}{d \cdot L \cdot h} \tag{5.62}$$

Para obter o comprimento mínimo referente à cedência por tensão de compressão, a tensão normal máxima foi igualada ao rácio entre a tensão de cedência do material da chaveta, Ck45, e um fator de segurança, presumido ser 2.

$$L_{\min} = \frac{4 \cdot M_{\mathrm{t}} \cdot SF}{\sigma_{\mathrm{y}} \cdot h \cdot d} = \frac{4 \cdot 9 \cdot 2}{330 \cdot 5 \cdot 24} = 1.82 \text{ mm} \tag{5.63}$$

Analisando os resultados conseguidos pode ser concluído que um comprimento mínimo de 1.14 mm deve ser assegurado para garantir que a chaveta não falha ao corte e, por outro lado 1.82 mm é o comprimento mínimo para que não ocorra cedência devido a tensões de compressão. Deste modo, o comprimento da chaveta deve ser superior a 1.82 mm.

Um maior comprimento da chaveta provoca maior estabilidade do acoplamento, mas por outro lado, aumenta a sua torção e desalinhamento com a deflexão angular do veio. Por estes motivos, foi escolhido um comprimento superior ao mínimo para o componente, mas inferior ao seu máximo. Geralmente, o comprimento da chaveta não deve ser superior a cerca de 1.5 vezes o diâmetro do veio [78], pelo que, para o caso em estudo, se obteve um valor máximo de:

$$L_{\max} = 1.5 \cdot d = 1.5 \cdot 24 = 36 \text{ mm} \tag{5.64}$$

Após determinar o comprimento da chaveta é necessário proceder à normalização do seu valor. A Figura 5.41 reúne os valores dos comprimentos normais.

adotando os **comprimentos normais** L = 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 400 mm.

Figura 5.41: Comprimentos normais de chavetas paralelas [76].

Por fim, a determinação do comprimento das chavetas foi ainda condicionada pelo comprimento disponível no cubo para o seu alojamento, correspondente às espessuras dos perfis 8 e 4 de 25.4 mm, ao longo das quais se estendem os escatéis. Desta forma e procurando assegurar folga suficiente entre os escatéis dos veios (de comprimento superior ao comprimento da chaveta em 0.5 mm [75]) e as ranhuras destinadas aos anéis elásticos, adotou-se um comprimento normal de 22 mm para as chavetas.

Tendo todos os parâmetros definidos, pode-se estabelecer a correta designação da chaveta como A ISO 2491 8x5x22 – St.

5.1.4.4 Anéis Elásticos

Tal como mencionado previamente, a fim de fixar axialmente os veios, prevenir as translações das estruturas em "U" e "O" em relação aos anteriores e impedir o desacoplamento dos motores, foram utilizados dois anéis elásticos externos por veio, posicionados de forma estratégica para assegurar o cumprimento desses objetivos. Para acomodar estes componentes é necessário efetuar ranhuras nos veios, de modo a constituírem obstáculos aos movimentos axiais dos elementos associados.

A Figura 5.42 mostra o desenho de parte da estrutura femoral em corte, evidenciando as montagens dos quatro veios.

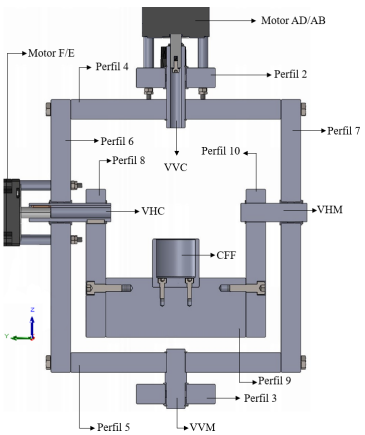


Figura 5.42: Estrutura femoral em corte, realçando as montagens dos quatro veios.

Cada par de anéis elásticos, pertencentes ao mesmo veio, impedem a sua translação longitudinal. De acordo com a Figura 5.42, no caso do VHC, o anel em contacto com o perfil 8 evita o deslocamento do "U" para a direita, enquanto o anel do VHM encostado ao perfil 10, não permite o deslizamento da mesma estrutura para a esquerda. Assim, o "U" é mantido em posição. Quanto aos veios verticais, a variação de secção no VVM trava a translação do "O" e estruturas associadas para baixo e o anel elástico em contacto com o perfil 5 dificulta o deslocamento no sentido oposto. Além disso, o anel elástico incluído no VVM junto ao perfil 3 impede que o casquilho caia por ação da gravidade, embora tal seja improvável devido à sua montagem por pressão no furo do perfil 3.

Uma vez que são os normalmente utilizados, no simulador incluíram-se anéis elásticos estampados da série normal (norma DIN 471), produzidos em aço de molas. A Figura 5.43 apresenta as dimensões dos anéis elásticos para veio e das ranhuras onde são alojados.

DIN 471, ANEL ELÁSTICO para veio série normal							VEIO E RANHURA Re≥200MPa (DIN 471)				ANEL ELÁSTICO série forte					RANHURA	
d1	s	a	b	d3	d5	FR	d2	m1	n	FN	d	s	a	b	Fr	m1	FN
3	0,4	1,9	0,8	2,7	0,8	0,47	2,8	0,5	0,3	0,15							
4	0,4	2,2	0,9	3,7	1	0,50	3,8	0,5	0,3	0,20							
5	0,6	2,5	1,1	4,7	1	1,00	4,8	0,7	0,3	0,26							
6	0,7	2,7	1,3	5,6	1,15	1,45	5,7	0,8	0,5	0,46							
7	0,8	3,1	1,4	6,5	1,2	2,60	6,7	0,9	0,5	0,54							
8	0,8	3,2	1,5	7,4	1,2	3,00	7,6	0,9	0,6	0,81							
9	1	3,3	1,7	8,4	1,2	3,50	8,6	1,1	0,6	0,92							
10	1	3,3	1,8	9,3	1,5	4,00	9,6	1,1	0,6	1,01							
11	1	3,3	1,8	10,2	1,5	4,50	10,5	1,1	0,8	1,40							
12	1	3,3	1,8	11,0	1,7	5,00	11,5	1,1	0,8	1,53							
13	1	3,4	2,0	11,9	1,7	5,80	12,4	1,1	0,9	2,00							
14	1	3,5	2,1	12,9	1,7	6,35	13,4	1,1	0,9	2,15							
15	1	3,6	2,2	13,8	1,7	6,90	14,3	1,1	1,1	2,66	15	1,5	4,8	2,4	15,5	1,60	2,66
16	1	3,7	2,2	14,7	1,7	7,40	15,2	1,1	1,2	3,26	16	1,5	5,0	2,5	16,6	1,60	3,26
17	1	3,8	2,3	15,7	1,7	8,00	16,2	1,1	1,2	3,46	17	1,5	5,0	2,6	18,0	1,60	3,46
18	1,2	3,9	2,4	16,5	2	17,0	17,0	1,3	1,5	4,58	18	1,5	5,1	2,7	26,6	1,60	4,58
19	1,2	3,9	2,5	17,5	2	17,0	18,0	1,3	1,5	4,84							
20	1,2	4,0	2,6	18,5	2	17,1	19,0	1,3	1,5	5,06	20	1,8	5,5	3,0	36,3	1,85	5,10
21	1,2	4,1	2,7	19,5	2	16,8	20,0	1,3	1,5	5,36							
22	1,2	4,2	2,8	20,5	2	16,9	21,0	1,3	1,5	5,65	22	1,8	6,0	3,1	36,0	1,85	5,60
24	1,2	4,4	3,0	22,2	2	16,1	22,9	1,3	1,7	6,35	24	1,8	6,3	3,2	34,2	1,85	6,80
25	1,2	4,4	3,0	23,2	2	16,2	23,9	1,3	1,7	7,05	25	2	6,4	3,4	45,0	2,15	7,00
26	1,2	4,5	3,1	24,2	2	16,1	24,9	1,3	1,7	7,34							
28	1,5	4,7	3,2	25,9	2	32,1	26,6	1,6	2,1	10,0	28	2	6,5	3,5	57,0	2,15	10,0
30	1,5	5,0	3,5	27,9	2	32,1	28,6	1,6	2,1	10,7	30	2	6,5	4,1	57,0	2,15	10,7
32	1,5	5,2	3,6	29,6	2,5	31,2	30,3	1,6	2,6	13,9	32	2	6,5	4,1	55,5	2,15	13,8
34	1,5	5,4	3,8	31,5	2,5	31,3	32,3	1,6	2,6	14,7	34	2,5	6,6	4,2	87,0	2,65	14,7
35	1,5	5,6	3,9	32,2	2,5	30,8	33,0	1,6	3,0	17,8	35	2,5	6,7	4,2	86,0	2,65	17,8
38	1,75	5,8	4,2	35,2	2,5	49,5	36,0	1,85	3,0	19,3	38	2,5	6,8	4,3	101	2,65	19,3
40	1,75	6,0	4,4	36,5	2,5	51,0	37,5	1,85	3,8	25,3	40	2,5	7,0	4,4	104	2,65	25,3
45	1,75	6,7	4,7	41,5	2,5	49,0	42,5	1,85	3,8	28,6	45	2,5	7,5	4,7	100	2,65	28,6
...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
300	5	16	16	285	5	475,0	292	5,15	12	619	100	4	11	9	368	4,15	90

OBSERVAÇÕES
Os valores de n da tabela, foram estabelecidos para veios de material com
Re = 200 MPa

Figura 5.43: Dimensões de anéis elásticos para veio (DIN 471) [76].

No caso em análise, todos os veios têm um diâmetro de 24 mm pelo que, os anéis elásticos são designados por DIN 471 – 24 x 1.2 – St, de acordo com a Figura 5.43, sendo 1.2 mm a espessura dos componentes, s.

Através da Figura 5.43 conclui-se que, sem sofrer deformação, um anel elástico para diâmetro nominal 24 mm suporta no máximo uma carga radial de 16.1 kN e a capacidade axial máxima da ranhura que o aloja é 6.35 kN. Estes valores são significativamente superiores aos 3000 N radiais que no máximo podem ser exercidos sobre o simulador ou ao peso que atua axialmente nos anéis do VVM de 200 N. Consequentemente, os anéis elásticos terão bom desempenho e cumprem com a finalidade.

A Figura 5.44 caracteriza a geometria do anel elástico e da respetiva ranhura para veio, DIN 471.

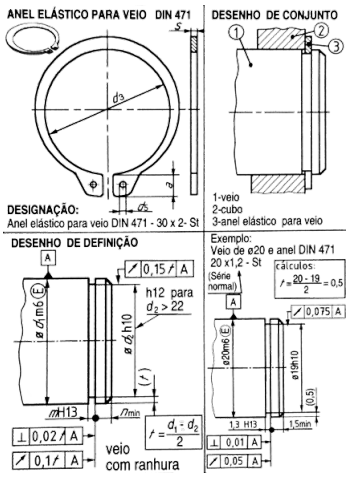


Figura 5.44: Anel elástico para veio (DIN 471) [76].

5.1.5 Fixação Cilindro Pneumático

O cilindro linear pneumático é montado rigidamente na posição horizontal, a uma distância da base do perfil 1, medida em Oz, de d_2, ou seja, 220 mm. Analogamente ao simulador da *Imperial College London*, o atuador foi fixo à chapa 1 da estrutura base e ao perfil 1, de modo que o eixo longitudinal da sua haste coincida com o eixo desejado para aplicação da carga axial, isto é, Oy.

A Figura 5.45 ilustra os modos de montagem e fixação eleitos para o componente. Uma vez que o deslocamento desejado para a carga (próximo-distal) ocorre segundo uma trajetória linear, paralela à direção de orientação do cilindro, e não são pretendidos graus de liberdade adicionais, optou-se por um estilo de montagem de linha central fixa. Neste tipo de configuração, a força atua numa linha coincidente com a linha central do cilindro.

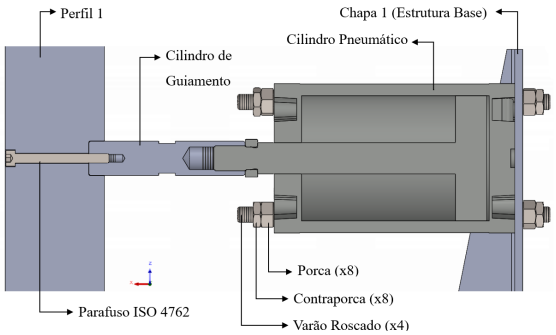


Figura 5.45: Ilustração em corte da montagem e fixação do cilindro pneumático.

Tal como sugerido pela Figura precedente, dado o diâmetro dos furos já existentes no modelo de cilindro escolhido (Apêndice IX), a fixação à estrutura base foi efetuada com recurso a quatro pernos (ou varões) roscados M10. Cada um foi preso utilizando um par de sistemas de duas porcas, isto é, com porca e contraporca em cada um dos

seus extremos, à semelhança do realizado em outras montagens presentes no simulador. Atendendo ao diâmetro nominal, as porcas e contraporcas H selecionadas são 8x ISO 4032 - M10 – 16 e 8x ISO 4035 – M10 – 16, respetivamente.

Embora não seja o único método, o uso de pernos roscados é das formas mais comuns de fixação de cilindros pneumáticos em montagens de linha central fixa. Estes elementos estendem-se de um extremo do atuador até ao extremo oposto aparafusando numa superfície de montagem. A devida instalação permite uma distribuição simétrica e uniforme das cargas, ficando os pernos tensionados sem serem expostos a esforços de corte, oferece flexibilidade e facilidade na montagem e desmontagem, suficiente rigidez e minimiza desalinhamentos.

A chapa da estrutura base, ao qual o cilindro é rigidamente fixo, serve de suporte adicional, contribuindo para a estabilidade do atuador pneumático ao minimizar esforços de flexão na sua haste e prevenir desalinhamentos.

O comprimento mínimo dos pernos foi estimado com base na Equação 5.38, devendo exceder a espessura dos furos lisos passantes que atravessa, comprimento do próprio cilindro de 154 mm (Apêndice IX) e a espessura da chapa 1 de 5 mm, mais o dobro das espessuras da porca e contraporca de 8.4 mm e 5 mm, respetivamente, de acordo com a Figura 5.22. A fim de assegurar um saliente, de cada lado, de pelo menos duas vezes o valor do passo de 1.5 mm, o comprimento mínimo vem que [76]:

$$\begin{aligned} L &\geq L_{\text{atuador}} + e_{\text{chapa1}} + 2m_{\text{porca}} + 2m_{\text{contraporca}} + 2n \\ &\geq (54 + 100) + 5 + 2 \cdot 8.4 + 2 \cdot 5 + 2 \cdot 2 \cdot 1.5 \\ &\geq 191.8 \text{ mm} \end{aligned} \tag{5.65}$$

Consultando valores normalizados do fornecedor *Fabory*, selecionou-se o comprimento mais próximo do calculado de 200 mm. Assim, a norma dos pernos roscados chanfrados é 4x DIN 976 – 1B – M10x200 – 4.8 (Apêndice X) [87].

A ponta da haste do cilindro pneumático selecionado inclui, para ligação à carga, uma rosca macho de diâmetro M16x1.5 e comprimento 28 mm, como é possível confirmar através do Apêndice IX. Tendo em conta o reduzido comprimento da mesma e de forma a orientar e guiar a trajetória linear da haste na direção pretendida, evitando desalinhamentos e desvios, utilizou-se uma peça cilíndrica de guiamento, no mesmo material dos perfis, liga de alumínio 6061-T6. Esta serve de ponte de ligação entre o perfil 1 e o atuador pneumático, devido ao furo roscado cego M16 desenhado no extremo onde é introduzida a rosca macho, apertada com uma porca já incluída no modelo de atuador linear contra o cilindro de guiamento. Por outro lado, a ligação entre o perfil 1 e o cilindro de guiamento foi efetuada por intermédio de um parafuso de cabeca cilíndrica de oco hexagonal (CHC), inserido pelo lado interno do primeiro, ficando com a sua cabeça embebida, e roscando num furo roscado cego de diâmetro nominal compatível, localizado na extremidade do cilindro de guiamento, como mostrado na Figura 5.45.

Desenharam-se duas faces paralelas e planas no centro do cilindro de guiamento, onde pode ser colocada uma ferramenta que o segure enquanto se procede à montagem de todas as peças envolvidas na fixação do atuador pneumático sem que ocorram desalinhamentos ou seja danificada a superfície do cilindro.

Com o objetivo de assegurar as corretas centragens do cilindro de guiamento e haste do atuador pneumático e, consequentemente, garantir que a força axial de compressão é aplicada segundo a linha de ação desejada, foi projetada uma reentrância no perfil 1, de profundidade 10 mm e diâmetro equivalente ao do cilindro de guiamento, onde este insere com ajustamento cuidado deslizante justo H7/h6, indicado para ligações fixas [75]. Por este motivo o parafuso não está sujeito a esforços críticos de corte gerados por eventuais desvios ou peso dos cilindros de guiamento e pneumático, sendo apenas solicitado à compressão, devido à força axial exercida pelo cilindro, favorável ao encosto das superfícies entre as quais a ligação aparafusada é estabelecida. Assim, não foram necessários cuidados no dimensionamento do parafuso em termos de diâmetro, contudo, este foi condicionado pelo comprimento.

Perante ligações com peças roscadas, o comprimento mínimo do parafuso deverá ser superior a [76]:

$$L \geq e + j \tag{5.66}$$

- L: Comprimento total do parafuso
- e: Somatório das espessuras que o furo atravessa
- j: Implantação da rosca nas peça

A Figura 5.46 apresenta as características geométricas para diferentes diâmetros de parafusos CHC.

DIÂM. NOM	PASSO GROSS e FINO	PARAFUSO CHC - ISO 4762 ISO21269						
		cabeça (k= d)			oco		comprim.	
Md	P P†	dk nom.	da min.	r min.	s nom.	t min.	L min.	L max
1,6	0,35	3	2,0	0,1	1,5	0,7	2,5	–
2	0,4	3,8	2,6	0,1	1,5	1	3	20
2,5	0,45	4,5	3,1	0,1	2	1,1	4	25
3	0,5	5,5	3,6	0,1	2,5	1.3	5	30
4	0,7	7	4,7	0,2	3	2	6	40
5	0,8	8,5	5,7	0,2	4	2,5	8	50
6	1	10	6,8	0,25	5	3	10	60
8	1,25; 1	13	9,2	0,4	6	4	12	80
10	1,5; 1	16	11,2	0,4	8	5	16	100
12	1,75;1,5	18	13,7	0,6	10	6	20	120
14	2	21	15,7	0,6	12	7	25	140
16	2; 1,5	24	17,7	0,6	14	8	25	160
20	2,5; 1,5	30	22,4	0,8	17	10	30	200
24	3; 2	36	26,4	0,8	19	12	40	200
30	3,5; 2	45	33,4	1	22	15,5	45	200
36	4; 3	54	39,4	1	27	19	55	200
42	4,5; 3	63	45,6	1,2	32	24	60	300
48	5; 3	72	52,6	1,6	36	28	70	300
56	5,5; 4	84	63,0	2	41	33	80	300
64	6; 4	96	71,0	2	46	38	90	300

Figura 5.46: Parafuso com oco hexagonal CHC [76].

Sabendo que a espessura que o parafuso atravessa corresponde à diferença entre a largura do perfil 1, a_1, de 63.5 mm, e a altura da reentrância de 10 mm, seria necessário um comprimento mínimo de 53.5 mm. Analisando a tabela da Figura anterior conclui-se que o primeiro modelo a apresentar um comprimento máximo superior a esse valor é um parafuso M6 pelo que, esse foi o diâmetro selecionado.

No entanto, a cabeça do parafuso foi assumida como estando no interior do perfil 1 logo, a altura da caixa que a aloja deve ser subtraída ao valor anterior. A altura da caixa, t, é aproximadamente 1.1 vezes a altura da cabeça do parafuso, k, que por sua vez é igual ao diâmetro nominal do parafuso [76]. Para um diâmetro de 6 mm, t é 6.6 mm.

Para materiais macios, como ligas alumínio, j é o dobro do diâmetro nominal do parafuso [76]. Com isto em consideração, a variável L passa a ser dada por:

$$L \geq a_1 - h_{\text{reent}} - t_{\text{caixa}} + j \geq 63.5 - 10 - 1.1 \cdot 6 + 2 \cdot 6 \geq 58.9 \text{ mm} \tag{5.67}$$

Uma vez que o comprimento tem de ser superior a 58.9 mm foi selecionado um comprimento nominal de 60 mm para o parafuso e, por isso, para classe de material aço 10.9, a sua norma é ISO 4762 – M6x60 – 10.9 [76].

Relativamente ao cilindro de guiamento, definiu-se um diâmetro externo de 22 mm, garantindo espaço suficiente para a realização do furo roscado M16. Quanto ao seu comprimento, arbitrou-se um comprimento de 100 mm.

Negligenciando os pesos do cilindro de guiamento e do atuador pneumático, decorrente dos reduzidos valores, o primeiro sofre apenas força axial de compressão ao longo do seu eixo, na secção transversal, promotora de tensão normal. Considerando o valor máximo de F_a de 3000 N e assumindo, por razões conservadoras, uma secção transversal tubular com furo M16, essa tensão normal no máximo é:

$$\sigma = \frac{F_a}{A} = \frac{F_a}{\frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2)} = \frac{3000 \cdot 4}{\pi \cdot (22^2 - 16^2)} = 16.75 \text{ MPa} \tag{5.68}$$

A equação precedente demonstra que a tensão normal instalada é muito menor do que a tensão normal admissível de 130 MPa (rácio entre a tensão de cedência e um fator de segurança de 2) logo, o dimensionamento é válido.

Porém, é ainda necessário realizar a verificação à encurvadura seguindo a mesma metodologia empregue aquando do estudo mecânico do perfil 2, baseada nas indicações do *Eurocode 9: Design of aluminium structures – Part 1-1: General structural rules (EN 1999-1-1:2007)* para o projeto de peças em alumínio.

Primeiramente, o raio de giração é dado pela seguinte equação, para uma secção transversal circular:

$$r = \sqrt{\frac{I}{A}} = \sqrt{\frac{\pi \cdot d^4}{64} \cdot \frac{1}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}}} = \sqrt{\frac{d^2}{16}} \tag{5.69}$$

O comprimento de encurvadura é dado pelo produto de um coeficiente k e o comprimento da peça. A fim de efetuar um estudo mais conservativo considerou-se a soma dos comprimentos da haste, 154.5 mm, e do cilindro de guiamento, 100 mm, uma vez que estão rigidamente acoplados e ambos os componentes são propensos à encurvadura. Assim, o comprimento total é de 254.5 mm. Assumindo os extremos simplesmente e duplamente apoiados então, de acordo com a Figura 5.9, k tem o valor de 1, pelo que o comprimento de encurvadura é igual a 254.5 mm.

Numa fase póstuma calculou-se a esbelteza do elemento através da Equação 5.70, considerando o diâmetro da haste de 20 mm, visto ser menor do que o diâmetro do cilindro de guiamento e, por isso mais crítico, conduzindo a um menor valor da carga crítica. A esbelteza de Euler é equivalente à do perfil 2 de 50.918 (Equação 5.22) visto o material considerado ser o mesmo, Al 6061-T6.

$$\lambda = \frac{L_\mathrm{e}}{r} = 254.5 \cdot \sqrt{\frac{16}{20^2}} = 50.9 \tag{5.70}$$

A esbelteza normalizada é:

$$\overline{\lambda} = \frac{\lambda}{\lambda_1} = \frac{50.9}{50.918} \approx 1.00 \tag{5.71}$$

Para os valores de α_0 e $\overline{\lambda_0}$ equivalentes aos do perfil 2, pelos motivos expostos aquando da verificação à encurvadura para este elemento, de 0.2 e 0.1, respetivamente, a incógnita ϕ vem que:

$$\phi = 0.5 \cdot \left(\overline{\lambda}^2 + \alpha_0 \cdot \left(\overline{\lambda} - \overline{\lambda_0}\right) + 1\right) = 0.5 \cdot \left(1^2 + 0.2 \cdot (1 - 0.1) + 1\right) \approx 1.09 \tag{5.72}$$

Seguidamente, obteve-se o coeficiente de redução plástica, χ:

$$\chi = \frac{1}{\phi + \sqrt{\phi^2 - \overline{\lambda}^2}} = \frac{1}{1.09 + \sqrt{1.09^2 - 1^2}} \approx 0.656 \tag{5.73}$$

Finalmente o cálculo da força mínima necessária para causar a encurvadura da haste e do cilindro de guiamento é possível, substituindo os valores das respetivas variáveis e assumindo um coeficiente de segurança, SF, de 5, tal como sugerido pela *Festo* [88].

$$P_{\mathrm{rd}} = \frac{\sigma_{\mathrm{rd}} \cdot A}{SF} = \frac{\sigma_{\mathrm{y}} \cdot \chi \cdot \pi \cdot d^2}{4 \cdot SF} = \frac{260 \cdot 0.656 \cdot 20^2 \cdot \pi}{4 \cdot 5} \approx 10.717 \text{ kN} \tag{5.74}$$

A carga crítica alcançada é significativamente superior ao esforço axial máximo aplicado de 3000 N, portanto, não são previstos fenómenos de encurvadura e o sistema é estável.

5.1.6 Guia Linear Próximo-Distal (PD)

Para auxiliar no guiamento próximo-distal da estrutura femoral, motivado pelo acionamento do cilindro pneumático, foi implementado um sistema de guia linear isento de lubrificação, produzido pela Igus®. O seu funcionamento baseia-se no princípio do deslizamento. A presença da guia tem ainda a função de reduzir o desgaste e flexão da haste do atuador devido ao peso da carga. A mesa da carruagem do sistema é fixa ao perfil 3, enquanto a calha é aparafusada ao perfil UPE da estrutura base do simulador.

O processo de eleição da solução mais adequada à aplicação, realizado utilizando a ferramenta de configuração disponibilizada pelo fabricante, exigiu a definição prévia de alguns parâmetros [89].

Primeiramente, com base na Figura 5.47 deduz-se que a guia a escolher deve ser capaz de suportar o peso da estrutura femoral excetuando o cilindro pneumático, isto é, conjunto de perfis dispostos em "O", "U" e "C", CFF e motores F/E e AD/AB. Sabendo a massa e/ou as dimensões e material constituinte dos elementos, obteve-se um peso total de aproximadamente 321 N. Este valor despreza componentes secundários como veios, casquilhos, etc., pelo que a carga sobre a guia foi majorada para 350 N.

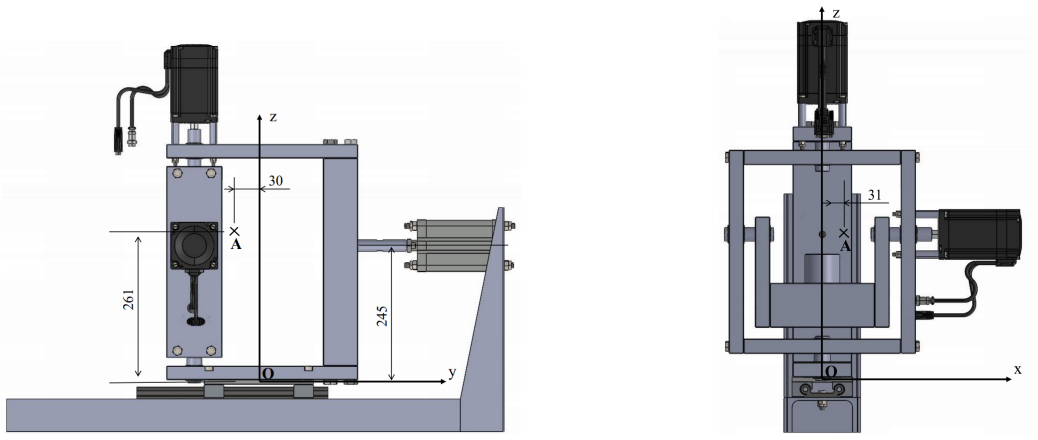


Figura 5.47: Localização relativa entre centro de massa da carga a mover pela guia PD e o centro da sua mesa, para 0° de adução/abdução e 90° de flexão na posição de máximo recuo.

De seguida, o posicionamento da guia foi cuidadosamente pensado tendo em conta a distância, em particular ao longo de Ox e Oy, entre a origem do sistema de coordenadas da guia, ponto O, localizada no centro da sua mesa, e o centro de massa da carga a

mover, ponto A, embora este varie com o decorrer dos movimentos de adução/abdução e, sobretudo, flexão/extensão por admitir maiores amplitudes. A carga radial aplicada excentricamente tende a provocar um momento nos patins da guia que, se superior ao admissível, pode levar a movimentação irregular ou mesmo ao bloqueio da mesma [90]. Quanto menor a distância entre os pontos, menor a força mínima de acionamento necessária para deslizar a carruagem e, consequentemente a carga na guia logo, maior a vida útil do produto.

A observação da Figura 5.47 clarifica restrições de projeto impeditivas da coincidência entre os pontos O e A. No plano xOz, o motor F/E elimina a simetria do simulador em relação ao eixo Oz, o que provoca um desfasamento na coordenada x entre o centro de massa da carga e o centro da carruagem, posicionada simetricamente em relação à largura do perfil UPE. Adicionalmente para que não exista interferência entre a guia e o VVM, na porção inferior do perfil 3, não foi possível situar a carruagem de modo que o centro de massa A e o ponto O coincidissem na coordenada y. Assim, para um posicionamento a 90° de flexão e 0° de adução/abdução, para os quais a situação crítica, a distância aproximada entre os pontos O e A em x, y e z, é respetivamente 31 mm, 30 mm e 261 mm.

Como já referido, o acionamento da guia deve-se à atuação do cilindro pneumático, cuja linha de ação é paralela a Oy. Trata-se portanto de um ponto de acionamento único, localizado a cerca de 245 mm em Oz e 0 mm em Ox do centro da mesa da guia (ponto O), como sugerido pela Figura 5.47.

Para um sistema completo (inclui calha, carruagem montada, mesa, casquilhos, patins, etc.) de alinhamento horizontal sujeito à carga e acionamento mencionados, em condições ambientais padrão, diversas opções foram sugeridas pela ferramenta *online* da Igus®. Após filtragem para um sistema sem travão manual, pois apenas se pretende o deslizamento aquando do acionamento do cilindro, e para guia com furacão simétrica para fixação à base UPE, foi selecionada a solução que melhor conjuga aspetos como reduzidos custo, atravancamento e força mínima de acionamento e elevada durabilidade, simultaneamente possibilitando movimentação contínua.

Deste modo, foi escolhido o conjunto dos modelos de calha dupla redonda WS-16-20 (Apêndice XIV [91]) e carruagem WW-16-60-20 (Apêndice XIII [92]).

Resta definir o comprimento da calha, função do comprimento da carruagem de 200 mm e do deslocamento pretendido em cada sentido, o qual corresponde ao curso do atuador pneumático de 100 mm, discutido postumamente no Capítulo 7. Assim, e assegurando uma folga adicional de 25 mm de cada lado do trilho para que os fins de curso da guia nunca sejam atingidos e, por isso, eliminando a necessidade de batentes e livrando a estrutura de dano, arbitrou-se um comprimento total da calha de 350 mm. Por estar apoiada e fixa ao perfil UPE, a flexão da guia devido à carga radial aplicada é improvável.

O sistema da guia linear PD escolhida devidamente montada é apresentado na Figura 5.48.

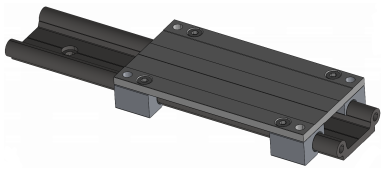
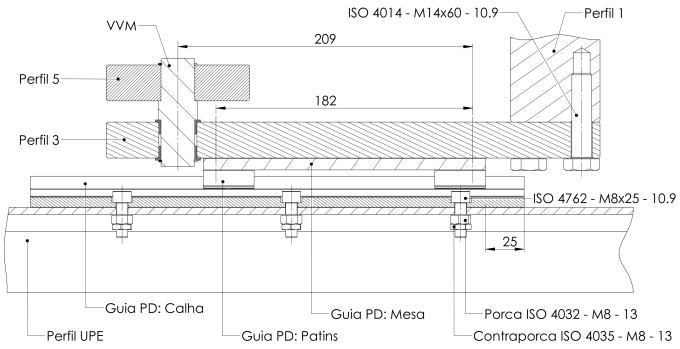


Figura 5.48: Montagem do sistema de guia linear selecionado.

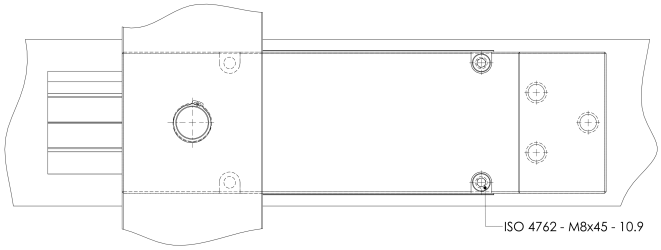
Através dos dados fornecidos pela ferramenta *online*, para o sistema referido a velocidade máxima de trabalho permitida, equivalente à velocidade do cilindro, é de 0.66 m/s e a força mínima de acionamento do mecanismo é 99.2 N. Tal significa que, no mínimo, o atuador pneumático tem de exercer a mesma força sobre o sistema para atingir o comportamento desejado. Adicionalmente, a ferramenta *online* estima uma vida útil a 20°C de 7178597 ciclos, ou seja, uma distância máxima de curso de 2.154 km. Mais informações sobre a configuração selecionada são descritas no Apêndice XII.

5.1.6.1 Fixação Guia Linear PD

A Figura 5.49 ilustra, para 0° de adução/abdução, 90° de flexão e na posição de máximo recuo, parte do desenho de conjunto do sistema, realçando as conexões entre a guia PD e os perfis 3 e UPE.



(a) Vista frontal.



(b) Vista de cima.

Figura 5.49: Fixação da guia PD aos perfis 3 e UPE (ilustração em corte somente dos perfis 1, 3, 5 e UPE, VVM e guia PD, restantes componentes do sistema excluídos).

A ligação entre a carga e a guia PD é assegurada por parafusos M8 com passo 1.25 mm, segundo indicações do fornecedor no Apêndice XIII. Optou-se pela inserção dos

parafusos no perfil 3 e roscagem dos mesmos na carruagem da guia, mais especificamente nos furos roscados existentes nos patins [93].

À semelhança de outras ligações do simulador, preferiu-se o emprego de parafusos com oco hexagonal CHC, norma ISO 4762, cujas cabeças foram embebidas no perfil 3, em furos passantes lisos H12 com caixa reduzida. O comprimento mínimo de cada um dos parafusos foi calculado utilizando a Equação 5.66 anteriormente introduzida. Sendo o material dos patins liga de zinco [92], a implantação da rosca nas peças, j, é dada pelo dobro do diâmetro nominal [76]. O somatório de espessuras que os parafusos atravessam incluem a espessura do perfil 3, de 25.4 mm, e a altura dos furos passantes lisos M8 da mesa da guia de 8.5 mm (variável H1 do Apêndice XV). A esses valores deve ainda ser subtraída a altura da caixa no perfil 3 para alojamento da cabeça do parafuso, determinada pelo produto de 1.1 pelo diâmetro nominal [76]. Assim, o comprimento mínimo é:

$$L \geq t_3 - 1.1 \cdot d + t_{\text{mesa}} + 2 \cdot d \geq 25.4 - 1.1 \cdot 8 + 8.5 + 2 \cdot 8 \geq 41.1 \text{ mm} \tag{5.75}$$

Normalizando o valor anterior, selecionou-se um comprimento de 45 mm para os parafusos de ligação da guia ao perfil 3. A norma é 4x ISO 4762 – M8 x 45 – 10.9, de 28 mm de comprimento de rosca [76].

A largura entre os furos do sistema linear para ligação à carga é de 86 mm (parâmetro A2 do Apêndice XIII). Apesar de ser inferior à largura do perfil 3 de 101.6 mm, face à proximidade criada entre a caixa para alojamento da cabeça dos parafusos e os extremos do perfil 3, para evitar a criação de regiões de reduzida área, foi desenhada uma caixa do tipo *slot*, onde há o prolongamento do furo com uma fresa, como evidenciado na Figura 5.49.

Seguidamente, fazendo uso dos três furos lisos passantes com rebaixo presentes na calha, esta foi fixa ao perfil UPE da estrutura base utilizando três parafusos CHC, ISO 4762, M8 como recomendado pela Igus® (variável K1 do Apêndice XIV). No perfil UPE foram também realizados furos lisos passantes H12, de modo que os parafusos foram apertados utilizando um sistema de duas porcas, com porca ISO 4032 – M8 – 13 e contraporca ISO 4035 – M8 – 13 (Figura 5.49).

O comprimento dos parafusos foi determinado com base na Equação 5.38, para ligações com peças roscadas por parafuso, porca e contraporca [76]. Cada um dos parafusos tem de atravessar a altura dos furos da guia PD de 7.5 mm (variável h da Apêndice XIV), excluindo a altura do rebaixo para alojamento da cabeça de 3.5 mm (h1 do Apêndice XIV), e do perfil UPE de 5 mm, como será visto posteriormente. A porca e contraporca têm espessuras de 6.8 mm e 4 mm, respetivamente (Figura 5.22). Assegurando um saliente, n, de duas vezes o passo, de 1.25 mm, o comprimento mínimo vem que:

$$L \geq h_{\text{guia}} - h_{1\text{guia}} + d_{\text{UPE}} + m_{\text{porca}} + m_{\text{contraporca}} + n \geq 7.5 - 3.5 + 5 + 6.8 + 4 + 2 \cdot 1.25 \geq 22.3 \text{ mm} \quad (5.76)$$

Com base no valor calculado, o comprimento normal selecionado para os parafusos de ligação entre a guia PD e o perfil UPE foi de 25 mm. Assim, a sua norma é ISO 3x 4762 M8 x 25 -10.9.

5.1.7 Parafusos de Ligação

A ligação entre os diversos perfis estruturais é assegurada por parafusos de ligação. O binário de aperto destes parafusos gera nos mesmos uma força de tração, responsável por comprimir as superfícies em contacto uma contra a outra. A força de tração no parafuso é designada por pré-esforço ou pré-carga e é intencionalmente aplicada antes de qualquer força exterior atuar no componente, permitindo aumentar a resistência da junta ao corte e à fadiga, fazendo com que esta seja menos propensa a falhar.

Em resultado da força axial exercida pelo cilindro pneumático no sistema e/ou binários de rotação dos motores F/E e AD/AB, os perfis ficam sujeitos a forças de corte perpendiculares ao eixo dos parafusos que tedem a causar o deslizamento relativo entre as superfícies. Nessas situações, torna-se fulcral aplicar o pré-esforço aos parafusos pois, a força de compressão resultante, de igual intensidade à de tração, gera uma força de atrito que resiste a possíveis deslizamentos entre os dois componentes da junta ou mesmo ao seu desencosto. Enquanto a força de fricção for superior à força de corte equivalente exterior, o parafuso nunca será solicitado ao corte, ficando apenas sujeito à força de tração do pré-esforço. Esta é a situação ideal visto que os parafusos apresentam muito baixa resistência ao corte.

A Figura 5.50 ilustra o previamente descrito. A verde está representada a força de corte equivalente exterior, a azul a força de tração no parafuso, a amarelo as forças de compressão e por fim, a rosa, a força de fricção entre as superfícies.

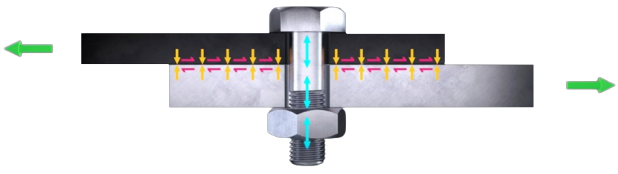


Figura 5.50: Junta aparafusada solicitada ao corte.

Para que não haja deslizamento relativo nem desencosto, o atrito devido ao pré-esforço, F_i, criado na interface das duas superfícies deverá ser superior à carga exterior F, isto é:

$$F_{\mathrm{a}} > F \Leftrightarrow \mu \cdot F_{\mathrm{i}} > F \tag{5.77}$$

A variável μ representa o coeficiente de atrito. Para contacto alumínio – alumínio (material dos perfis e CFF), este apresenta normalmente um valor de 0.21 [94].

Por outro lado, o pré-esforço é limitado pela tensão instalada no núcleo do parafuso. Tipicamente, uma junta não permanente é apertada com um pré-esforço correspondente a 75% da carga de teste, $\mathrm{F_p}$, [78]. Deste modo:

$$F_{\mathrm{i}} = 0.75 \cdot F_{\mathrm{p}} = 0.75 \cdot A \cdot \frac{\sigma_{\mathrm{prova}}}{SF} = 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_{\mathrm{prova}}}{SF} \tag{5.78}$$

Sobre a equação anterior, comummente, no dimensionamento de parafusos, ao invés de a análise ser baseada na tensão de cedência, é antes considerada a carga de prova ou ensaio, por permitir obter resultados mais conservadores. A tabela da Figura 5.51 apresenta os valores da tensão de cedência, ao corte e de ensaio, para diferentes classes de materiais.

Classe	Diâmetro / mm	Carga de ensaio[1] / MPa	Resistência à tração / MPa	Carga de cedência[2] / MPa
4.6	M5–M36	225	400	240
4.8	M1.6–M16	310	420	340
5.8	M5–M24	380	520	420
8.8	M16–M36	600	830	660
9.8	M1.6–M16	650	900	720
10.9	M5–M36	830	1040	940
12.9	M1.6–M36	970	1220	1100

Figura 5.51: Sistema de designação para classes de propriedades de materiais de parafusos [65] (Adaptada).

Para todas as ligações foi selecionada a mesma classe de material. Em juntas pré-esforçadas são normalmente utilizados parafusos de alta resistência, cuja classe deve ser superior a 8.8 [95]. Assim, optou-se pela classe de aço 10.9, para a qual, consultando a Figura 5.51, a carga de prova é 830 MPa.

5.1.7.1 Perfis Estruturais organizados em "C"

Igualando o utilizado nos simuladores da literatura de referência, os componentes da estrutura em formato de "C" são fixos com três parafusos cabeça hexagonal para metais H de passo grosso, não alojada em caixas. Estes são inseridos nos perfis 2 e 3, onde são realizados furos lisos passantes H12, e em ambas as situações roscam no perfil 1, num furo cego normal roscado, como ilustrado pela Figura 5.52.

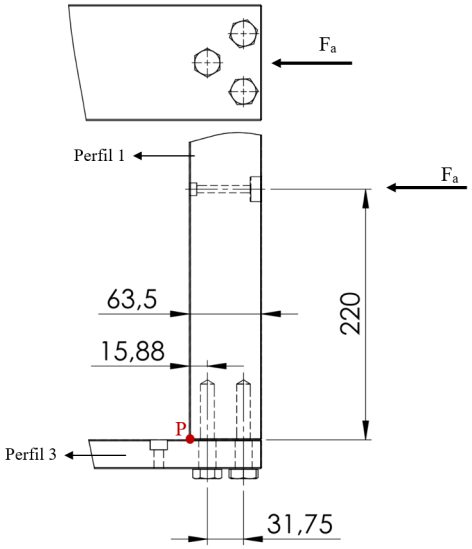


Figura 5.52: Junta aparafusada entre perfis 1 e 3.

Os parafusos em cada um dos extremos do perfil 1 sofrem o efeito da força derivada do acionamento do cilindro pneumático, de intensidade máxima 3000 N. Esta é perpendicular ao eixo axial dos parafusos, excêntrica e é aplicada fora do plano da ligação. Consequentemente, tende a promover o deslizamento relativo entre as superfícies de contacto e a rodar o perfil 1, por flexão, sujeitando o parafuso a esforços axiais de tração. Transferindo a força do ponto excêntrico para o plano de ligação, é então necessário considerar o carregamento primário de corte sofrido pelos parafusos, o qual negligencia a excentricidade, e secundariamente um momento fletor.

Visto a excentricidade ser superior para a conexão entre os perfis 1 e 3, de 220 mm, por oposição à ligação entre 1 e 2, de 160 mm, e as condições de carregamento serem iguais, o dimensionamento dos parafusos do "C" foi efetuado apenas para os três parafusos de ligação entre os perfis 1 e 3.

A carga principal de corte é igualmente suportada por cada um dos parafusos logo, é dada pelo quociente entre a intensidade da força aplicada e o número de parafusos:

$$F_1 = \frac{F_\mathrm{a}}{n_\mathrm{p}} \tag{5.79}$$

Por ouro lado, a força máxima de tração derivada do carregamento secundário, caracterizado por um momento fletor, pode ser obtida de acordo com a Equação 5.80 [78]. Esta expressão é uma abordagem conservativa e simplificada uma vez que assume a rotação em torno de um ponto P (Figura 5.52), localizado o mais afastado do ponto de aplicação da carga, medição efetuada ao longo da linha de ação do carregamento.

$$F_2 = \frac{F_\mathrm{a} \cdot e \cdot l_\mathrm{max}}{\sum {l_\mathrm{i}}^2} \tag{5.80}$$

- n_p: Número de parafusos
- F_a: Carga excêntrica aplicada [N]
- e: Excentricidade (distância entre ponto de aplicação da carga e plano da ligação, medida perpendicularmente à linha de ação da força) [m]
- l_i: Distância entre o centro de rotação (ponto P) e o eixo de cada um dos parafusos i, medida paralelamente à linha de ação da força [m]
- l_{max}: Distância entre o centro de rotação (ponto P) e o eixo do parafuso mais afastado [m]

Apesar de serem vetores com diferentes direções, para o dimensionamento, a força equivalente F resulta da soma das intensidades máximas das componentes primária e secundária [78]. Com base nas informações providenciadas e nas dimensões da Figura 5.52, substituindo na Equação 5.77 as correspondentes igualdades, para um coeficiente de segurança, SF, de 2 e uma classe de material de 10.9, foi determinado o diâmetro mínimo destes parafusos:

$$\begin{gathered} \mu \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_{\text{prova}}}{SF} = \frac{F_a}{n_p} + \frac{F_a \cdot e \cdot l_{\max}}{\sum {l_i}^2} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow 0.21 \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{830 \cdot 10^6}{2} = \frac{3000}{3} + \frac{3000 \cdot 220 \cdot 63.5}{15.88^2 + 2 \cdot 47.63^2} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow d = 13.78 \text{ mm} \end{gathered} \tag{5.81}$$

Atendendo à equação anterior, selecionaram-se no total seis parafusos ISO 4014 M14. Relativamente ao comprimento mínimo de cada um, este foi calculado analogamente ao efetuado para outras ligações entre parafuso e peça roscada (Equação 5.66) tendo em conta que terão de atravessar os perfis 2 ou 3, de espessura 25.4 mm. Para ligas de alumínio, a implantação é duas vezes o diametro nominal. Desta forma:

$$L \geq t_2 + 2 \cdot d \geq 25.4 + 2 \cdot 14 \geq 53.4 \text{ mm} \tag{5.82}$$

Analisando os comprimentos normais, foi escolhido um comprimento de 55 mm [76]. Consequentemente, a norma dos parafusos de ligação é 6x ISO 4014 – M14x55 – 10.9.

5.1.7.2 Perfis Estruturais organizados em "O"

Passando agora ao dimensionamento dos parafusos de ligação entre os perfis constituintes do "O", por extremidade dos perfis 6 e 7 são inseridos dois parafusos H, não alojados em caixa, que posteriormente roscam nos perfis 4 e 5. Considerando 0° de adução/abdução, à semelhança do caso anterior, os parafusos estão sujeitos a uma força excêntrica, perpendicular ao eixo dos parafusos, que atua fora do plano da ligação. Tal força deve-se no caso das ligações do perfil 4 aos perfis 6 e 7 à força transmitida ao longo

do perfil 2 devido à atuação do atuador pneumático, de 1852.311 N ($R_{B1}{}^{y}$) e, a meio do comprimento do perfil 5 é exercida a carga transmitida do perfil 1 ao perfil 3 de 1147.689 N ($R_{A1}{}^{y}$). Sendo a primeira superior, o dimensionamento foi efetuado para esse caso e conclusões estendidas ao segundo. Ademais, a força é aplicada a meio-vão, ou seja, as condições de carga são iguais na ligação entre os componentes 4 e 6 e entre os perfis 4 e 7.

A Figura 5.53 apresenta a ligação entre os perfis referidos e dimensões pertinentes.

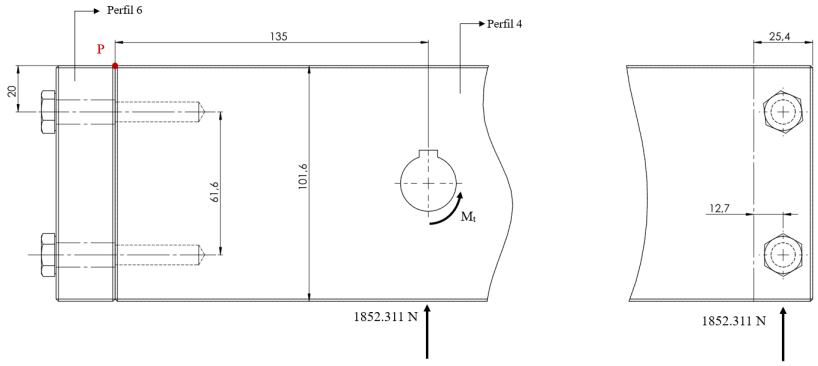


Figura 5.53: Junta aparafusada entre perfis 4 e 6.

O atrito gerado devido ao pré-esforço deve exceder a carga aplicada resultante do corte primário (Equação 5.79) e da flexão secundária (Equação 5.80). No entanto, além das componentes mencionadas, uma nova parcela é necessária introduzir devido ao binário do motor de AD/AB, de valor nominal 9 Nm, que tende a provocar rotação relativa entre as superfícies em contacto, introduzindo esforços de corte na ligação. Essa força, por parafuso, é dada pela divisão entre o momento torsor, M_t, e a distância entre o eixo em torno do qual há rotação (a meio do comprimento do perfil 4) e o plano da ligação.

$$F_3 = \frac{M_t}{e \cdot n_p} \tag{5.83}$$

Seguindo a mesma lógica e fórmulas anteriormente apresentadas e utilizando dois parafusos por ligação, tal como efetuado na literatura, o diâmetro mínimo destes parafusos é:

$$\begin{gathered} \mu \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_{prova}}{SF} = \frac{R_{B1}{}^{y}}{n_p} + \frac{R_{B1}{}^{y} \cdot e \cdot l_{max}}{\sum l_i{}^2} + \frac{M_t}{e \cdot n_p} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow 0.21 \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{830 \cdot 10^6}{2} = \frac{1852.311}{2} + \frac{1852.311 \cdot 135 \cdot 101.6}{20^2 + 81.6^2} + \frac{9 \cdot 10^3}{135 \cdot 2} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow d = 9.42 \text{ mm} \end{gathered} \tag{5.84}$$

Assim, optando na mesma por parafusos H, selecionou-se um diâmetro M10. Quanto ao comprimento mínimo, este foi determinado de acordo com a Equação 5.66, sabendo que os parafusos atravessam as espessuras dos perfis 6 e 7, onde são efetuados furos lisos passantes H12, de 25.4 mm.

$$L \geq t_6 + 2 \cdot d \geq 25.4 + 2 \cdot 10 \geq 45.4 \text{ mm} \tag{5.85}$$

Analisando o valor obtido, o comprimento foi normalizado para 50 mm, o que equivale a uma norma 8x ISO 4014 – M14x50 – 10.9.

5.1.7.3 Perfis Estruturais organizados em "U"

Seguidamente, avançou-se para o dimensionamento dos parafusos de ligação entre os perfis 8 e 9, e 10 e 9, sujeitos exatamente ao mesmo carregamento. Para ambas as ligações foram utilizados três parafusos CHC de forma a embeber a cabeça nos furos dos perfis 8 e 10 lisos passantes com rebaixo H12 e caixa reduzida para permitir o movimento livre de flexão, sem que ocorra interferência com outras peças. Os parafusos inserem pelos perfis 8 ou 10 e roscam no perfil 9. A Figura 5.54 mostra a junta aparafusada para o exemplo entre os perfis 8 e 9.

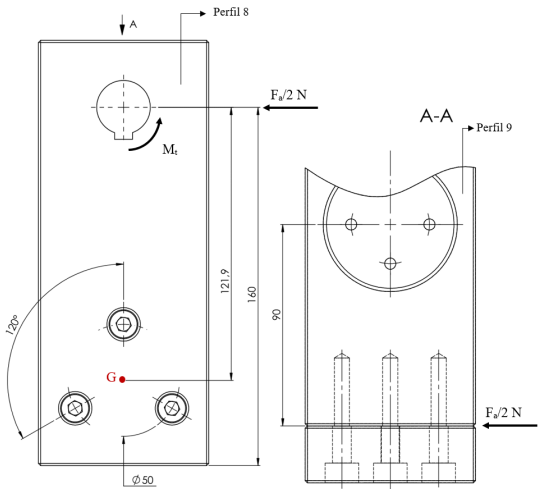


Figura 5.54: Junta aparafusada entre perfis 8 e 9.

No posicionamento a 90° de flexão e 0° de adução/abdução, existe simetria da estrutura em "U" em relação a Oz logo, a força de compressão exercida pelo cilindro, é igualmente distribuída entre os perfis 8 e 10, atuando como ilustrado na Figura anterior. Por conseguinte, é excêntrica e perpendicular aos eixos dos parafusos, no entanto, contrastando com as ligações anteriores, o carregamento ocorre agora no plano da ligação. No posicionamento a 0° de flexão/extensão, a força devido ao atuador pneumático, permanece no plano da ligação, mas não é excêntrica provocando simplesmente corte, no entanto, o peso da estrutura em "U" atua como força excêntrica fora do plano. Porém,

visto o peso, cerca de 50 N, ser menor do que os 3000 N do atuador prevê-se que a situação crítica seja a de 90° de flexão.

O facto de a força estar no plano da ligação modfica o processo de cálculo. Substituindo a força aplicada pelos seus elementos equivalentes no centro de gravidade ou geométrico da ligação, aparece novamente a força de corte direto primária, calculada de igual modo ao apresentado na Equação 5.79 mas, ao invés de flexão, a excentricidade da carga aplicada causa rotação relativa em torno de um ponto estacionário produzindo forças tangenciais à secção transversal no parafuso. Assim, surge um momento torsor M = Fe no centroide.

Devido a esse momento torsor, a força máxima de corte resultante é dada por uma expressão semelhante à da Equação 5.80 contudo, em vez das distâncias l_i e l_{max} são considerados os valores de r_i, correspondente à distância do elemento i da ligação ao centro geométrico da mesma, e r_{max}, respetivamente. O centro geométrico é no ponto G da Figura 5.54 [78], atendendo ao padrão circular de distribuição dos parafusos. Adicionalmente, a excentricidade é dada pela distância entre o ponto de aplicação da carga e o centro geométrico.

Tal como previamente, o dimensionamento resulta da soma das duas componentes, e de uma parcela adicional devido ao binário imposto pelo motor F/E, de valor nominal 9 Nm, dada pela Equação 5.83 anteriormente introduzida.

Substituindo as variáveis na Equação 5.77, para um coeficiente de segurança de 2, o diâmetro mínimo dos parafusos de ligação do "U" é:

$$\begin{gathered}\mu \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_{\text{prova}}}{SF} = \frac{F_a/2}{n_p} + \frac{F_a/2 \cdot e \cdot r_{max}}{\sum {r_i}^2} + \frac{M_t}{e \cdot n_p} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow 0.21 \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{830 \cdot 10^6}{2} = \frac{1500}{3} + \frac{1500 \cdot 121.9 \cdot 25}{3 \cdot 25^2} + \frac{9 \cdot 10^3}{121.9 \cdot 3} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow d = 7.60 \text{ mm}\end{gathered} \tag{5.86}$$

O valor de diâmetro foi normalizado para M8. Por fim, o comprimento mínimo foi calculado de forma similar aos anteriores, somando a espessura do furo a atravessar nos perfis 8 e 10 de 25.4 mm, a implantação j mas, desta vez subtraindo a espessura da caixa que aloja a cabeça dos parafusos de 1.1 vezes o diâmetro nominal:

$$L \geq t_8 - t_{\text{caixa}} + 2 \cdot d \geq 25.4 - 1.1 \cdot 8 + 2 \cdot 8 \geq 32.6 \text{ mm} \tag{5.87}$$

O comprimento mínimo é de 32.6 mm, pelo que foi selecionado um comprimento normal de 35 mm. Assim, a norma dos perfis de ligação do "U" é 6x ISO 4762 – 8x35 – 10.9.

5.1.7.4 CFF e Perfil 9

O cilindro de fixação femoral é fixo ao perfil 9 através de 3 parafusos CHC inseridos pelo primeiro, alojados em furos com caixa lisos passantes H12, e roscam no segundo, tal como sugerido pela Figura 5.55. O facto de se localizarem na zona de reentrância do perfil 9 e existir ajustamento entre esse e o CFF, faz com que estes parafusos não estejam sujeitos a cargas críticas no entanto, apesar disso, estes elementos foram dimensionados considerando as principais cargas de corte, no plano da ligação, resultantes do atuador e do momentno torsor introduzido pelo binário do motor F/E, os quais tendem a promover o deslizamento entre o CFF e o perfil 9.

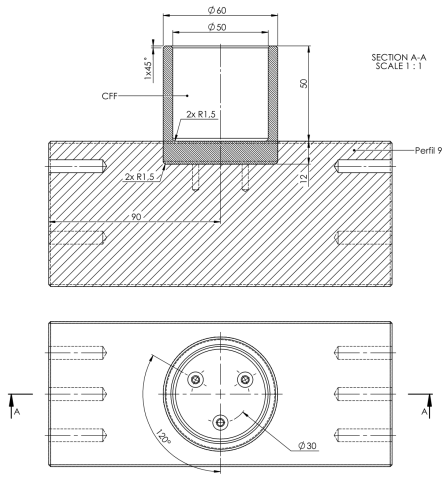


Figura 5.55: Junta aparafusada entre CFF e perfil 9.

Perante o posicionamento a 90° de flexão, a força devida ao acionamento do atuador pneumático, máxima de 3000 N, atua no plano da ligação, perpendicular ao eixo dos parafusos, provocando corte. Ainda nessa posição, o peso da estrutura organizada em "U" gera compressão na ligação, ou seja, é favorável ao contacto entre as superficies, contudo, para 0° de flexão/extensão, a força do cilindro promove a compressão da junta e o peso atua fora do plano da ligação, perpendicularmente ao eixo dos parafusos e excentricamente. Porém, o reduzido valor do peso, de aproximadamente 50 N, em conjunto com a baixa exentricidade, justificam o desprezo desta compoentne nos cálculos.

A força F externa é então dada pela soma da porção da força total de corte aplicada suportada por cada parafuso e por uma fórmula semelhante à da Equação 5.83. Numa perpetiva conservadora, em alternativa à distância entre o plano da ligação e o eixo em torno do qual ocorre flexão/extensão, considerou-se metade do diâmetro arbitrado da distribuição circular de parafusos, de 30 mm. Mantendo constantes os restantes parâmetros, o diametro mínimo vem:

$$\begin{aligned} \mu \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_{\text{prova}}}{SF} &= \frac{F_{\text{a}}}{n_{\text{p}}} + \frac{M_{\text{t}}}{r \cdot n_{\text{p}}} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow 0.21 \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{830 \cdot 10^6}{2} &= \frac{3000}{3} + \frac{9 \cdot 10^3}{\frac{30}{2} \cdot 3} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow d &= 1.97 \text{ mm} \end{aligned} \tag{5.88}$$

Limitado pelos intervalos apresentados na Figura 5.46 para cada valor de diâmetro nominal, e majorando o valor obtido visto ter sido desprezada a componente do peso, definiu-se um diâmetro nominal M4. Por fim, o comprimento mínimo deve ter em conta a altura total do CFF, 62 mm, menos a altura do seu furo, 50 mm. Ademais, deve ser subtrído o valor da altura da caixa e somada a implantação na rosca, isto é:

$$L \geq h_{\text{CFFtotal}} - h_{\text{CFF}} - t_{\text{caixa}} + 2 \cdot d \geq 62 - 50 - 1.1 \cdot 4 + 2 \cdot 4 \geq 15.6 \text{ mm} \tag{5.89}$$

Por conseguinte, selecionou-se um comrpimento normal de 16 mm. Em suma, a norma é 3x ISO 4762 – M4x16 – 10.9.

5.2 Estrutura Tibial

A estrutura tibial engloba o conjunto de peças necessárias à transmissão do binário do motor RI/RE, responsável por induzir rotação interna/externa, ao cilindro de fixação tibial (CFT) e consequentemente, ao joelho cadavérico nele instalado. A Figura 5.56 ilustra os diferentes componentes utilizados. Note-se a simetria da estrutura tibial em relação a Oz, sendo os eixos do veio do motor, cubo, rolamento, anéis elásticos e cilindro de fixação tibial concêntricos e alinhados com a direção Oy, segundo a qual o atuador pneumático introduz compressão no sistema.

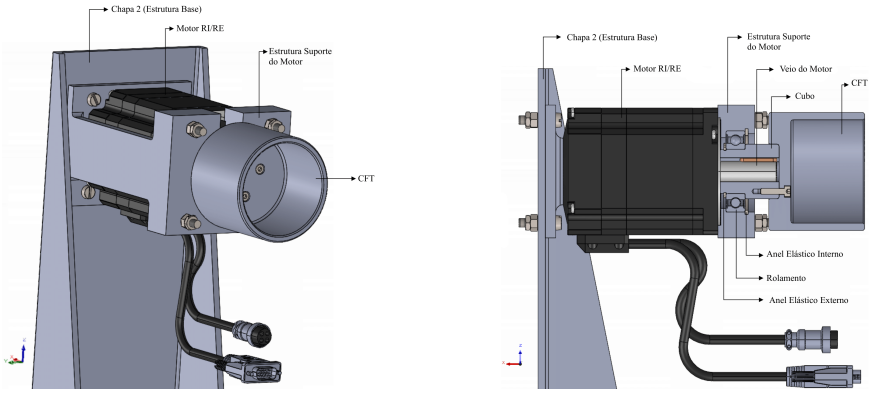


Figura 5.56: Estrutura Tibial (vista em corte à direita).

O motor RI/RE a ser escolhido em capítulos póstumos admite um veio com capacidade de carga axial de 15 N, como pode ser comprovado pela Subseção 6.1.3. Ora, esta é significativamente menor do que a carga máxima que pode ser exercida no sistema ao longo dessa direção, de 3000 N. Para que a força aplicada sobre o CFT não seja diretamente descarregada no veio houve necessidade de incorporação de um cubo acoplado ao veio e um rolamento conectado ao primeiro. Assim, por observação daFigura 5.56 concluise que qualquer carga axial é transferida do CFT para o cubo, deste para o rolamento, sendo posteriormente absorvida na estrutura de suporte, ilibando o veio de esforços.

De modo geral, o CFT é solidário em rotação com o cubo, por meio de parafusos. O cubo, por sua vez é solidário em rotação com o veio do motor, por ação de uma chaveta, sendo nele fixado axialmente, em conjunto com o rolamento através de dois anéis elásticos. O rolamento fica alojado na estrutura suporte do motor, sendo imobilizado axialmente através da ação do anel elástico para furo.

5.2.1 Cilindro de Fixação Tibial (CFT)

5.2.1.1 Material

Ao componente cilíndrico de fixação tibial foi atribuída a mesma liga de alumínio Al 6061-T6 utilizada para o fabrico do CFF, em virtude das propriedades mecânicas e restantes características previamente discutidas que tornaram esse material a escolha ideal para o CFF.

5.2.1.2 Dimensionamento

Seguindo a mesma premissa adotada para o CFF, partiu-se do princípio de que a distância desde a região central da articulação e a zona dos cortes distais na tíbia e perónio é de 80 mm (menor valor de h_T conforme a Tabela 4.1). Desse valor, 30 mm de joelho permanecem visíveis, enquanto os restantes 50 mm são inseridos, a par com a resina PMMA, num cilindro. Desta forma, também o CFT contém um furo cego de profundidade, h_{CFT}, 50 mm e, em adição, uma região maciça para permitir o aparafusamento ao cubo, ficando as cabeças dos parafusos embebidas sem condicionar as instalações da tíbia e perónio. Nessa porção maciça foi ainda realizada uma reentrância, de diâmetro 37 mm e profundidade 7 mm, onde insere o cubo, tal como representado na Figura 5.56, com o objetivo de garantir o correto alinhamento entre as peças e os furos, e consequente posicionamento dos parafusos. Entre o cubo e o CFT, tratando-se de uma ligação fixa, implementou-se um ajustamento cuidado deslizante justo H7/h6.

Tal com acontecia para o CFF, o diâmetro interno do CFT deve ser suficiente para conter a tíbia, o perónio e o cimento ósseo PMMA. Sabendo que os diâmetros médios medidos nas amostras de joelhos cadavéricos das diáfises tibial e peronial são respetivamente 42 mm e 17 mm (Tabela 4.1), o diâmetro interno do CFT foi fixo em 70 mm, assegurando

uma folga em relação aos diâmetros ósseos. De seguida, considerou-se a espessura da parede de 5 mm pelo que, o diâmetro externo do CFT é de 80 mm. Por consulta do catálogo *Hydro Perfis Standard*, foi selecionado o vergalhão redondo de diâmetro 80 mm VR-110 (Apêndice VI) [66], com altura total de 65 mm. Este é produzido pelo fabricante por extrusão, mas requer posterior maquinagem para realização do furo cego de 50 mm de profundidade e restantes detalhes.

A Tabela 5.12 resume as dimensões do cilindro de fixação tibial.

Tabela 5.12: Dimensões do cilindro de fixação tibial (Hydro VR-110).

Diâmetro interno, $\phi_{\mathrm{i_CFT}}$ [mm]	70
Diâmetro externo, $\phi_{\mathrm{e_CFT}}$	80
Altura do furo cego, $\mathrm{h_{CFT}}$ [mm]	50
Espessura, t [mm]	5
Altura total [mm]	65

O eixo de revolução do cilindro de fixação tibial é sempre coincidente com a direção de aplicação da força axial de compressão, a qual atua na secção transversal tubular do cilindro. Por conseguinte, o CFT está sujeito a tensões normais compressivas, cujo valor máximo para a maior carga axial exercida, ou seja, 3000 N, é dado pela seguinte equação:

$$\sigma_{\mathrm{yy}}{}^{\mathrm{max}} = \frac{F_{\mathrm{a}}}{A} = \frac{F_{\mathrm{a}}}{\frac{\pi}{4} \cdot (\phi_{\mathrm{e_CFT}}{}^2 - \phi_{\mathrm{i_CFT}}{}^2)} = \frac{3000 \cdot 4}{\pi \cdot (80^2 - 70^2)} \approx 2.546 \text{ MPa} \tag{5.90}$$

Ademais, em resultado dos movimentos de rotação interna e externa, aplicados por intermédio de um motor, o CFT é submetido a esforços de torção. A tensão de corte decorrente é dada pela Equação 5.91 em função do momento polar de inércia, obtido através da Equação 5.92 para uma secção tubular.

$$\tau = \frac{M_{\mathrm{t}} \cdot r}{I_{\mathrm{p}}} \tag{5.91}$$

$$I_{\mathrm{p}} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\phi_{\mathrm{e_CFT}}{}^4 - \phi_{\mathrm{i_CFT}}{}^4\right) \tag{5.92}$$

- $\mathrm{M_t}$: Momento torsor [Nm]
- r: Coordenada radial [m]
- $\phi_{\mathrm{e_CFT}}$: Diâmetro externo do cilindro de fixação tibial [m]
- $\phi_{\mathrm{i_CFT}}$: Diâmetro interno do cilindro de fixação tibial [m]
- $\mathrm{I_p}$: Momento polar de inércia [$\mathrm{m^4}$]

A secção crítica localiza-se para a maior coordenada radial, isto é, ao longo do raio externo do CFT, conduzindo a um valor máximo de tensão de corte. Desta forma, sendo o momento torsor máximo equivalente ao binário nominal do motor RI/RE de 4.8 Nm, descrito no Capítulo 6, a tensão de corte no plano yOz é:

$$\tau_{\mathrm{yz}}^{\ \max} = \frac{M_{\mathrm{t}} \cdot 32}{\pi \cdot (\phi_{\mathrm{e_CFT}}{}^4 - \phi_{\mathrm{i_CFT}}{}^4)} \cdot \frac{\phi_{\mathrm{e_CFT}}}{2} = \frac{4.8 \cdot 10^3 \cdot 16 \cdot 80}{\pi \cdot (80^4 - 70^4)} \approx 0.115 \text{ MPa} \tag{5.93}$$

Uma vez conhecidas as tensões máximas aplicadas pode ser construída a matriz característica do estado de tensão, como evidenciado na Equação 5.94. Com base na mesma foram calculadas as tensões principais 1, 2 e 3, equivalentes aos valores próprios, obtendo-se os resultados de 2.551 MPa, 0 MPa e -0.0052 MPa, respetivamente.

$$[\sigma]_{\max} = \begin{bmatrix} \sigma_{\mathrm{xx}} & \tau_{\mathrm{xy}} & \tau_{\mathrm{xz}} \\ \tau_{\mathrm{xy}} & \sigma_{\mathrm{yy}} & \tau_{\mathrm{yz}} \\ \tau_{\mathrm{xz}} & \tau_{\mathrm{yz}} & \sigma_{\mathrm{zz}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2.546 & 0.115 \\ 0 & 0.115 & 0 \end{bmatrix} \text{ MPa} \tag{5.94}$$

A partir das tensões principais 1 e 3, foi conseguida a tensão máxima, dada pela seguinte equação:

$$\tau_{\max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{2.551 + 0.0052}{2} \approx 1.3 \text{ MPa} \tag{5.95}$$

Finalmente, de modo a realizar uma abordagem mais conservativa o critério de cedência de Tresca foi considerado para determinar a tensão de corte admissível com base na tensão de cedência do material, de 260 MPa, e num coeficiente de segurança, arbitrado 2, como evidenciado na Equação 5.96. Substituindo os valores pelas respetivas variáveis, conclui-se a tensão de corte admissível é de 65 MPa.

$$\tau_{\mathrm{adm}} = \frac{\sigma_{\mathrm{y}}}{2 \cdot SF} \tag{5.96}$$

A análise dos resultados atingidos permite afirmar que a tensão de corte máxima é significativamente inferior à tensão de Tresca admissível logo, as dimensões estipuladas para o CFT são suficientes para suportar as cargas aplicadas sem que ocorra deformação plástica.

5.2.2 Rolamento

Rolamentos são dispositivos mecânicos que auxiliam no suporte de elementos rotativos, oferecendo muito baixo atrito, e facilitam a transferência de cargas entre diferentes componentes de um mesmo equipamento.

Analisando a Figura 5.56 facilmente se deduz que o rolamento está essencialmente sujeito a esforços axiais devido à força introduzida pelo atuador pneumático. No entanto, embora de reduzida intensidade, sofre ainda o efeito do peso radial de toda a estrutura tibial, de cerca de 51 N. Desta forma, no simulador foi implementado um rolamento radial rígido de esferas. A escolha deste modelo em detrimento de outros como rolamentos de rolos ou axiais, advém da sua popularidade, versatilidade e adequação à maioria das aplicações. Além disso, rolamentos rígidos de esferas acomodam predominantemente cargas radiais, mas também cargas axiais, de intensidades leves a moderadas. Objetivando uma solução simultaneamente robusta, económica e simples que satisfaça os requisitos, utilizou-se apenas um rolamento, com uma carreira de esferas.

Um outro aspeto que justifica a seleção de um rolamento radial, com orientação horizontal de eixo, prende-se com o facto de permitir assegurar que à estrutura de suporte do motor (mancal do rolamento) não é transmitido qualquer binário. Para o rolamento eleito, o anel interior é acoplado ao cubo, por sua vez ligado ao veio do motor por chaveta. Consequentemente, estes elementos rodam solidariamente, mas o anel exterior, que contacta com o mancal, permanece estático, não sendo transferido binário. Em contrapartida, se o rolamento fosse axial, a sua instalação ditaria o contacto do anel interior quer com o cubo, quer com o mancal.

Após definição do modelo foi necessário atender a restrições dimensionais sabendo que o diâmetro do furo irá corresponder ao menor diâmetro do cubo. Em acréscimo, tentou-se aproximar o valor do diâmetro externo do rolamento ao diâmetro do furo do CFT, para que também o maior diâmetro do cubo possa ser semelhante, permitindo a montagem dos parafusos. Um último aspeto tido em conta para chegar a um compromisso foi a largura visto influenciar a espessura do furo de alojamento na estrutura de suporte do motor, preponderante na capacidade de esta peça resistir a cargas.

Com base na informação providenciada, por uma abordagem iterativa, foi selecionado o rolamento rígido de esferas 6006 da SFK®, cujas principais características estão descritas na Tabela seguinte e, em maior detalhe no Apêndice XVIII.

Tabela 5.13: Características do rolamento rígido de esferas 6006 (Apêndice XVIII).

Diametro furo, d [mm]	30 P6
Diâmetro externo, D [mm]	55 P6
Largura, B [mm]	13
Carga dinâmica básica, C [kN]	13.8
Carga estática básica, C_0 [kN]	8.3
Massa [kg]	0.113
Diâmetro mínimo encosto do veio, d_a [mm]	34.6
Diâmetro máximo encosto do mancal, D_a [mm]	50.4
Raio de concordância máximo do veio ou filete do mancal, r_a [mm]	1

A fase seguinte envolveu a seleção do lubrificante. Como já explicado, a velocidade de rotação do rolamento é equivalente à do motor RI/RE, estimada como 11 rpm aquando da Subseção 6.1.3. Dada a reduzida velocidade e o movimento oscilatório de rotação interna/externa sob carga, optou-se pela seleção de massa lubrificante, ao invés de óleo. Massas têm boa razão custo-benefício, são mais simples e facilmente retidas no rolamento, contudo, possuem tempo de vida limitado por motivos de degradação, o que pode implicar intervalos de tempo muito curtos de relubrificação dos rolamentos, situações nas quais a aplicação de massa não é preferida.

Utilizando a ferramenta disponibilizada *online* pela SFK® foi escolhida a melhor massa lubrificante para o rolamento 6006, temperatura de operação de 70°C, 11 rpm, valor da relação de cargas C/P alto, compreendido entre 4 e 8 (4.41, segundo os cálculos futuros de validação do tamanho), sem cargas de choque, temperatura ambiente entre -10°C e 35°C, possibilidade de movimento oscilatório e restantes parâmetros negativos, como descrito no Apêndice XIX [96]. A opção final recaiu sobre a massa SFK® LGHB2, cujas propriedades encontram-se no Apêndice XX.

Posteriormente, recorrendo a uma outra ferramenta *online* da SFK® foi verificada a adequação do tamanho escolhido aos dados específicos do problema: massa LGHB2, forças axial de 3000 N e radial de 51 N (soma arredondada dos pesos do motor RI/RE, cubo, CFT e estrutura suporte do motor), 11 rpm, nível normal de limpeza e assumindo as temperaturas definidas por defeito pela ferramenta de 70°C e 65°C nos anéis interno e externo, respetivamente [97]. As variáveis calculadas e respetivos valores encontram-se no Apêndice XXI

Primeiramente, através dos cálculos, confirma-se o alcance do requisito de carga mínima radial, de 4.32 N, função do fator de carga mínima e diâmetros do rolamento, viscosidade e velocidade [98]. Embora mais relevante a altas velocidades, este aspeto garante a submissão do rolamento a uma carga mínima uma vez que, cargas demasiado baixas causam o deslizamento dos elementos rolantes em vez do rolamento, prevalecendo mecanismos de falha por desgaste adesivo que comprometem o correto funcionamento.

O rácio de viscosidade, κ (quociente entre viscosidade real de operação da massa e o índice de viscosidade, função do diâmetro médio do rolamento e velocidade), obtido foi de 0.09, menor ou igual a 0.1, o que corresponde a um regime de lubrificação limite, fruto da reduzida velocidade e movimento oscilatório [98]. Nessas condições, o rolamento falha primeiramente por deformação permanente e não por fadiga pelo que, o uso da vida nominal à fadiga não é apropriado, passando o tamanho do rolamento a ser determinado pela avaliação do fator de segurança estática, S_0. Este é dado pelo quociente entre a capacidade de carga estática básica, C_0, e carga estática equivalente, P_0. Esta abordagem despreza componentes dinâmicas nos cálculos, de fadiga, e leva em consideração deformações plásticas e o efeito de vibrações e atrito conseguintes, suscetíveis num rolamento estacionário ou com oscilação a baixas velocidades, a suportar carga [98].

Para o produto escolhido 6006, alcançou-se um valor de S_0 de 5.42, superior ao

máximo fator de segurança estática de referência para rolamentos de esferas de 2, relacionado com o grau de incerteza da carga e deformação admissível (Figura 5.57). Assim, comprova-se que o rolamento eleito nunca irá falhar por deformação plástica, servindo a aplicação.

Certainty of load level	Continuous motion Permanent deformation acceptance			Infrequent motion Permanent deformation acceptance
	Yes	Some	No	Yes
High certainty For example, gravity loading and no vibration	0,5	1	2	0,4
Low certainty For example, peak loading	≥ 1,5	≥ 1,5	≥ 2	≥ 1

Figura 5.57: Valores de referência para o fator de segurança estático em rolamentos de esferas [98].

Adicionalmente, para o caso em estudo, a vida da graxa selecionada e tempo de relubrificação é 6870 h.

Para concluir, resta realçar aspetos de tolerâncias geométricas e dimensionais e acabamentos superficiais dos assentos ou encostos do rolamento, importantes dar resposta em termos de desenhos para prevenir desalinhamentos. Note-se que quanto às condições de rotação, o anel interno é rotativo e o externo estacionário e a direção da carga é constante, pelo que verifica-se movimento relativo entre o anel interno e carga, mas não entre o externo e a carga. Assim, segundo recomendação do fabricante, a montagem do rolamento deve ser efetuada com ajustamento de interferência no anel interno e ajustamento com folga no anel externo [98].

O rolamento é montado na peça designada por cubo, a qual é oca para permitir o acoplamento chavetado com o veio do motor. Consequentemente, em comparação com o que aconteceria se a peça fosse maciça, a deformação elástica do cubo é superior e a eficiência do ajuste de interferência menor. Para assegurar a correta definição da tolerância dimensional, é nestas situações necessário analisar o valor da razão entre o diâmetro do furo do cubo e o diâmetro exterior onde o rolamento assenta. Sabendo que o primeiro foi arbitrado 14 mm e o segundo tem o valor do diâmetro do furo do rolamento de 30 mm, então o rácio dá aproximadamente 0.47. Para valores inferiores ou iguais a 0.5, a redução de eficácia não é significante e a análise pode ser conduzida do mesmo modo que para componentes maciços. [98].

A Figura 5.58 reúne informações sobre toleranciamento dimensional e rugosidades superficiais para assentos de veio para rolamentos radiais de esferas.

Conditions	Shaft diameter	Dimensional tolerance[2]	Total radial run-out tolerance[3]	Total axial run-out tolerance[3]	Ra
	mm	–	–	–	µm
Rotating inner ring load or direction of load indeterminate					
Light loads ($P \leq 0{,}05\ C$)	≤ 17	js5	IT4/2	IT4	0,4
	> 17 to 100	j6	IT5/2	IT5	0,8
	> 100 to 140	k6	IT5/2	IT5	1,6
Normal to heavy loads ($0{,}05\ C < P \leq 0{,}1\ C$)	≤ 10	js5	IT4/2	IT4	0,4
	> 10 to 17	j5	IT4/2	IT4	0,4
	> 17 to 100	k5	IT4/2	IT4	0,8
	> 100 to 140	m5	IT4/2	IT4	0,8
	> 140 to 200	m6	IT5/2	IT5	1,6
	> 200 to 500	n6	IT5/2	IT5	1,6
	> 500	p7	IT6/2	IT6	3,2
Stationary inner ring load					
Easy axial displacement of inner ring on shaft desirable		g6[4]	IT5/2	IT5	1,6
Easy axial displacement of inner ring on shaft unnecessary		h6	IT5/2	IT5	1,6
Axial loads only		j6	IT5/2	IT5	1,6

Figura 5.58: Tolerâncias para assentos de veios para rolamentos radiais de esferas [98].

Por observação da Figura anterior, conclui-se que para um rolamento com anel interno rotativo, cargas pesadas e diâmetro de 30 mm, a tolerância dimensional do cubo deve ser k5 e rugosidade superficial de 0.8 μm. Adicionalmente, deve-se considerar o requisito de envolvente, justificado por se revelar uma forma eficaz de especificar a tolerância dimensional para características circulares, como furos ou eixos definindo um espaço dentro do qual as dimensões podem variar enquanto ainda estão dentro dos limites aceitáveis. O requisito de envolvente garante um bom contacto, permitindo alinhar com muito baixa folga, tal como pretendido [75].

Na Figura 5.59 são apresentadas as tolerâncias dimensionais dos furos para assento de rolamentos radiais.

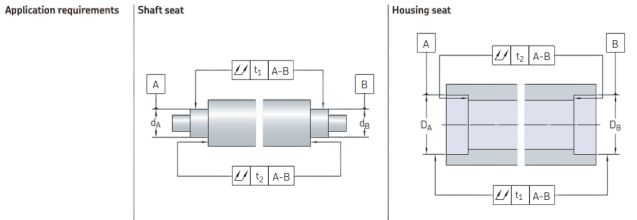
Tolerances for cast iron and steel housings – seats for radial bearings[1]

	Conditions	Dimensional tolerance[2][5]	Total radial run-out tolerance	Total axial run-out tolerance	Ra[6]	Displacement of outer ring
		–	–	–	µm	–
For non-split housings only	**Rotating outer ring load**					
	Heavy loads on bearings in thin-walled housings, heavy peak loads ($P > 0{,}1\ C$)	P7	IT6/2	IT6	3,2	Cannot be displaced
	Normal to heavy loads ($P > 0{,}05\ C$)	N7	IT6/2	IT6	3,2	Cannot be displaced
	Light and variable loads ($P \leq 0{,}05\ C$)	M7	IT6/2	IT6	3,2	Cannot be displaced
	Direction of load indeterminate					
	Heavy peak loads	M7	IT6/2	IT6	3,2	Cannot be displaced
	Normal to heavy loads ($P > 0{,}05\ C$), axial displacement of outer ring unnecessary	K7[6]	IT6/2	IT6	3,2	In most cases, cannot be displaced
For non-split housings and split housings	**Direction of load indeterminate**					
	Light to normal loads ($P \leq 0{,}1\ C$), axial displacement of outer ring desirable	J7	IT6/2	IT6	3,2	In most cases, can be displaced
	Stationary outer ring load					
	Loads of all kinds	H7[8]	IT6/2	IT6	3,2	Can be displaced
	Light to normal loads ($P \leq 0{,}1\ C$) with simple working conditions	H8[8]	IT6/2	IT6	3,2	Can be displaced
	Thermal expansion of the shaft	G7[4]	IT6/2	IT6	3,2	Can be displaced

Figura 5.59: Tolerâncias para assentos de furos para rolamentos radiais de esferas [98].

Para carga de todo o tipo e estacionária relativamente ao anel externo do rolamento, o furo deve ter tolerância recomendada H7, aplicando o requisito de envolvente e rugosidade superficial de 3.2 μm.

Por fim, indicações da SFK® recomendam a aplicação de tolerâncias de batimento total radiais e axiais, quer no cubo, quer na estrutura de suporte do motor, de acordo com a Figura 5.60, sabendo que o rolamento escolhido tem tolerância P6. Esse tipo de tolerâncias geométricas conjuga num só valor cilindricidade dos assentos e a sua concentricidade e perpendicularidade em relação ao eixo do rolamento.



Application requirements	Shaft seat			Housing seat		
	Dimensional tolerance grade	Geometrical tolerance grades		Dimensional tolerance grade	Geometrical tolerance grades	
		Radial run-out t_1	Axial run-out t_2		Radial run-out t_1	Axial run-out t_2
Bearing to Normal tolerances (moderate speed and running accuracy)	IT6	IT5/2	IT5	IT7	IT6/2	IT6
Bearing to P6 tolerances (higher speeds or running accuracy)	IT5	IT4/2	IT4	IT6	IT5/2	IT5
Bearing to P5 tolerances (high speeds and running accuracy)	IT4	IT3/2	IT3	IT5	IT4/2	IT4

Figura 5.60: Graus de tolerância para assentos do rolamento e tolerâncias geométricas [98].

5.2.3 Cubo

O motor RI/RE escolhido na Subseção 6.1.3 transfere o binário à carga por intermédio de uma chaveta A ISO/R 773 5x5x25 - St, já incluída no próprio motor. Assim, o veio desse componente foi acoplado a um cubo, posteriormente inserido na reentrância do cilindro de fixação tibial, ao qual é aparafusado. Estas uniões asseguram a transmissão de momento e introduzem rotação interna/externa no espécime de joelho, instalado no CFT. Além disso, deslocamentos relativos entre o cubo e o CFT ficam impedidos, porém, a ligação chavetada é insuficiente para prevenir o deslocamento axial do cubo em relação ao veio. Por este motivo, houve necessidade de fixação do cubo em translação através do conjunto de anéis elásticos, abordados em subcapítulos seguintes.

5.2.3.1 Material

O material selecionado para o cubo foi o mesmo do escolhido para o cilindro de fixação tibial, liga de alumínio 6061-T6, levando em consideração a descrição efetuada na Subsubseção 5.1.1.1 e visto os dois componentes estarem em permanente contacto, por uma junta aparafusada.

5.2.3.2 Dimensionamento

Como se pode visualizar na Figura 5.56, a ligação chavetada exige um cubo com um furo interior de diâmetro equivalente ao diâmetro do veio de 14 mm (Apêndice XVII) e um escatel normalizado, efetuado ao longo de todo o seu comprimento. O diâmetro exterior foi definido como 30 mm, isto é, igual ao diâmetro do furo do rolamento escolhido, ao mesmo tempo assegurando espessura no elemento suficiente para a remoção de material e criação do escatel. Adicionalmente, a fim de aumentar a área disponível à realização de furos roscados para instalação dos parafusos e criação de um assento/encosto ao rolamento, foi

efetuada no cubo uma região de variação de secção, com aumento do diâmetro para 37 mm, igual ao diâmetro da reentrância do CFT onde irá encaixar.

O comprimento do cubo foi arbitrado como 40 mm, dos quais 17 mm possuem um diâmetro exterior de 30 mm, superior à largura do rolamento 6006 de 13 mm. Durante esta fase foi importante garantir um comprimento de cubo superior ao comprimento do veio de 37 mm, de modo que a força axial provinda do atuador pneumático aplicada ao CFT seja somente transmitida ao cubo e nunca ao veio do motor, dado este admitir baixa capacidade de carga.

O dimensionamento do cubo foi verificado através da execução de uma simples simulação numérica baseada no método dos elementos finitos no programa *SolidWorks*®. Após desenho da peça, foi lhe atribuído o devido material, Al 6061-T6. Desprezando o movimento rotacional do cubo dado o binário máximo ser muito reduzido, de 4.8 Nm, no que diz respeito às condições de fronteira assumiu-se uma das superfícies encastrada. Sobre a outra superfície, onde é feita a ligação com o CFT, foi aplicada uma carga normal de 3000 N, ao longo da direção Oy do sistema de coordenadas que tem vindo a ser considerado, correspondente ao valor máximo exercido pelo atuador pneumático no simulador. A Figura seguinte representa as condições de fronteira.

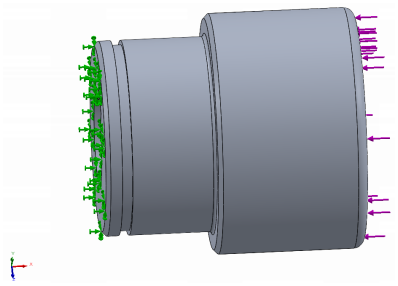


Figura 5.61: Condições de fronteira aplicadas ao cubo.

Por último, em virtude das simplicidades da simulação e geometria da peça, espera-se rápida convergência para a solução independentemente do tipo e qualidade da malha. Logo, criou-se uma malha *standard* para modelos sólidos, a qual utiliza elementos tetraédricos, através de uma só definição. Para o caso em estudo, por não impactar o tempo de simulação nem exigir alto poder computacional e ainda por permitir a obtenção de resultados precisos, foi imposta uma densidade alta, isto é uma malha mais refinada, com maior número de elementos, de menor tamanho. Sobre os restantes parâmetros foram mantidos constantes os valores definidos por defeito pelo programa.

Finda a caracterização de todas os dados necessários, a simulação estática foi corrida. Por forma a medir a qualidade da malha realizada foi analisado o valor da distribuição do parâmetro *Aspect Ratio*. A melhor precisão numérica obtém-se para uma malha composta por elementos tetraédricos perfeitamente equiláteros, cujo *Aspect Ratio* é 1. No entanto, tal nunca é possível atingir em simulações reais pelo que, convencionalmente assume-se que uma malha de boa qualidade tem um *Aspect Ratio* menor ou igual a 5 em pelo menos 90%

dos seus elementos [99]. Para que isso se verificasse no cubo, por um processo iterativo, foram efetuados ajustes no controlo da malha nas regiões com raios de concordância. A malha e distribuição finais do *Aspect Ratio* ao longo da peça são mostradas na Figura 5.62. A malha final possui 58919 elementos.

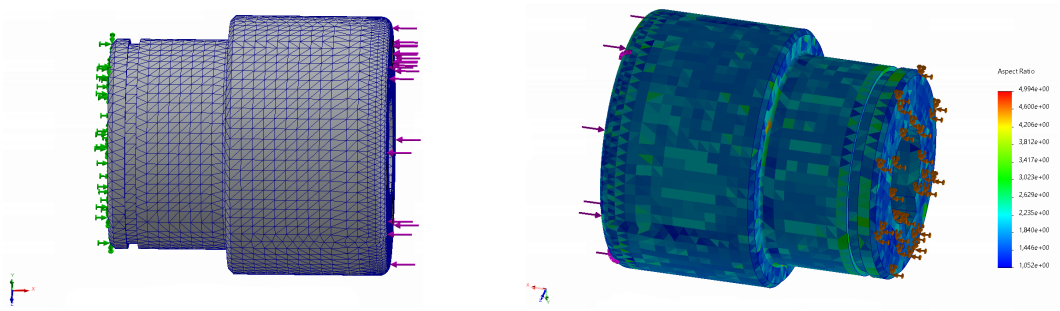


Figura 5.62: Malha criada (esquerda) e distribuição do *Aspect Ratio* (direita).

A Figura anterior evidencia um valor máximo de *Aspect Ratio* obtido de 4.994, inferior a 5, pelo que se pode inferir que a malha tem qualidade suficiente para obter resultados numéricos precisos.

Na Figura 5.63 é apresentada a distribuição de tensão de Von Mises conseguida.

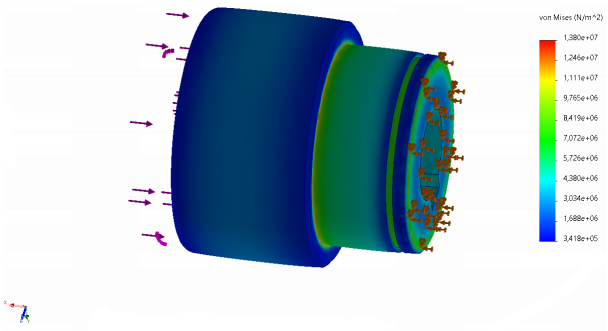


Figura 5.63: Distribuição da tensão de von Mises ao longo do cubo.

Por observação da Figura precedente, percebe-se que a tensão máxima obtida foi 13.8 MPa, na região de transição de diâmetro. O valor alcançado é significativamente menor do que a tensão de cedência média do material de 260 MPa em cerca de 18 vezes, validando o dimensionamento do cubo.

5.2.4 Estrutura de Suporte Motor do RI/RE

A estrutura de suporte do motor tem tripla funcionalidade: cria uma superfície de apoio ao rolamento, absorvendo cargas axiais sobre ele exercidas, permite o suporte do motor RI/RE e é através dela que toda a estrutura tibial é fixa à estrutura base, a uma

altura do chão tal que o eixo do veio do motor coincide com o eixo de aplicação da força axial por parte do atuador pneumático.

5.2.4.1 Material

À estrutura de suporte do motor RI/RE foi atribuído o mesmo material constituinte de todos os elementos pertencentes à estrutura base, analisada posteriormente, isto é, aço ao carbono ASTM A36. Esta escolha justifica-se por assegurar a compatibilidade dos materiais nas juntas aparafusadas estabelecidas entre esta peça e a chapa 2 da base onde a estrutura tibial é fixa.

5.2.4.2 Dimensionamento

A Figura 5.64 apresenta a estrutura de suporte desenhada, de geometria inspirada em modelos comercializados tipicamente usados para fixação de motores, com algumas alterações para satisfação das funções pretendidas. O desenho de definição realizado e encontrado em anexo evidencia em maior pormenor as características dimensionais da peça.

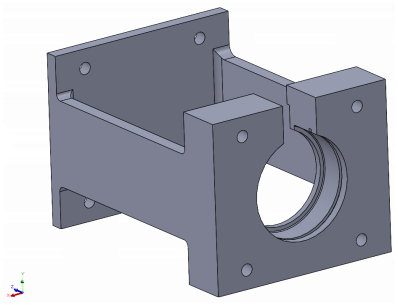


Figura 5.64: Estrutura de suporte do motor RI/RE.

Como se pode verificar pela Figura anterior, devido ao veio do motor, para possibilitar a sua colocação na região interior da estrutura para posterior fixação, criou-se uma abertura de diâmetro 20 mm, superior ao diâmetro do veio de 14 mm. Este rasgo implica a entrada em gaveta do motor. Além disso, furos cegos para alojamento do rolamento com diâmetro 55 mm e ranhura para anel elástico com diâmetro 58 mm são necessários.

Quanto às dimensões principais de atravancamento, destacam-se os cuidados de atribuir um comprimento, largura e altura ligeiramente superiores aos parâmetros homónimos do motor de 96.5 mm, 86 mm e 86 mm (Subseção 6.1.3), respetivamente. Logo, definiu-se um comprimento total de 142 mm, altura de 90 mm e largura de 105 mm.

O projeto da peça resultou de um processo iterativo de otimização, caracterizado por sucessivos ajustes dimensionais e validações mecânicas por meio de simulações numéricas. Este ciclo de refinamento cessou quando se convergiu para uma solução que satisfizesse simultaneamente mínimos peso e quantidade despendida de material e máxima rigidez

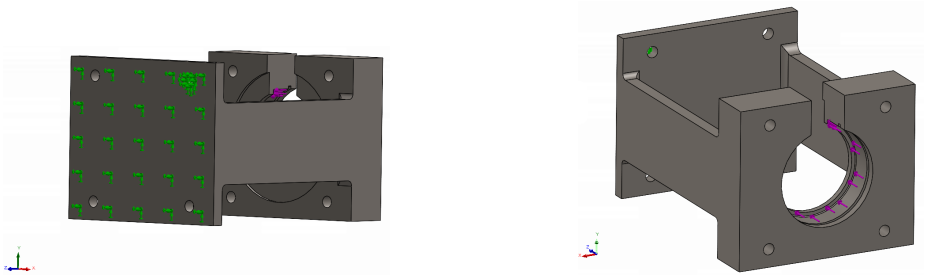
estrutural, sem comprometer a resistência mecânica e a facilidade de montagem dos componentes adjacentes.

As abas nas laterais da estrutura contribuem para o aumento de rigidez e distribuição simétrica de tensões e, ao mesmo tempo por terem uma altura menor do que a do motor permitem a redução e peso e o aparafusamento dos diversos parafusos.

Contrariamente à superfície que irá fixar à estrutura base, que não necessita de elevada espessura, do lado oposto a espessura já é mais relevante quer em termos de rigidez, quer para acomodar a ranhura do anel elástico, a largura do rolamento, e garantir um rebaixo para o alojar. Por fim, na região interior que contacta com o motor desenhou-se uma reentrância de diâmetro 73 mm e profundidade 3 mm, onde insere o ressalto da superfície do motor ilustrada na Subseção 6.1.3, destinado à centragem e alinhamento.

Analogamente ao efetuado para o cubo, tendo em conta a complexidade geométrica, o dimensionamento da estrutura de suporte do motor foi validado por uma simples simulação numérica estática através do método dos elementos finitos, recorrendo ao *software* *SolidWorks*®.

Isolando o componente, foi-lhe atribuído o aço ASTM A36 e, no que concerne às condições de fronteira, a superfície que contacta com a chapa da estrutura base foi encastrada, impedindo o seu movimento em todas as direções. A força normal correspondente à que o cilindro pneumático aplica no sistema, ao longo de Oy e de intensidade máxima 3000 N, é transferida ao rolamento que transmite ao rebaixo da estrutura de suporte do motor que o aloja, como representado na Figura 5.65.



(a) Superfície encastrada. (b) Carga aplicada.

Figura 5.65: Condições de fronteira.

Tal como acontecia para o cubo, dada a simplicidade do problema prevê-se reduzida influência da malha no resultado e tempo de simulação pelo que, foi utilizada a malha *standard* para modelos sólidos (elementos tetraédricos) do *SolidWorks*® com densidade o mais alta possível. Parâmetros acrescidos mantiveram-se os valores pré-definidos pelo programa. Com vista à elevação da qualidade da malha foi somente cuidada a distribuição do *Aspect Ratio*, por refinamento de controlo da malha na zona do raio de concordância do rebaixo para alojamento do rolamento.

No próximo passo a simulação foi corrida. A Figura 5.66 espelha a malha final conseguida com 70508 elementos e a distribuição do valor do *Aspect Ratio*.

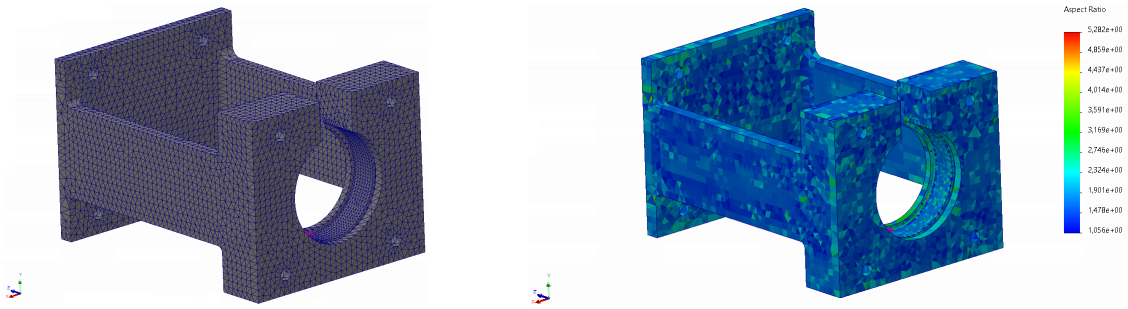


Figura 5.66: Malha criada (esquerda) e distribuição do *Aspect Ratio* (direita).

Apesar de o valor máximo obtido de *Aspect Ratio*, 5.282, ser ligeiramente superior ao valor de referência 5, uma avaliação mais detalhada da malha construída permitiu concluir que 99.6% dos elementos tem valor inferior a 3 e não existem elementos distorcidos. Desta forma, segundo a regra enunciada aquando da análise do cubo, a qualidade da malha é suficiente para que ocorra convergência para a solução.

A Figura 5.67 mostra a distribuição de tensão de von Mises.

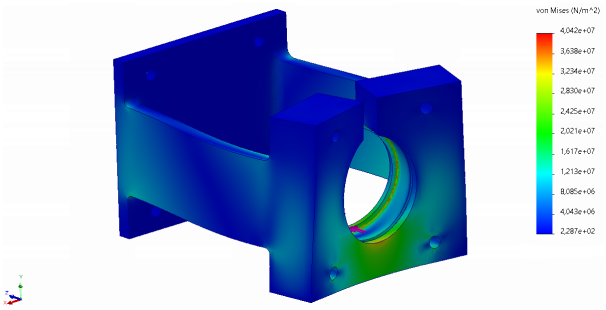


Figura 5.67: Distribuição da tensão de von Mises ao longo da estrutura de suporte do motor.

Uma vez que o valor máximo de tensão obtido de 40.42 MPa é inferior à tensão de cedência do material, de aproximadamente 271 MPa (Tabela 5.14), com uma margem de segurança de 6.7, conclui-se que as dimensões e geometria atribuídas garantem a rigidez estrutural do componente, sem que este sofra deformação plástica sob carga.

5.2.4.3 Fixação a Motor RI/RE e Estrutura Base

A peça foi dotada de quatro furos lisos H12 passantes, concêntricos com os quatro furos do motor, para permitir a fixação deste à estrutura de suporte do motor e desta à chapa da estrutura base, como mostrado na Figura 5.56. Para ambas as conexões utilizaram-se parafusos de cabeça cilíndrica com fenda – C – M6, diâmetro nominal dos furos existentes no modelo de motor selecionado (Subseção 6.1.3), inseridos pelo interior da estrutura de suporte e apertados com porca H, 8x ISO 4032 – M6 – 8, e contraporca H, 8x ISO 4035 – M6 – 04.

A determinação dos comprimentos mínimos dos parafusos baseou-se na Equação 5.38 anteriormente auferida para ligações por parafuso, porca e contraporca. Independentemente da junta, de acordo com a Figura 5.22, porcas e contraporcas M6 têm espessuras 5.2 mm e 3.2 mm, respetivamente e, o saliente mínimo n é o dobro do passo dos parafusos, no caso, 1 mm.

De seguida, os quatro parafusos de ligação entre o motor e a estrutura de suporte têm de atravessar furos em ambos os componentes de espessuras 10 mm e 25 mm, respetivamente. Assim, o seu comprimento mínimo é dado pela Equação 5.97 pelo que, foi normalizado para um valor de 50 mm. Consequentemente a norma destes parafusos é 4x ISO 1207 – M6x50 – 5.8.

$$L \geq t_{\text{motor}} + t_{\text{suportemotor}} + m_{\text{porca}} + m_{\text{contraporca}} + n \geq 10 + 25 + 5.2 + 3.2 + 2 \geq 45.4 \text{ mm} \quad (5.97)$$

Por outro lado, os quatro parafusos de ligação entre as estruturas base e de suporte do motor atravessam furos de espessuras 5 e 7 mm, correspondentes às espessuras das peças, respetivamente. O comprimento vem:

$$L \geq t_{\text{chapa}} + t_{\text{suportemotor}} + m_{\text{porca}} + m_{\text{contraporca}} + n \geq 5 + 7 + 5.2 + 3.2 + 2 \geq 22.4 \text{ mm} \quad (5.98)$$

O valor anterior foi normalizado para 25 mm, o que significa que os parafusos são designados por 4x ISO 1207 – M6x25 – 5.8.

5.2.5 Anéis Elásticos

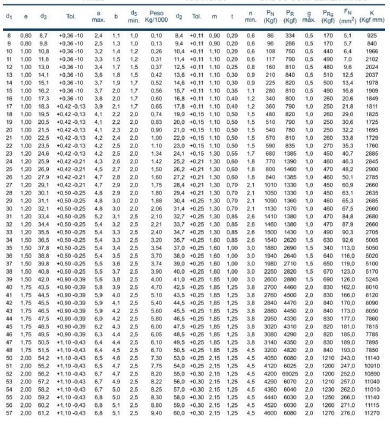
Como evidenciado pela montagem final dos componentes na Figura 5.56, a geometria construída para a estrutura de suporte do motor RI/RE inclui um encosto cilíndrico onde é alojado o rolamento rígido de esferas, restringindo o seu deslocamento axial no sentido distal (negativo de Oy). Consequentemente, nesse mesmo sentido, e a par com a existência de um assento para o rolamento no cubo, gerado pelo ressalto (região com aumento de diâmetro), é prevenida a translação axial do cubo em relação ao veio do motor, não conseguida com chaveta.

No entanto, deslocamentos quer do cubo, quer do rolamento no sentido oposto (proximal, positivo de Oy) permanecem possíveis. Embora em correto funcionamento do sistema esse tipo de movimentos não seja previsto, os mesmos podem ocorrer em caso de anomalia, retração da haste do cilindro pneumático sem prévia remoção do espécime de joelho instalado nos cilindros, ou ainda por desacoplamento do veio do motor.

Assim, a fim de fixar axialmente os componentes mencionados relativamente ao veio no sentido proximal, foram implementados dois anéis elásticos distintos, cuja ação

conjunta contribui para a finalidade pretendida. Na região de menor diâmetro exterior do cubo instalou-se um anel elástico externo, para veios, o qual evita o seu deslizamento e, por conseguinte, do cilindro de fixação tibial aparafusado, em relação ao rolamento e ao veio. De seguida, para imobilizar a translação do conjunto do cubo, rolamento e CFT face ao veio e estrutura de suporte do motor, nesta foi colocado um anel elástico interno, para furo.

Uma vez que são os de utilização mais recorrente devido à sua simplicidade, fáceis colocação e extração e baixos custos, no simulador incluíram-se anéis elásticos estampados da série normal para veios, DIN 471, e furos, DIN 472, ambos produzidos em aço de molas. As Figuras 5.43 e 5.68 apresentam as dimensões dos anéis e ranhuras onde são alojados e a já introduzida Figura 5.44 e a Figura 5.68 caracterizam as geometrias dos dois tipos de anéis e das respetivas ranhuras para veio e cubo, respetivamente.



ANEL								RANHURA				DADOS COMPLEMENTARES				
d_1	e	d_3	Tol.	a max.	b	d_2 min.	Peso Kg/1000	d_2	Tol.	m	t	n min.	P_N (Kgf)	P_R (Kgf)	g máx.	$P_{N/2}$ (Kgf)	P_N (mm^2)	K (Kgf mm)
8	0,80	8,7	+0,36 -10	2,4	1,1	1,0	0,10	8,4	+0,11 -0,90	0,20	0,6	86	334	0,5	170	0,1	925	
9	0,80	9,8	+0,36 -10	2,5	1,3	1,0	0,13	9,4	+0,11 -0,90	0,20	0,6	96	266	0,5	170	0,7	840	
10	1,00	10,8	+0,36 -10	3,2	1,4	1,2	0,26	10,4	+0,11 -1,10	0,20	0,6	108	750	0,5	440	6,4	1966	
11	1,00	11,8	+0,36 -10	3,3	1,5	1,2	0,31	11,4	+0,11 -1,10	0,20	0,6	117	790	0,5	450	7,0	2102	
12	1,00	13,0	+0,36 -10	3,4	1,7	1,5	0,37	12,5	+0,11 -1,10	0,25	0,8	160	810	0,5	480	9,6	2624	
13	1,00	14,1	+0,36 -10	3,6	1,8	1,5	0,42	13,6	+0,11 -1,10	0,30	0,9	210	840	0,5	510	12,5	2937	
14	1,00	15,1	+0,36 -10	3,7	1,9	1,7	0,52	14,6	+0,11 -1,10	0,30	0,9	225	820	0,5	500	13,4	1978	
15	1,00	16,2	+0,36 -10	3,7	2,0	1,7	0,56	15,7	+0,11 -1,10	0,35	1,1	280	810	0,5	490	16,8	1909	
16	1,00	17,3	+0,36 -10	3,8	2,0	1,7	0,60	16,8	+0,11 -1,10	0,40	1,2	340	800	1,0	260	20,6	1849	
17	1,00	18,3	+0,42 -0,13	3,9	2,1	1,7	0,65	17,8	+0,11 -1,10	0,40	1,2	360	790	1,0	250	21,8	1811	
18	1,00	19,5	+0,42 -0,13	4,1	2,2	2,0	0,74	19,0	+0,15 -1,10	0,50	1,5	480	820	1,0	260	29,0	1825	
19	1,00	20,5	+0,42 -0,13	4,1	2,2	2,0	0,83	20,0	+0,15 -1,10	0,50	1,5	510	790	1,0	250	30,6	1725	
20	1,00	21,5	+0,42 -0,13	4,1	2,3	2,0	0,90	21,0	+0,15 -1,10	0,50	1,5	540	780	1,0	250	32,2	1695	
21	1,00	22,5	+0,42 -0,13	4,2	2,4	2,0	1,00	22,0	+0,15 -1,10	0,50	1,5	570	810	1,0	260	33,8	1729	
22	1,00	23,5	+0,42 -0,13	4,2	2,5	2,0	1,10	23,0	+0,15 -1,10	0,50	1,5	590	835	1,0	270	35,3	1760	
23	1,20	24,6	+0,42 -0,13	4,2	2,5	2,0	1,34	24,1	+0,15 -1,30	0,55	1,7	680	1385	1,0	450	40,7	2885	
24	1,20	25,9	+0,42 -0,21	4,3	2,6	2,0	1,42	25,2	+0,21 -1,30	0,60	1,8	770	1390	1,0	460	46,3	2845	
25	1,20	26,9	+0,42 -0,21	4,5	2,7	2,0	1,50	26,2	+0,21 -1,30	0,60	1,8	800	1460	1,0	470	48,2	2900	
26	1,20	27,9	+0,42 -0,21	4,7	2,8	2,0	1,60	27,2	+0,21 -1,30	0,60	1,8	840	1385	1,0	460	50,1	2785	
27	1,20	29,1	+0,42 -0,21	4,7	2,9	2,0	1,75	28,4	+0,21 -1,30	0,70	2,1	1010	1330	1,0	450	60,9	2660	
28	1,20	30,1	+0,50 -0,25	4,8	2,9	2,0	1,80	29,4	+0,21 -1,30	0,70	2,1	1050	1330	1,0	450	63,1	2635	
29	1,20	31,1	+0,50 -0,25	4,8	3,0	2,0	1,88	30,4	+0,25 -1,30	0,70	2,1	1090	1360	1,0	460	65,3	2685	
30	1,20	32,1	+0,50 -0,25	4,8	3,0	2,0	2,06	31,4	+0,25 -1,30	0,70	2,1	1130	1370	1,0	460	67,5	2660	
31	1,20	33,4	+0,50 -0,25	5,3	3,1	2,5	2,10	32,7	+0,25 -1,30	0,85	2,6	1410	1390	1,0	470	84,8	2660	
32	1,20	34,4	+0,50 -0,25	5,4	3,2	2,5	2,21	33,7	+0,25 -1,30	0,85	2,6	1460	1390	1,0	470	87,9	2660	
33	1,20	35,5	+0,50 -0,25	5,4	3,3	2,5	2,40	34,7	+0,25 -1,30	0,85	2,6	1500	1430	1,0	490	90,3	2705	
34	1,50	36,5	+0,50 -0,25	5,4	3,3	2,5	3,20	35,7	+0,25 -1,60	0,85	2,6	1540	2620	1,5	630	92,6	5005	
35	1,50	37,8	+0,50 -0,25	5,4	3,4	2,5	3,54	37,0	+0,25 -1,60	1,00	3,0	1880	2690	1,5	340	113,0	5090	
36	1,50	38,8	+0,50 -0,25	5,4	3,5	2,5	3,70	38,0	+0,25 -1,60	1,00	3,0	1940	2640	1,5	640	116,0	5020	
37	1,50	39,8	+0,50 -0,25	5,5	3,6	2,5	3,74	39,0	+0,25 -1,60	1,00	3,0	1980	2710	1,5	650	119,0	5100	
38	1,50	40,8	+0,50 -0,25	5,5	3,7	2,5	3,90	40,0	+0,25 -1,60	1,00	3,0	2220	2820	1,5	670	123,0	5170	
39	1,50	42,0	+0,60 -0,39	5,6	3,8	2,5	4,00	41,0	+0,25 -1,85	1,00	3,0	2600	2880	1,5	690	126,0	5245	
40	1,75	43,5	+0,60 -0,39	5,8	3,9	2,5	4,70	42,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	2700	4460	2,0	830	162,0	8010	
41	1,75	44,5	+0,60 -0,39	5,9	4,0	2,5	5,10	43,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	2760	4500	2,0	830	166,0	8120	
42	1,75	45,5	+0,60 -0,39	5,9	4,1	2,5	5,40	44,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	2840	4470	2,0	840	170,0	8090	
43	1,75	46,5	+0,60 -0,39	5,9	4,2	2,5	5,60	45,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	2880	4490	2,0	840	173,0	8050	
44	1,75	47,5	+0,60 -0,39	6,0	4,2	2,5	5,80	46,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	2950	4330	2,0	830	177,0	7890	
45	1,75	48,9	+0,60 -0,39	6,2	4,3	2,5	6,00	47,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	3020	4310	2,0	820	181,0	7815	
46	1,75	49,5	+0,60 -0,39	6,3	4,4	2,5	6,05	48,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	3080	4290	2,0	820	185,0	7785	
47	1,75	50,9	+1,10 -0,43	6,4	4,4	2,5	6,10	49,5	+0,25 -1,85	1,25	3,8	3140	4300	2,0	830	189,0	7855	
48	1,75	51,5	+1,10 -0,43	6,4	4,5	2,5	6,70	50,5	+0,25 -1,85	1,25	4,5	3200	4820	2,0	840	193,0	7850	
50	2,00	54,2	+1,10 -0,43	6,5	4,6	2,5	7,30	53,0	+0,25 -2,15	1,25	4,5	4050	6680	2,0	1210	243,0	11140	
51	2,00	55,2	+1,10 -0,43	6,5	4,7	2,5	7,75	54,0	+0,25 -2,15	1,25	4,5	4120	6625	2,0	1200	247,0	10910	
52	2,00	56,2	+1,10 -0,43	6,7	4,7	2,5	8,20	55,0	+0,30 -2,15	1,25	4,5	4200	69025	2,0	1200	252,0	10890	
53	2,00	57,2	+1,10 -0,43	6,7	4,9	2,5	8,22	56,0	+0,30 -2,15	1,25	4,5	4290	6970	2,0	1210	257,0	11040	
54	2,00	58,2	+1,10 -0,43	6,7	5,0	2,5	8,25	57,0	+0,30 -2,15	1,25	4,5	4360	6940	2,0	1230	262,0	11010	
55	2,00	59,2	+1,10 -0,43	6,8	5,0	2,5	8,30	58,0	+0,30 -2,15	1,25	4,5	4440	6930	2,0	1250	266,0	11140	
56	2,00	60,2	+1,10 -0,43	6,8	5,1	2,5	8,80	59,0	+0,30 -2,15	1,25	4,5	4520	6930	2,0	1260	271,0	11115	
57	2,00	61,2	+1,10 -0,43	6,8	5,1	2,5	9,40	60,0	+0,30 -2,15	1,25	4,5	4600	6680	2,0	1270	276,0	11270	

Figura 5.68: Anel elástico para furo (DIN 472) [76].

Relativamente ao anel posicionado no cubo, dado este admitir um diâmetro de 30 mm, a sua designação será DIN 471 – 30x1.5 – St. Por outro lado, os diâmetros do anel externo do rolamento e do seu furo de alojamento na estrutura de suporte são 55 mm logo, o anel para furo tem norma DIN 472 – 55x2- St.

Observando as Figuras 5.43 e 5.68 conclui-se que as ranhuras para um anel externo de diâmetro nominal 30 mm e um anel interno de diâmetro nominal 55 mm possuem capacidades de carga axiais de 10.7 kN e 44.4 kN, respetivamente, ou seja, muito superiores à máxima força exercida pelo atuador pneumático de 3 kN. Assim, os anéis elásticos terão bom desempenho e cumprem com os objetivos.

5.2.6 Parafusos de Ligação

O acoplamento entre o CFT e o cubo foi efetuado recorrendo a parafusos de ligação dispostos circunferencialmente, inseridos e de cabeça alojada no CFT, em furos lisos passantes H12, a roscar no cubo.

Por serem parafusos de ligação, como explicado aquando da descrição da estrutura femoral, ao serem apertados, o binário gerado contribui para uma conexão pré-esforçada, onde a força de atrito é essencial para resistir a esforços exteriores, parâmetro F (Equação 5.77). Tal como acontecia para o CFF, por se encontrarem numa reentrância com ajustamento ao cubo, estes parafusos não estão diretamente sujeitos a cargas críticas, no entanto, foram na mesma dimensionados.

Sobre a junta em estudo, é exercida uma força axial oriunda do cilindro pneumático, a qual promove a compressão entre as superfícies em contacto e, por isso não é crítica. No entanto, devido ao movimento de rotação do cubo, se a ligação não for devidamente projetada, tende a existir deslizamento relativo entre esse e o CFT. Assim, os parafusos em estudo estão sujeitos a forças de corte, que atuam no plano da ligação, perpendicularmente ao eixo dos parafusos, em torno do centroide do padrão de parafusos.

A força aplicada a cada parafuso, F, é função do binário imposto pelo motor, de valor nominal máximo 4.8 Nm, ou seja, é dada pelo quociente entre esse momento, aplicado por parafuso, e o raio exterior, tendo sido considerado o raio arbitrado da circunferência de distribuição de parafusos do CFT, de 13.5 mm (menor do que o diâmetro externo do cubo de 37 mm). Para garantir uma melhor distribuição de tensões foram utilizados três parafusos de ligação do CFT ao cubo.

Quer o material do cubo, quer o do CFT são liga de alumínio, pelo que, o coeficiente de atrito é 0.21 [94]. Considerando uma classe de material de 10.9 (Figura 5.51), um pré-esforço de 75% da carga de teste (Equação 5.78) e um coeficiente de segurança de dois, o diâmetro mínimo foi determinado:

$$\begin{aligned} \mu \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{\sigma_{\text{prova}}}{SF} &= \frac{M_{\text{t}}}{r \cdot n_{\text{p}}} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow 0.21 \cdot 0.75 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \frac{830 \cdot 10^6}{2} &= \frac{4.8 \cdot 10^3}{\frac{27}{2} \cdot 3} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow d &= 1.52 \text{ mm} \end{aligned} \tag{5.99}$$

O diâmetro nominal selecionado não só foi condicionado pelas condições de carga, como também pelo comprimento desejável de parafuso. Optando pela utilização de parafusos CHC de cabeça alojada no CFT, para o diâmetro a escolher, o comprimento deve estar compreendido entre os valores mínimo e máximo apresentados na Figura 5.46. Assim, selecionaram-se três parafusos CHC M4.

Finalmente, relativamente ao comprimento do parafuso, este foi calculado analogamente ao efetuado para outros, tendo em conta que terá de atravessar a altura total do CFT subtraída aos valores da altura do furo para inserção da tíbia, profundidade da reentrância, e altura do rebaixo para alojamento da cabeça, cujo resultado é 1.1 do diâmetro nominal. Desta forma:

$$L \geq h_{\text{CFTtotal}} - h_{\text{CFT}} - h_{\text{reent}} - t_{\text{caixa}} + 2 \cdot d \geq 65 - 50 - 7 - 1.1 \cdot 4 + 2 \cdot 4 \geq 11.6 \text{ mm} \quad (5.100)$$

Face aos comprimentos normais foi selecionado um comprimento de 16 mm. Consequentemente, a norma dos parafusos de ligação é 3x ISO 4762 – M4x16 – 10.9.

5.3 Estrutura Base

A estrutura base (Figura 5.69) foi construída com inspiração nos simuladores da *Imperial College London*, revistos aquando do estado da arte. Consiste em duas chapas dispostas verticalmente, a chapa 1 que se relaciona com a estrutura femoral, mais especificamente com a fixação rígida do cilindro pneumático, e a chapa 2 onde é fixa a estrutura tibial. A junção entre as duas partes é realizada por meio de um perfil UPE, ao qual é aparafusada a guia linear PD.

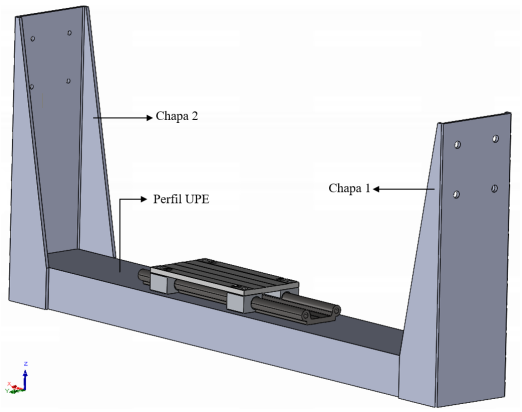


Figura 5.69: Estrutura base.

Contrariamente aos dispositivos da *Imperial College London*, optou-se pela colocação do cilindro pneumático à frente da chapa 1, solução que assegura que os parafusos que conectam as peças não estão sujeitos a esforços.

5.3.1 Material

A estrutura base proporciona o suporte primário às estruturas femoral e tibial, facilitando a alocação da guia PD e fixação do cilindro pneumático pertencentes à primeira, além de sustentar a estrutura de suporte do motor responsável por aplicar rotação interna/externa, incluído na segunda. Por este motivo, os elementos agora em estudo não são submetidos a esforços significativos e também não carecem de propriedades melhoradas de resistência à corrosão, fadiga, desgaste ou altas temperaturas. Diferentemente dos

demais componentes, onde o peso foi um fator crítico devido à elevada influência no binário mínimo necessário para os diversos motores, principal motivo pelo qual foi utilizado alumínio, a estrutura base não exige materiais de baixa densidade, bastando que possua suficiente rigidez e resistência adequadas para suportar as cargas aplicadas.

Com fundamento na informação descrita, em resultado da boa conciliação entre custos e propriedades requeridas, foi selecionado para constituir as diferentes peças da estrutura base o aço ASTM A36, também designado por St37-2. Este é um aço de construção ao carbono, com baixa percentagem deste elemento, inferior a 0.3%, composto essencialmente por ferro e caracterizado pelas quantidades residuais de elementos de liga (aço hipoeutectóide). Pelo facto de não apresentarem elementos de liga, aços ao carbono têm maior tendência para o aparecimento de fissuras e elevadas tensões e oxidam com facilidade, sendo a corrosão comum nestes materiais. Contudo, aços de construção ao carbono, em particular o aço ASTM A36, são amplamente utilizados na área da construção pois permitem obter uma resistência mecânica moderada a baixo custo, e apresentam um bom compromisso entre resistência e ductilidade. Além disso, por ser pouco duro, o ASTM A36 é um material facilmente maquinável e conformável, propriedades importantes assegurar uma vez que nas peças serão realizados furos para possibilitar ligações aparafusadas e o processo de fabrico das chapas implica a sua quinagem.

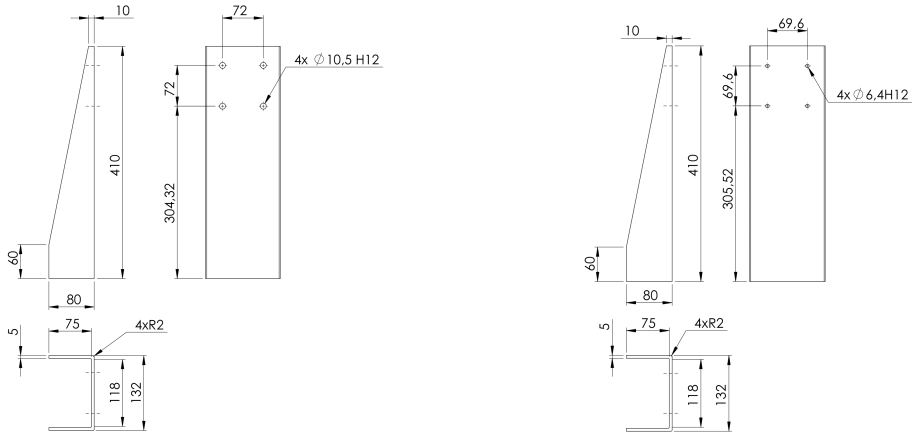
Na Tabela 5.14 encontram-se as propriedades de maior relevância do aço selecionado. Características adicionais são apresentadas no Apêndice XXII.

Tabela 5.14: Propriedades mecânicas do aço ASTM A36 (Apêndice XXII)[64].

Percentagem de carbono [%]	0 – 0.29
Massa Volúmica, ρ [kg/m^3]	7800 - 7900
Módulo de Young, E [GPa]	200 - 212
Coeficiente de Poisson, ν	0.26 - 0.289
Tensão de cedência, σ_y [MPa]	250 - 292
Tensão de rotura, σ_{max} [MPa]	400 - 550
Dureza - Brinell [HB]	119 - 162

5.3.2 Chapas 1 (Femoral) e 2 (Tibial)

As chapas 1 e 2 têm propósitos idênticos pelo que também as geometrias atribuídas a ambas foram semelhantes, como mostrado na Figura 5.70. Diferenças verificam-se somente na localização e diâmetros dos furos lisos passantes H12, M10 na chapa 1 e M6 para a chapa 2, os quais servem de ligação ao atuador pneumático e estrutura de suporte do motor RI/RE, respetivamente.



(a) Chapa 1. (b) Chapa 2.

Figura 5.70: Dimensões das chapas.

Destaca-se o desenho nas duas chapas de nervuras laterais com o objetivo de incrementar a rigidez. Além disso, para minimizar a flexão das chapas arbitrou-se um valor de largura próximo das larguras do cilindro pneumático, de 95.5 mm, e da estrutura de suporte do motor, de 105 mm.

Seguidamente, procedeu-se à validação das dimensões atribuídas apenas para a chapa 1, visto as solicitações serem análogas para a chapa 2. Novamente recorreu-se ao *SolidWorks*® para realização de uma simulação numérica estática, atribuindo ao modelo o respetivo material, aço ASTM A36. Relativamente às condições de fronteira e de carga, a base da chapa foi encastrada e sobre a área delimitada pelos quatro furos foi aplicada uma força normal de intensidade 3000 N, semelhante ao realizado noutros estudos (Figura 5.71).

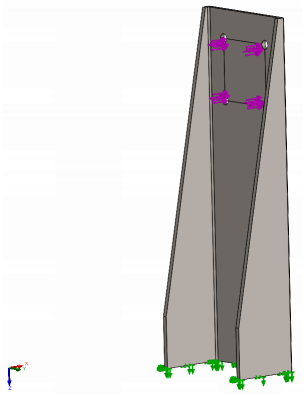


Figura 5.71: Condições de fronteira aplicadas à chapa 1.

Em consonância com as justificativas apresentadas nas simulações precedentes, utilizou-se malha *standard* com o mais alto nível de refinamento possível. Devido à natureza simples da análise em questão, adotou-se como único critério de qualidade da malha um valor de *Aspect Ratio* inferior a 5 em pelo menos 90% dos elementos. Essa premissa garante que

os elementos da malha não são excessivamente distorcidos, o que poderia comprometer a precisão dos resultados. Para minimizar o valor de *Aspect Ratio* foram aplicados iterativamente controlos de malha nos cantos arredondados, tendo-se chegado à malha final, com um total de 65361 elementos, e distribuição do valor de *Aspect Ratio* apresentadas na Figura 5.72.

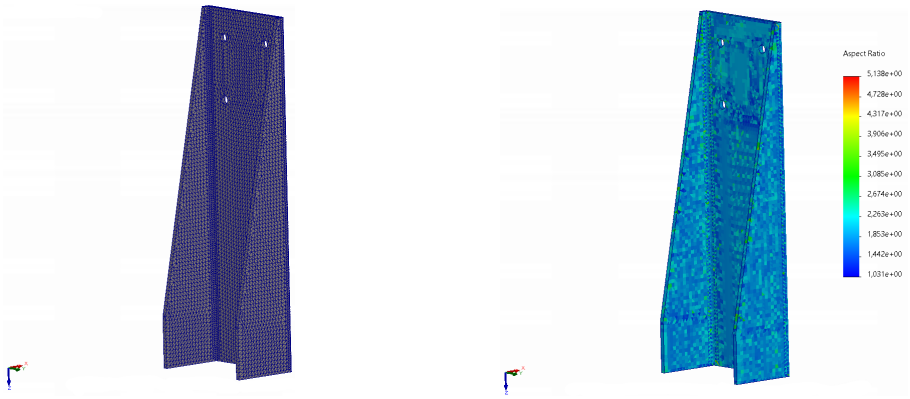


Figura 5.72: Malha criada (esquerda) e distribuição do *Aspect Ratio* (direita).

A distribuição do parâmetro *Aspect Ratio* ao longo da peça permite concluir que o valor máximo obtido foi 5.138. Apesar de superior a 5, detalhes da malha criada mostram que 99.5% dos elementos possui um *Aspect Ratio* inferior a 3, condição suficiente para evidenciar precisão numérica dos póstumos resultados.

A Figura 5.73 apresenta a distribuição da tensão de von Mises. No máximo, a chapa está sujeita a uma tensão de 132.1 MPa, menor do que a tensão de cedência média do material de 271 MPa, sendo o fator de segurança conseguido 2.1. Comprova-se deste modo a capacidade de as chapas suportarem as cargas aplicadas sem que deformem permanentemente.

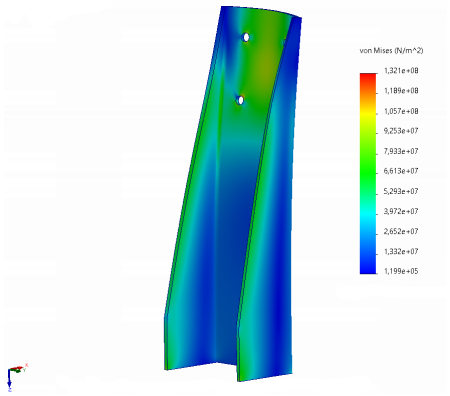


Figura 5.73: Distribuição da tensão de von Mises ao longo da chapa 1.

5.3.3 Perfil UPE

Para a viga empregue definiu-se um perfil UPE 120 (altura 60 mm, largura 120 mm e espessuras 5 mm na alma e 8 mm nas abas), de norma DIN 1026, do fornecedor Chagas (Apêndice XXIII), tal que a largura seja próxima da das chapas 1 e 2. O perfil em causa caracteriza-se por possuir a forma de "U" e ser composto por uma alma e duas abas. A superfície externa destas é perpendicular à alma do perfil, e é paralela às suas superfícies interiores, pelo que a espessura das abas é constante o que, comparativamente a outros tipos de perfis normalizados, facilita e simplifica futura fixação às chapas por intermédio de parafusos.

O comprimento da viga relaciona-se, através do posicionamento da guia PD, com a distância entre as estruturas tibial e femoral, dependente das dimensões dos joelhos a instalar no simulador e do deslocamento próximo-distal que se pretende aplicar. O Capítulo 2 concluiu um deslocamento PD normal de aproximadamente 25 mm. Isso implica que os últimos 25 mm do curso do cilindro durante a fase de avanço são dedicados à exerção efetiva de compressão na articulação, aproximando o fémur e tíbia um do outro dessa distância. Assumindo as alturas mínimas de fémures e tíbias de 80 mm e, sendo que 30 mm de cada osso são mantidos expostos então, na posição de máximo avanço a distância entre os cilindros de fixação de cada um deverá ser 60 mm menos 25 mm. Para cumprir com esse requisito e atendendo as dimensões dos variados componentes, o comprimento total do perfil tem de ser 930 mm.

Por fim, a Figura seguinte ilustra a localização relativa dos furos M8 lisos passantes H12 efetuados para ligação à guia PD.

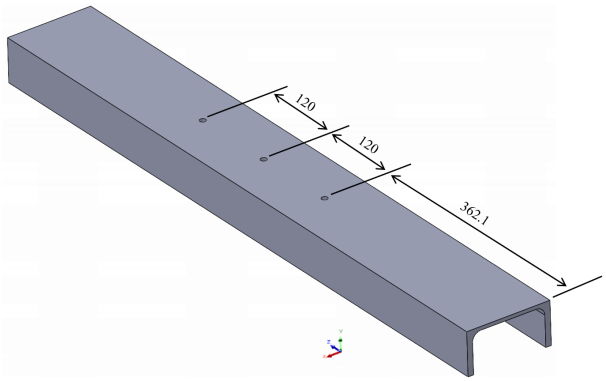


Figura 5.74: Perfil UPE (362.1 mm medido desde a chapa 1).

Capítulo 6

Projeto Elétrico

É exigida a construção de um simulador que permita o controlo independente de todos os movimentos rotacionais à medida que sobre os joelhos é exercida uma força de compressão. Devem ser assegurados os movimentos contínuos dos joelhos ou a fixação destes em determinadas posições angulares, para diferentes velocidades. Face aos requisitos, a solução passa por um projeto elétrico complexo, com implementação de três motores distintos, responsáveis por impor cada um dos movimentos.

Atendendo às necessidades de fixação da posição, controlos do ângulo de rotação e da velocidade, e conhecimento da posição exata do joelho ao longo dos movimentos, foram selecionados três motores passo-a-passo rotativos.

O circuito de comando e controlo de motores passo-a-passo inclui como componentes principais, para além do motor, um controlador, um *driver* por motor, e uma fonte de alimentação. Estes devem estar organizados segundo o diagrama de blocos funcionais representado na Figura 6.1.

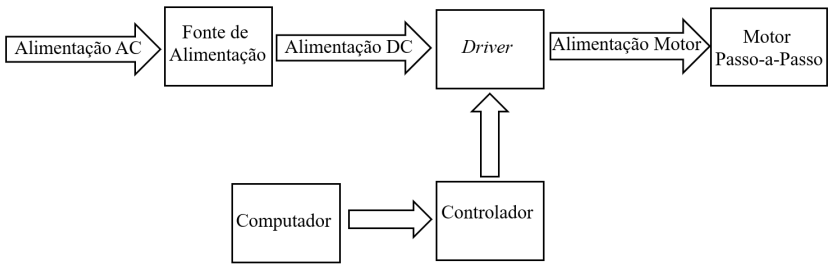


Figura 6.1: Diagrama de blocos funcionais do circuito de comando de motores passo-a-passo.

Ao longo deste capítulo são descritos os processos de seleção dos elementos principais dos blocos: três motores, *drivers* e fonte de alimentação dos mesmos. A realização dos circuitos elétricos de comando e alimentação por intermédio de codificação com um controlador foram aspetos excluídos do presente estudo.

6.1 Motores Passo-a-Passo

Motores passo-a-passo (PaP) são motores DC síncronos que convertem impulsos elétricos em deslocamentos lineares ou angulares de magnitude uniforme, discreta e equivalente ao passo do próprio motor [100]. Este tipo de componentes é comummente utilizado em aplicações de posicionamento preciso ou onde os controlos de posição e/ou velocidade são essenciais, uma vez que o número de impulsos é diretamente proporcional ao passo e a frequência de aplicação de impulsos é diretamente proporcional à velocidade.

Para o simulador foram selecionados três motores passo-a-passo híbridos por serem os de aplicação mais comum, uma vez que combinam os princípios de funcionamento (leis de atracão e repulsão e princípio de relutância mínima) e, consequentemente, as melhores características dos outros dois modelos possíveis, íman permanente (IP) ou relutância variável (RV).

Motores híbridos disponibilizam elevado binário a baixas velocidades, prescindindo da necessidade de introdução de elementos de transmissão do tipo redutores, e permitem passos de reduzida amplitude, tipicamente 1.8°. Consequentemente, ao empregar motores híbridos, aumenta-se o número de posições disponíveis para os joelhos a serem ensaiados nos seus diferentes movimentos de rotação e, por conseguinte, a suavidade do movimento e precisão do posicionamento e controlo dos mesmos. Simultaneamente, motores híbridos asseguram a existência de um binário remanescente, de auto-retenção, quando retirada a alimentação das fases. Este fenómeno permite a fixação do eixo do motor numa dada posição, impedindo a rotação livre do veio e carga acoplada e, por isso, tornando a máquina mais segura em situações anormais de falhas elétricas, por exemplo. Ademais, possibilita a paragem do rotor, dispensando a necessidade de travão [100], [101]. Note-se, contudo, que nesses casos a posição não é fixa com a mesma precisão como quando o motor é devidamente alimentado.

Em acréscimo, apesar de poderem funcionar em malha aberta, optou-se pela seleção de motores com controlo em malha fechada (*closed loop*). Através da inclusão de codificadores digitais (*encoder*), estes motores recorrem ao conceito de *feedback* para medirem o resultado de saída, posição real do rotor, comparando-o com o sinal de entrada ou de referência, correspondente aos impulsos aplicados. Posteriormente, o sistema evolui no sentido de atingir a convergência e permite a deteção de perdas de passo, melhorando o desempenho do motor e aumentando a precisão no posicionamento [102]. Adicionalmente, circuito em malha fechada reduz fenómenos de ressonância, comuns em motores passo-a-passo e promove um funcionamento mais suave [102].

Considerando todos os aspetos mencionados, segue-se o ponto final para a determinação dos motores – requisitos da aplicação em termos de binário necessário.

6.1.1 Motor Flexão/Extensão (F/E)

A flexão e extensão dos joelhos no equipamento proposto são realizadas à custa da rotação de toda a estrutura em formato de "U" e do cilindro de fixação femoral. Esta rotação verifica-se em torno do eixo Ox do sistema de coordenadas representado na Figura 6.5, coincidente com o eixo do veio do motor.

O correto dimensionamento de um motor implica a determinação do binário máximo exigido pela aplicação. Este inclui duas componentes, o binário estático de carga, constante e relacionado com forças de fricção e/ou gravitacionais, e o binário dinâmico ou de aceleração, que por sua vez diz respeito ao momento preciso para aceleração ou desaceleração da carga, sendo contabilizado apenas nestas fases.

Iniciando o processo pela determinação do binário de aceleração, este é dado pelo produto entre a aceleração máxima de operação e os momentos de inércia da carga e do rotor em relação ao eixo do veio do motor.

Visto que o motor ainda não foi escolhido, nesta fase do dimensionamento não se dispõe do valor da inércia do rotor pelo que, num primeiro cálculo este foi ignorado, a par com a influência dos veios VHC e VHM, por possuírem reduzidas dimensões logo, um impacto não significativo no resultado. Após seleção de um motor, retomou-se o cálculo do binário dinâmico contabilizando o adicional para acelerar a inércia do rotor, a fim de confirmar se o binário necessário está dentro das capacidades do motor selecionado. Adicionalmente, por motivos de simplificação, tendo em conta a complexa e irregular geometria e, sabendo que a massa volúmica do osso, de aproximadamente 310 kg/m^3 [103], é consideravelmente menor do que a do alumínio, de 2710 kg/m^3, então, a contribuição do joelho para o binário total será inferior à da restante carga e, nesse pressuposto foi desprezada.

Com base nas considerações feitas, o motor deve ter capacidade de acelerar o conjunto dos perfis 8, 9 e 10 e o CFF. Com o objetivo de simplificar os cálculos, os perfis foram modelados como paralelepípedos maciços e o CFF como um tubo cilíndrico de altura 50 mm. Utilizando as dimensões estipuladas no capítulo prévio (Tabelas 5.6, 5.7 e 5.8) foram em primeiro lugar determinados os volumes de cada um destes elementos. Seguidamente, sendo todos compostos do mesmo material, alumínio 6061-T6, de massa volúmica média 2710 kg/m^3, calcularam-se as massas individuais. Finalmente multiplicando os valores de massa pela aceleração gravítica, assumida 9.81 m/s^2, obtiveram-se os pesos de cada peça.

Numa etapa posterior procedeu-se à caracterização dos momentos de inércia de cada um dos elementos em relação aos respetivos centros de massa, segundo um sistema de eixos com origem no centroide de cada elemento e paralelo aos eixos ilustrados na Figura 6.5. No caso de prismas retangulares recorreu-se ao sistema de equações 6.1, relativo à Figura 6.2, e para um tubo cilíndrico foi empregue a Equação 6.2, baseada na Figura 6.3. Note-se que estas expressões referem-se a casos gerais e, por isso, foram devidamente adaptadas

para os componentes, tendo em conta as suas medidas e orientação na montagem.

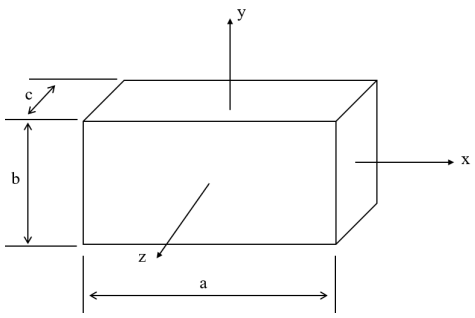


Figura 6.2: Prisma Retangular.

$$\begin{cases} {I_{\mathrm{x}}}' = \dfrac{1}{12} \cdot m \cdot (b^2 + c^2) \\ {I_{\mathrm{y}}}' = \dfrac{1}{12} \cdot m \cdot (c^2 + a^2) \\ {I_{\mathrm{z}}}' = \dfrac{1}{12} \cdot m \cdot (a^2 + b^2) \end{cases} \tag{6.1}$$

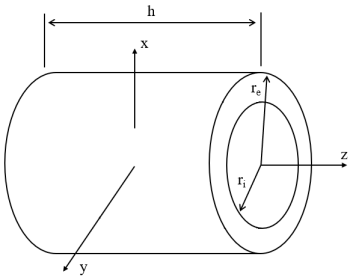


Figura 6.3: Tubo cilíndrico.

$$\begin{cases} {I_{\mathrm{x}}}' = \dfrac{m}{12} \cdot \left(3 \cdot \left({r_{\mathrm{e}}}^2 + {r_{\mathrm{i}}}^2\right) + h^2\right) \\ {I_{\mathrm{y}}}' = {I_{\mathrm{x}}}' \\ {I_{\mathrm{z}}}' = \dfrac{m}{2} \cdot \left({r_{\mathrm{i}}}^2 + {r_{\mathrm{e}}}^2\right) \end{cases} \tag{6.2}$$

A Figura 6.5 apresenta o sistema de coordenadas em relação ao qual os momentos de inércia devem ser definidos, Oxyz, (eixo Ox coincidente com o eixo do motor e origem no centro do perfil 6 ao longo de Ox e Oy), para a posição de 0° de flexão, pois esta é a situação critica, como será explicado aquando do binário estático.

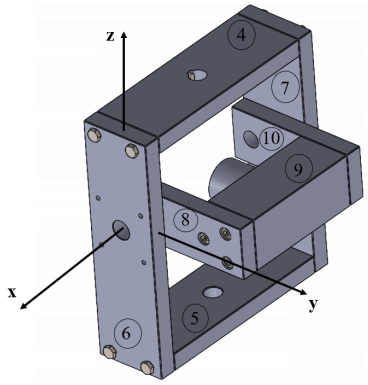


Figura 6.4: Ilustração *SolidWorks*®.

Figura 6.5: Ilustração *SolidWorks*® do sistema de eixos para definição dos momentos de inércia, com posicionamento a 0° de flexão.

Para que o cálculo previamente mencionado seja possível é indispensável a definição das coordenadas do centroide de cada componente em relação à origem do sistema de eixos Oxyz da Figura 6.5. Finalmente, fazendo uso do Teorema de Steiner (sistema de equações 6.3), os momentos de inércia foram transpostos do centroide de cada uma das peças, sistema Ox'y'z', para o sistema de eixos paralelos Oxyz. Segundo esta teoria, um corpo de massa m_i, tendo inércia I_{xi}', I_{yi}' e I_{zi}', em relação a um sistema de coordenadas Ox'y'z' que passa no seu centroide, tem momentos de inércia I_{xi}, I_{yi} e I_{zi}, relativamente ao sistema de coordenadas Oxyz, localizado a uma distância $\overline{x_i}$, $\overline{y_i}$ e $\overline{z_i}$, ao longo das respetivas direções.

$$\begin{cases} I_{xi} = I_{xi}' + m_i \cdot (\overline{y_i}^2 + \overline{z_i}^2) \\ I_{yi} = I_{yi}' + m_i \cdot (\overline{x_i}^2 + \overline{z_i}^2) \\ I_{zi} = I_{zi}' + m_i \cdot (\overline{y_i}^2 + \overline{x_i}^2) \end{cases} \tag{6.3}$$

A Tabela 6.1 reúne todo o procedimento realizado para aquisição dos valores dos momentos de inércia dos perfis 8, 9 e 10 e do CFF, em relação ao eixo rotativo do motor, ou seja, Ox.

Tabela 6.1: Processo de detrminação da inércia da carga referenciada no eixo Ox, para 0° de flexão.

	Volume [**mm**^{3}]	**Massa** [**kg**]	$\mathbf{F_g}$ [**N**]	**I'$_{xi}$** [**kgmm**^{2}]	$\overline{x_i}$ [**mm**]	$\overline{y_i}$ [**mm**]	$\overline{z_i}$ [**mm**]	$\mathbf{I_{xi}}$ [**kgmm**^{2}]
Perfil 8	367741.2	0.997	9.776	3480.255	-45	65	0	7690.80
Perfil 9	1045159.2	2.832	27.786	2741.009	-147.7	121.9	0	44829.09
Perfil 10	367741.2	0.997	9.776	3480.255	-250.4	65	0	7690.80
CFF	43196.9	0.117	1.148	69.019	-147.7	58.8	0	473.76

Somando todas as componentes de I_{xi} conclui-se que a inércia total da carga a acelerar é de 60684.452 kgmm^2.

Para a estimativa do binário dinâmico resta definir a aceleração máxima de operação do motor. De modo geral, dois tipos de ensaios podem ser realizados com o simulador projetado, estáticos ou dinâmicos. O primeiro engloba a fixação estática do joelho a diferentes posições, enquanto o segundo envolve a realização de movimentos de flexão/extensão, adução/abdução e rotação interna/externa contínuos para estudos de dinâmica, cujo objetivo seja perceber o impacto destas rotações nos joelhos durante a realização de atividades específicas, como marcha, à medida que uma força compressiva é exercida. A vantagem da utilização de motores passo-a-passo é permitir executar todos estes estudos através da alteração dos parâmetros no bloco de controlo.

Dada a variedade de possibilidades, o motor foi dimensionado para o caso mais extremo, correspondente à solicitação dinâmica, onde o tempo entre posições é relevante e menor, provocando um aumento da aceleração e, consequentemente do binário requerido. Para aplicações de posicionamento, um baixo tempo entre posições não é exigido.

De modo a simular a marcha, adotou-se a premissa de que a duração de um ciclo de marcha é equivalente ao tempo para completar a realização do movimento de flexão/extensão. Normalmente o tempo médio de marcha nos homens adultos é cerca de 1.06 s, e nas mulheres adultas de aproximadamente 1.02 s [18]. Assim, impôs-se um tempo de 1 segundo para realização do movimento de flexão/extensão.

Tal como mencionado no Capítulo 2, o movimento de flexão do joelho pode apresentar amplitude até 160° e extensão entre 0° e 10°. No entanto, devido a restrições de projeto, para que não haja interferência entre componentes, o ângulo de flexão máximo é limitado a 100°, na máxima posição de avanço na guia PD. Com base nesta informação, para incluir todas as possibilidades e por ser mais conservador, pois quanto maior o ângulo, maior a aceleração, considerou-se que o movimento de flexão/extensão ocorre entre -10° e 100°.

Neste cenário, em apenas um pulso de comando, a carga deve passar da posição de -10° a 100° em 1 segundo, ou seja, o ângulo entre posições consecutivas é de 110°.

Para o movimento de toda a carga assumiu-se um perfil de velocidade trapezoidal, como representado na curva da Figura 6.6. Por observação desta constata-se que este tipo de perfil inclui rampa de aceleração constante, seguida de um intervalo de tempo em que a velocidade é uniforme, e no restante percurso até à posição final, o motor encontra-se em fase de desaceleração constante.

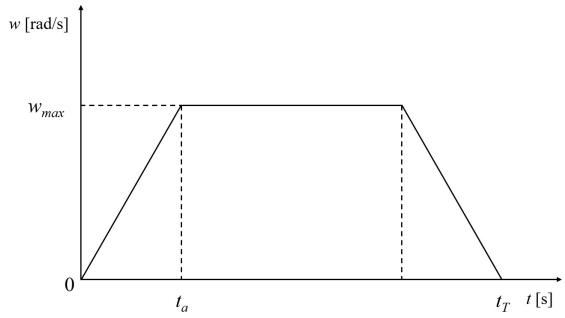


Figura 6.6: Perfil trapezoidal de velocidade do motor.

Forçando um tempo de aceleração igual ao de desaceleração e equivalente a 25% do tempo total de posicionamento de 1 s então, o tempo de aceleração é de 0.25 s. [104]. Uma vez que área debaixo da curva da Figura 6.6 equivale à posição final, θ, de 110°, é possível determinar a máxima aceleração angular, α (declive da reta tangente à curva na fase de aceleração), em função dos tempos total, t_t, e de aceleração, t_a, impostos:

$$\begin{gathered} \theta = {t_a}^2 \cdot \alpha + \alpha \cdot t_a \cdot (t_t - 2 \cdot t_a) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{110 \cdot \pi}{180} = 0.25^2 \cdot \alpha + \alpha \cdot 0.25 \cdot (1 - 2 \cdot 0.25) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \alpha = 10.24 \text{ rad/s}^2 \end{gathered} \tag{6.4}$$

A velocidade angular máxima de operação, $\omega_{\max}$, por sua vez é dada por:

$$w_{\max} = \alpha \cdot t_a = 10.24 \cdot 0.25 = 2.56 \text{ rad/s} \tag{6.5}$$

Por último, sabendo a aceleração e o momento de inércia da carga em relação ao eixo do motor, o binário dinâmico pode ser calculado:

$$T_{\text{carga}}^{\text{motor}} = I_{\text{carga}}^{\text{motor}} \cdot \alpha = 60684.452 \cdot 10^{-6} \cdot 10.24 \approx 0.621 \text{ Nm} \tag{6.6}$$

Após determinação do binário de aceleração segue-se o cálculo do binário estático. As principais forças a considerar são o peso da estrutura em formato de "U" mais o CFF, o joelho e as forças de fricção entre os veios e os casquilhos devido à existência de movimento rotacional relativo entre eles. Como explicado previamente, a contribuição do joelho foi desprezada, bem como o binário resultante do atrito entre os veios e os casquilhos dado que o coeficiente de atrito tem valor muito baixo, compreendido entre 0.08 μm e 0.15 μm (Tabela 5.10).

Consequentemente, o binário estático resulta somente da ação do peso da estrutura em "U" e CFF acoplado e depende da distância do eixo de rotação do motor ao centro de massa do conjunto, medida ao longo de Oy, de acordo com a Equação 6.7. Esta força

causa um momento em Ox, na direção do eixo do motor. Esse momento é máximo para a máxima distância entre o centro de massa do conjunto e o eixo do motor, razão pela qual todo o dimensionamento foi efetuado para 0° de flexão, ou seja, quando o joelho está estendido.

$$T_{\text{estatico}}^{\text{motor}} = F_{\text{g}} \cdot \overline{y} \tag{6.7}$$

Onde, o centro de massa do conjunto, $\overline{y}$, pode ser obtido através da Equação 6.8.

$$\overline{y} = \frac{\sum \overline{y_{\text{i}}} \cdot m_{\text{i}}}{\sum m_{\text{i}}} \tag{6.8}$$

Por análise da Tabela 6.1, conclui-se que o peso total é de 48.5 N e, por aplicação da equação anterior e substituição dos respetivos valores, a coordenada $\overline{y}$ do centro de massa do conjunto é aproximadamente 97.46 mm. Assim, o binário estático é:

$$T_{\text{estatico}}^{\text{motor}} = F_{\text{g}} \cdot \overline{y} = 48.5 \cdot 97.46 \cdot 10^{-3} \approx 4.726 \text{ Nm} \tag{6.9}$$

Somando os valores dos binários estático e dinâmico determinou-se o binário requerido pela aplicação:

$$T_{\text{apl,max}}^{\text{motor,Ox}} = T_{\text{estatico}}^{\text{motor}} + T_{\text{carga}}^{\text{motor}} = 4.726 + 0.621 \approx 5.35 \text{ Nm} \tag{6.10}$$

Como medida adicional de segurança, para acomodar desgaste mecânico, problemas de lubrificação e/ou fricção, sobreaquecimento, algumas imprecisões ou considerações simplificadas nas variáveis ao longo dos cálculos e garantir que o motor não perde passos, em motores passo-a-passo deve-se prever 50% de binário a mais face ao necessário pela aplicação. Isto é, para que a aceleração da carga seja possível, o motor a selecionar deve dispor de um binário superior a 8.03 Nm, rejeitando por enquanto a inércia do rotor [104].

$$T_{\text{m}} \geq 0.5 \cdot T_{\text{apl,max}}^{\text{motor,Ox}} + T_{\text{apl,max}}^{\text{motor,Ox}} \geq 1.5 \cdot 5.35 \approx 8.03 \text{ Nm} \tag{6.11}$$

Perante todas as condições foi escolhido o modelo de motor passo-a-passo híbrido do fornecedor *Stepperonline* 34HS46-6004D-E1000 (Figura 6.7). Este é um motor de binário nominal ou de retenção (*holding torque*) 9 Nm, com passo de 1.8°, *encoder* incluído e cuja ligação à carga é feita por chaveta.



Figura 6.7: Ilustração do motor 34HS46-6004D-E1000 selecionado [83].

A Tabela 6.2 reúne as principais propriedades do motor eleito. Mais detalhes sobre o produto, incluindo desenho de definição, encontram-se no Apêndice XVI.

Tabela 6.2: Características do motor Nema 34 34HS46-6004D-E1000 (Apêndice XVI) [83].

Binário nominal [Nm]	9
Massa [kg]	3.8
Passo [°]	1.8
Corrente Nominal [A]	6
Carga axial máxima no veio [N]	15
Carga radial máxima no veio [N]	75
Inércia do rotor [gcm^2]	2700

Uma vez escolhido o motor é necessário verificar que, para além da carga, o mesmo tem capacidade de acelerar o rotor do motor. Por consulta da folha descritiva, verifica-se que a inércia do rotor é de 2700 gcm^2. Assim e acrescentando mais 50% como margem de segurança resulta:

$$\begin{aligned} T_{\mathrm{m}} &\geq 1.5 \cdot T_{\mathrm{apl,max}}^{\mathrm{motor,Ox}} \\ &\geq 1.5 \cdot \left(T_{\mathrm{estatico}}^{\mathrm{motor}} + T_{\mathrm{carga}}^{\mathrm{motor}} + T_{\mathrm{rotor}}^{\mathrm{motor}}\right) \\ &\geq 1.5 \cdot \left(4.726 + 60684.452 \cdot 10^{-6} \cdot 10.24 + 2700 \cdot 10^{-7} \cdot 10.24\right) \\ &\geq 1.5 \cdot 5.35 \\ &\geq 8.03 \text{ Nm} \end{aligned} \tag{6.12}$$

Por análise da expressão anterior conclui-se que o motor deve disponibilizar um binário superior a 8.03 Nm pelo que, o motor selecionado é válido, conseguindo acelerar o mecanismo em questão.

Importa realçar que o binário de 9 Nm do motor é o de retenção, ou seja, é medido a uma velocidade nula. Visto que o binário diminui à medida que a velocidade aumenta, resta por último verificar se à velocidade máxima de funcionamento do motor, o seu desempenho continua a ser superior ao mínimo requisitado. A Figura 6.8 apresenta a

curva de binário-velocidade (curva de *Pull-out torque*) característica do modelo de motor escolhido, fornecida pelo fabricante.

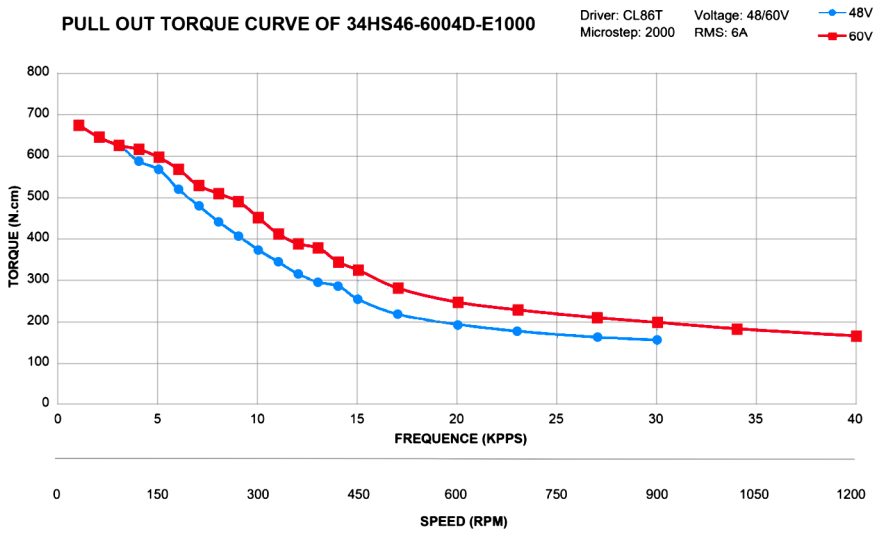


Figura 6.8: Curva binário-velocidade do motor 34HS46-6004D-E1000 [83] (Adaptada).

Para uma velocidade de 2.56 rad/s, ou seja, 24 rpm, e curva de 48 V, o binário disponível é cerca de 6.8 Nm. Embora inferior ao requerido assumindo uma margem de segurança de 50%, é superior ao mínimo exigido pela aplicação de 5.35 Nm, conferindo um fator de segurança de 1.2. Este aspeto aliado ao facto de ter sido assumido um tempo de marcha para uma amplitude de movimento de 110°, significativamente superior ao que se verifica durante essa atividade, torna o dimensionamento conservativo, fazendo com que a escolha final de motor seja adequada: modelo 34HS46-6004D-E1000 de 9 Nm.

6.1.2 Motor Adução/Abdução (AD/AB)

A estrutura rotativa organizada em "O", composta pelos perfis 4, 5, 6 e 7, aos quais estão fixos a estrutura em "U", o CFF e ainda o motor F/E, serve para replicação de adução/abdução. Esta rotação, introduzida pelo motor AD/AB, decorre em torno do eixo ântero-posterior, Oz (Figura 6.9).

A determinação do binário requerido pela aplicação foi conduzida através de uma metodologia análoga à empregue para o motor F/E. Contudo, para o motor agora em análise, a ausência de componentes estruturais cujo peso gere momento na direção do eixo do motor, Oz, elimina a necessidade de contabilizar a componente de binário estático devido a forças gravitacionais. Consequentemente, o binário requerido é exclusivamente função do binário dinâmico, associado à da inércia do sistema e à aceleração angular. Conforme abordado previamente, as contribuições do atrito entre veio e casquilhos, bem como as inércias dos veios e joelho foram desprezadas.

Por aplicação das equações 6.1 e 6.2 determinaram-se os momentos de inércia de cada um dos elementos a movimentar em relação aos respetivos centroides. De seguida,

procedeu-se ao cálculo das coordenadas dos centros de massa de cada peça, relativamente ao sistema de eixos de referência representado na Figura 6.9 (origem no centro do perfil 4, com eixo Oz coincidente com eixo de rotação do motor) e para 0° de flexão. Nessa configuração, a distância da estrutura em "U" ao eixo do motor, medida ao longo da coordenada y, atinge o valor máximo, maximizando a inércia do sistema.

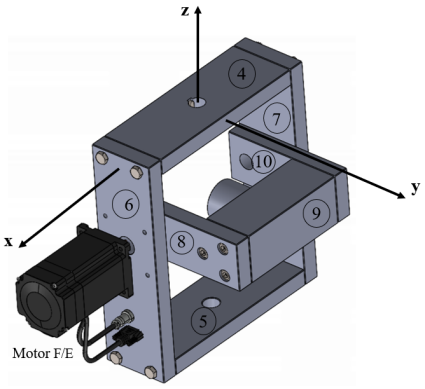


Figura 6.9: Ilustração *SolidWorks*® do sistema de eixos para definição dos momentos de inércia, com posicionamento a 0° de flexão.

Finalmente, recorreu-se ao Teorema de Steiner (Equação 6.3) para obtenção dos momentos de inércia em relação ao eixo pretendido, Oz. A Tabela 6.3 apresenta o conjunto de cálculos efetuado. Informações sobre o centro de massa do motor F/E foram conseguidas pelo modelo de *Solidworks*® disponibilizado pelo fabricante.

Tabela 6.3: Processo de detrminação da inércia da carga referenciada no eixo Oz, para 0° de flexão.

	Volume [mm^3]	**Massa** [kg]	$\mathbf{F_g}$ [N]	$\mathbf{I'_{zi}}$ [$kgmm^2$]	$\overline{x_i}$ [mm]	$\overline{y_i}$ [mm]	$\overline{z_i}$ [mm]	$\mathbf{I_{zi}}$ [$kgmm^2$]
Perfil 4	696772.8	1.888	18.524	13095.446	0	0	0	13095.45
Perfil 5	696772.8	1.888	18.524	13095.446	0	0	-324.6	13095.45
Perfil 6	903224.0	2.448	24.012	2237.175	-147.7	0	-162.3	55635.27
Perfil 7	903224.0	2.448	24.012	2237.175	-147.7	0	-162.3	55635.27
Perfil 8	367741.2	0.997	9.776	3051.620	-102.7	65	-132.3	17773.37
Perfil 9	1045159.2	2.832	27.786	9017.934	0	121.9	-132.3	51106.02
Perfil 10	367741.2	0.997	9.776	3051.620	102.7	65	-132.3	17773.37
CFF	43196.9	0.117	1.148	69.019	0	58.8	-132.3	473.76
Motor F/E		3.8	37.278	5611.040	267.66	0	-162.3	277850.17

Os dados tabulados permitem inferir que a inércia total da carga a acelerar é de aproximadamente 502438.13 $kgmm^2$.

Quanto ao valor de aceleração máxima, assumiu-se na mesma um perfil de velocidades trapezoidal e foi fixado um tempo total de movimento de 1 s, com uma fase de

aceleração de 0.25 s, a fim de rodar a carga da maior amplitude que geralmente se consegue obter em movimentos de adução/abdução no joelho. Conforme evidenciado no Capítulo 2, valores máximos de adução e abdução estão normalmente compreendidos entre 6° e 8°, tendo sido imposta uma amplitude máxima tanto de adução, como de abdução de 8°. Deste modo, em 1 segundo, o motor em estudo deve transitar da posição de -8° a 8°. A amplitude total resultante de 16° corresponde à área debaixo da curva velocidade-tempo, pelo que a aceleração angular máxima é:

$$\begin{gathered} \theta = {t_\mathrm{a}}^2 \cdot \alpha + \alpha \cdot t_\mathrm{a} \cdot (t_\mathrm{t} - 2 \cdot t_\mathrm{a}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{16 \cdot \pi}{180} = 0.25^2 \cdot \alpha + \alpha \cdot 0.25 \cdot (1 - 2 \cdot 0.25) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \alpha = 1.49 \text{ rad/s}^2 \end{gathered} \tag{6.13}$$

A velocidade angular máxima vem:

$$w_\mathrm{max} = \alpha \cdot t_\mathrm{a} = 1.49 \cdot 0.25 = 0.37 \text{ rad/s} \tag{6.14}$$

Sabendo a aceleração, o momento de inércia total, referenciado em Oz, e assegurando uma margem de segurança de binário adicional de 50%, o binário máximo requerido pela aplicação é de:

$$T_\mathrm{m} \geq 1.5 \cdot T_\mathrm{apl,max}^\mathrm{motor,Oz} \geq 1.5 \cdot T_\mathrm{carga}^\mathrm{motor} \geq 1.5 \cdot 1.49 \cdot 502438.13 \cdot 10^{-6} \geq 1.13 \text{ Nm} \tag{6.15}$$

Atendendo a todos os aspetos e por se adequar ao necessário, optou por selecionar-se um modelo equivalente ao escolhido para o motor F/E, do fornecedor *Stepperonline*, 34HS46-6004D-E1000 (Figura 6.7 e Apêndice XVI).

Tal como efetuado para o motor F/E, foi verificado o binário requerido contabilizando a inércia do rotor de 2700 gcm^2:

$$T_\mathrm{m} \geq 1.5 \cdot T_\mathrm{apl,max}^\mathrm{motor,Oz} \geq 1.5 \cdot \left(T_\mathrm{carga}^\mathrm{motor} + T_\mathrm{rotor}^\mathrm{motor}\right) \geq 1.5 \cdot 1.49 \cdot 10^{-6} \cdot (502438.13 + 270) \geq 1.13 \text{ Nm} \tag{6.16}$$

Uma vez que o binário necessário é inferior ao binário de retenção do motor de 9 Nm então, este pode ser aplicado para impor os movimentos de adução e abdução. Ademais, por análise da curva da Figura 6.8 conclui-se que, para a velocidade desejada, de aproximadamente 4 rpm, e tensão de 48 V, o motor dispõe de um binário de 7 Nm, ou seja, muito superior ao necessário.

6.1.3 Motor Rotação Interna/Externa (RI/RE)

Por fim, o motor que origina o movimento de rotação interna/externa do joelho deve também rodar todos os elementos acoplados ao seu veio, incluindo rolamento, CFT e cubo. Devido ao modo de montagem preferido, todos os elementos referidos têm eixo de revolução coincidente com o eixo de rotação do veio pelo que, contrariamente ao que acontecia para os dois motores anteriores, a aplicação do Teorema de Steiner é dispensável. Paralelamente, a força gravítica das peças a acelerar não causa momento na direção do eixo do motor, Oy, ou seja, a parcela de binário estático é nula e o binário mínimo exigido pela aplicação ao motor depende apenas da componente de binário dinâmico, obrigatório para vencer a inércia da carga e do rotor.

Quanto à inércia da carga, esta deve incluir os momentos de inércia do cilindro de fixação da tíbia, do rolamento e do cubo, auferidos no centroide, relativamente a Oy recorrendo ao *SolidWorks*® dadas as complexas geometrias. O programa calcula automaticamente o volume das peças e impondo a massa de cada uma ou massa volúmica do material constituinte foi possível extrair diretamente os valores dos momentos de inércia de 383.96 kgmm^2, 16.00 kgmm^2 e 29.29 kgmm^2 para o CFT, cubo e rolamento, respetivamente. Somando todas as componentes, conclui-se que o momento de inércia da carga, relativamente ao eixo do motor é de 429.75 kgmm^2.

Tendo por base o descrito ao longo do capítulo de Anatomia, de modo geral a máxima rotação externa de um joelho está compreendida entre 30° e 40° e, por outro lado, a máxima rotação interna ronda os 10°. Seguindo o mesmo raciocínio dos anteriores, o dimensionamento do motor RI/RE considerou uma amplitude de interesse testar entre -10° e 40°, ou seja, um total de 50°, abrangendo os casos extremos.

Atribuindo um perfil de velocidades trapezoidal e tempo total de movimento 1 s, dos quais 0.25 s são dedicados à fase de aceleração, por um método análogo ao que tem vindo a ser realizado, a aceleração angular é:

$$\begin{gathered} \theta = {t_\mathrm{a}}^2 \cdot \alpha + \alpha \cdot t_\mathrm{a} \cdot (t_\mathrm{t} - 2 \cdot t_\mathrm{a}) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{50 \cdot \pi}{180} = 0.25^2 \cdot \alpha + \alpha \cdot 0.25 \cdot (1 - 2 \cdot 0.25) \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \alpha = 4.65 \text{ rad/s}^2 \end{gathered} \tag{6.17}$$

A velocidade angular máxima é dada pela seguinte equação, implicando uma velocidade de rotação de 11 rpm.

$$w_\mathrm{max} = \alpha \cdot t_\mathrm{a} = 4.65 \cdot 0.25 = 1.16 \text{ rad/s} \tag{6.18}$$

Finalizada a definição da aceleração e inércia, foi determinado o binário mínimo da aplicação, considerando um coeficiente de segurança de 1.5 e desprezando por enquanto a inércia do rotor por ainda não ter sido escolhido:

$$T_{\text{apl,max}}^{\text{motor,Oy}} = 1.5 \cdot T_{\text{carga}}^{\text{motor}} = 1.5 \cdot I_{\text{carga}}^{\text{motor}} \cdot \alpha = 1.5 \cdot 10^{-6} \cdot 4.65 \cdot 429.75 \approx 0.003 \text{ Nm} \quad (6.19)$$

Por conveniência selecionou-se o motor passo-a-passo híbrido 34HS31-6004D-E1000, do mesmo fornecedor dos anteriores, *StepperOnline*, ligado ao cubo com facilidade por chaveta e que disponibiliza um binário estático de 4.8 Nm. A Tabela 6.4 reúne as principais características do motor selecionado e particularidades de desenho são apresentadas no Apêndice XVII.

Tabela 6.4: Características do motor Nema 34 34HS31-6004D-E1000 (Apêndice XVII) [84].

Binário nominal [Nm]	4.8
Massa [kg]	2.5
Passo [°]	1.8
Corrente Nominal [A]	6
Carga axial máxima no veio [N]	15
Carga radial máxima no veio [N]	75
Inércia do rotor [gcm^2]	1400

Apesar da superioridade do valor do binário nominal do motor em comparação com o binário mínimo foi confirmada a capacidade de aceleração do rotor do próprio motor, sabendo que a sua inércia é 1400 gcm^2. Recorrendo à equação anterior do binário da aplicação e acrescentando o binário necessário para acelerar o rotor, para um fator de segurança de 1.5, vem que:

$$T_{\text{m}} \geq 1.5 \cdot T_{\text{apl,max}}^{\text{motor,Oy}} \geq 1.5 \cdot \left(T_{\text{carga}}^{\text{motor}} + T_{\text{rotor}}^{\text{motor}}\right) \geq 1.5 \cdot 4.65 \cdot 10^{-6} \cdot (429.75 + 140) \geq 0.004 \text{ Nm} \quad (6.20)$$

Para que o sistema funcione corretamente, o motor deve disponibilizar um binário superior a 0.004 Nm, valor muito inferior ao nominal o que valida a opção selecionada, restando apenas garantir que à velocidade máxima de funcionamento, o motor continua a disponibilizar um binário superior ao mínimo necessário. Na Figura 6.10 é exibida curva de binário-velocidade característica do modelo de motor escolhido, fornecida pelo fabricante.

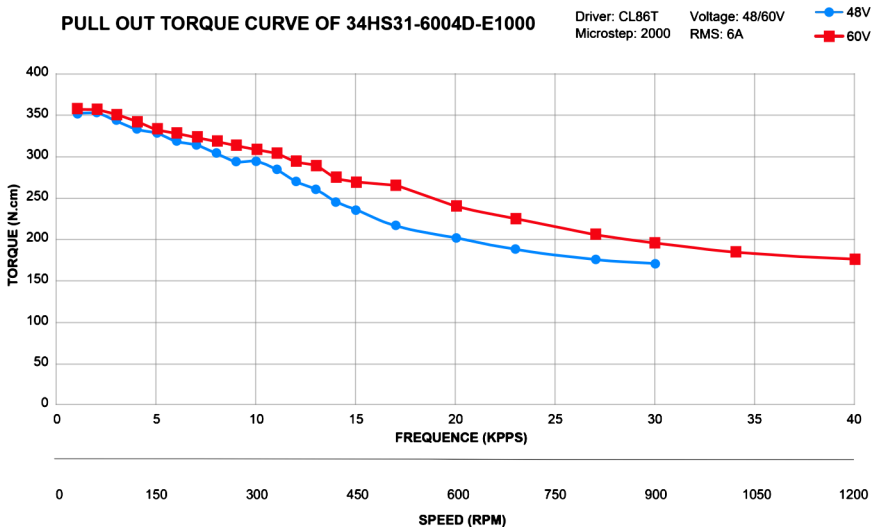


Figura 6.10: Curva binário-velocidade do motor 34HS31-6004D-E1000 [84] (Adaptada).

À velocidade de 11 rpm e para a curva de 48 V, o binário disponível é aproximadamente 3.5 Nm, muito superior ao mínimo requerido, fazendo do motor eleito uma solução adequada.

6.2 *Drivers*

No bloco de controlo (Figura 6.1), tradicionalmente implementado por um microcontrolador, são gerados os impulsos e definidas as sequências de comando. Tal componente pode facilmente ser programado recorrendo, por exemplo, ao Arduino®, plataforma de *hardware* e *software* de código aberto [105].

Selecionar a tensão e corrente apropriadas é essencial para o correto funcionamento dos motores uma vez que condicionam as suas características de binário e velocidade. Microcontroladores debitam correntes elétricas e tensão de intensidades máximas inferiores às necessárias para o controlo de motores passo-a-passo pelo que, se torna imperativa a implementação de *drivers*. Estes dispositivos eletrónicos servem de ponte entre o bloco de controlo e os motores, garantindo o fornecimento de corrente de intensidade necessária para o acionamento adequado dos motores. Ao receberem os sinais de microcontroladores, relacionados com a frequência e sentido de rotação pretendidos, os *drivers* interpretam-nos e enviam uma resposta em corrente elétrica que alimenta os enrolamentos do estator do motor, segundo a sequência e intervalo de tempo estipulados no bloco de controlo [106].

A máxima corrente de saída do *driver* é essencial para estabelecer o binário máximo disponível de cada motor. Deste modo, para a seleção destes componentes foi fulcral assegurar que, para os binários efetivos (função da aplicação) de cada motor, e tendo em conta

os seus binários nominais, os *drivers* fornecem corrente elétrica de intensidade suficiente. Optou-se pela seleção de *drivers* do mesmo fornecedor dos motores, *StepperOnline*.

Como as curvas de binário-corrente não são disponibilizadas pelo fabricante, foi assumida uma relação linear entre estas duas variáveis, descrita pela Equação 6.21:

$$I_{\mathrm{ef}}^{\mathrm{motor}} = \frac{I_{\mathrm{N}}^{\mathrm{motor}} \cdot T_{\mathrm{ef}}^{\mathrm{motor}}}{T_{\mathrm{N}}^{\mathrm{motor}}} \tag{6.21}$$

- $\mathrm{I}_{\mathrm{ef}}^{\mathrm{motor}}$: Corrente efetiva do motor, requerida pela aplicação [A]
- $\mathrm{I}_{\mathrm{N}}^{\mathrm{motor}}$: Corrente nominal do motor [A]
- $\mathrm{T}_{\mathrm{ef}}^{\mathrm{motor}}$: Binário efetivo do motor, requerido pela aplicação [Nm]
- $\mathrm{T}_{\mathrm{N}}^{\mathrm{motor}}$: Binário nominal do motor [Nm]

A partir das informações contidas nos Apêndices XVI e XVII sabe-se que os dois tipos de motores selecionados possuem corrente nominal de 6 A, o motor 34HS46-6004D-E1000 admite binário de 9 Nm e o motor 34HS31-6004D-E1000 disponibiliza no máximo um binário de 4.8 Nm. Adicionalmente, aquando do dimensionamento dos motores, foi possível auferir os binários requeridos pelas aplicações, contabilizando inércia dos rotores e incluindo fator de segurança para um estudo mais conservativo. Assim, para cada um dos motores substituíram-se os respetivos valores na Equação 6.21, a fim de se obter a corrente elétrica efetiva de cada um. A Tabela 6.5 compila os resultados obtidos.

Tabela 6.5: Corrente efetiva dos motores utilizados [83], [84].

Motor	**Modelo**	$\mathbf{I_N^{motor}}$ **[A]**	$\mathbf{T_N^{motor}}$ **[Nm]**	$\mathbf{T_{ef}^{motor}}$ **[Nm]**	$\mathbf{I_{ef}^{motor}}$ **[A]**
F/E	34HS46-6004D-E1000	6	9	8.03	5.35
AD/AB	34HS46-6004D-E1000	6	9	1.13	0.75
RI/RE	34HS31-6004D-E1000	6	4.8	0.004	0.003

Analisando a tabela anterior conclui-se que a corrente fornecida pelo *driver* tem de ser igual ou superior a 5.35 A no caso do motor de flexão/extensão, 0.75 A para o motor de adução/abdução e 0.003 A A para o motor de rotação interna/externa. Atendendo a este aspeto e por serem compatíveis com os motores em causa, foram escolhidos três *drivers* do mesmo modelo, CL86T-V41, da *StepperOnline* (Figura 6.11), para alimentação e controlo de cada um dos motores passo-a-passo. Estes dispositivos fornecem correntes ajustáveis de saída compreendidas entre 0 A e 8 A, e tensão 48 VDC, adequando-se à aplicação destinada.

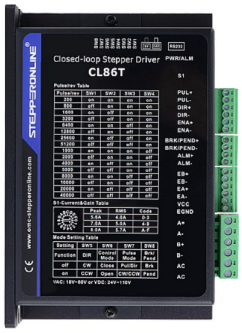


Figura 6.11: Ilustração do *driver* CL86T-V41 selecionado [107].

Os *drivers* escolhidos permitem a alimentação dos motores em micropasso. Motores a operar a baixas velocidades são mais propensos a fenómenos de ressonância, vibração e ruído, que podem gerar perdas de passos. Um dos métodos mais económicos, comparativamente com a instalação de redutores, de solucionar estes constrangimentos é por redução da amplitude do passo, levando a movimentos mais suaves e contínuos do eixo do motor [108].

6.3 Fontes de Alimentação

A fonte de alimentação, como se deduz a partir da Figura 6.1, é responsável por converter corrente elétrica alternada, proveniente da rede, de valor 230 VAC, em corrente contínua, DC, utilizada para alimentar o *driver* e, posteriormente os motores. A desadequada eleição da fonte de alimentação pode comprometer o desempenho do motor, potenciando o seu funcionamento lento e causando desperdícios desnecessários de energia, ou pelo contrário, a fonte pode não fornecer energia suficiente para alimentação do motor [109]. Assim, devem ser tidos em consideração a corrente elétrica e tensão nominais do motor.

Nas curvas binário-velocidade dos dois modelos de motores eleitos (Figura 6.8 e Figura 6.10) é indicado que a tensão nominal dos mesmos pode ser 48 VDC ou 60 VDC. Neste sentido e para minimizar perdas por calor associadas a maiores valores de tensão, selecionou-se 48 VDC de tensão nominal para todos os motores [110].

Relativamente à corrente elétrica nominal, como já mencionado, os dois tipos de motores suportam valores até 6 A embora, em termos efetivos, a corrente necessária fornecer seja menor.

Finalmente, a potência mínima exigida à fonte de alimentação pode ser avaliada mediante a potência nominal do motor, dada pela Equação 6.22, assegurando uma margem de segurança de 20% [109]:

$$P_{\mathrm{N}} = n \cdot I_{\mathrm{N}} \cdot V \cdot 1.2 = 6 \cdot 48 \cdot 1.2 = 345.6 \cdot n \text{ W} \tag{6.22}$$

- P_N: Potência nominal do motor [W]
- I_N: Corrente elétrica nominal do motor [A]
- V: Tensão de alimentação [V]
- n: Número de motores a alimentar

Utilizando apenas uma fonte de alimentação para os três motores (n=3), uma vez que estes possuem a mesma corrente e tensão, a potência e corrente nominais da fonte a selecionar deverão ser iguais ou superiores ao somatório das potências e correntes nominais de cada motor, ou seja, 1036.8 W e 18 A, respetivamente. O emprego de três fontes, uma por cada motor (n=1), exige que cada fonte possua potência máxima de pelo menos 345.6 W, permita operações a 48 VDC e forneça pelo menos 6 A.

Importa notar que a fórmula apresentada na Equação 6.22 constitui apenas uma estimativa podendo variar consoante as condições de trabalho, isto é, pode não corresponder à potência efetiva da aplicação, a qual depende do binário e velocidade (Equação 6.23).

$$P_{\mathrm{apl}} = T^{\mathrm{motor}}_{\mathrm{apl,max}} \cdot \omega_{\mathrm{max}} \tag{6.23}$$

Tal como verificado previamente, o binário e corrente efetivos são inferiores aos nominais de cada motor, o que significa que a potência efetiva do motor será também menor do que a nominal. Consequentemente, não são necessários valores de potência da fonte tão elevados quanto os mencionados. No entanto, optando pelo conservadorismo, a análise foi feita para o caso que conduz ao máximo valor de potência nominal que o motor admite, ou seja, segundo o demonstrado na Equação 6.22.

Após avaliação de mercado e produtos disponíveis, concluiu-se que a opção mais económica é a utilização de três fontes de alimentação. Esta escolha revela-se ainda benéfica por provocar menor aquecimento e, em termos económicos por permitir a substituição individual de apenas uma fonte, em situação de avaria.

Ponderadas as condições impostas, selecionaram-se três fontes de alimentação do mesmo modelo LRS-350-48 (Figura 6.12), do fabricante *StepperOnline*, cada uma responsável por alimentar cada um dos conjuntos motor e respetivo *driver*. Estas fontes podem ser alimentadas a 230 VAC, têm eficiência de 89%, são capazes de gerar até 350 W de potência útil e fornecer até 7.3 A de corrente elétrica, a 48 VDC.



Figura 6.12: Ilustração da fonte de alimentação LRS-350-48 selecionada [111].

Capítulo 7

Projeto Pneumático

A estrutura femoral foi montada num sistema de guias lineares, o que permite a realização dos movimentos nos sentidos proximal e distal durante os ensaios. A ocorrência dessas translações é forçada e controlada por meio de um atuador pneumático, dispositivo usado para converter ar comprimido em força e/ou movimento. O avanço e recuo da haste promove, respetivamente, as translações distal e proximal. O presente capítulo foca no processo de seleção e dimensionamento do cilindro pneumático.

7.1 Cilindro Pneumático

A seleção de um cilindro pneumático justifica-se pela sua robustez, simplicidade em termos de construção, operação e instalação, e sobretudo, pela facilidade de controlo direto da força aplicada por regulação do nível de pressão e do modo de pressurização das câmaras - maior pressão promove o aumento da força. Este tipo de componentes permite também o controlo da velocidade por ajuste do caudal de ar.

Para implementação no simulador foi escolhido um cilindro pneumático linear assimétrico de duplo efeito com haste e amortecimento elástico (P). Cilindros de duplo efeito executam movimentação nos dois sentidos por injeção de ar comprimido em ambas as câmaras. Quanto aos amortecedores, estes desempenham um papel importante na proteção do atuador contra desgaste ou danos resultantes do impacto a elevada velocidade do pistão/êmbolo no fim de curso. Assim, amortecedores absorvem a energia e funcionam como sistema de travagem permitindo uma paragem suave, controlada e segura nos fins de curso, aumentando, por conseguinte, a vida útil do componente. Vários princípios de amortecimento poderiam ter sido escolhidos: amortecimento pneumático ajustável (PPV), amortecimento pneumático automático (PPS) ou amortecimento mecânico ou elástico (P). Nos dois primeiros, o processo de amortecimento é feito por aprisionamento de ar nos fins de curso com a aproximação da haste, diferindo no modo como a passagem de ar é restrita. No caso PPV, a restrição de ar é ajustada manualmente com parafuso, o que exige alguma experiência por parte do operador, e para PPS, o ajuste é automático. Qualquer uma destas opções revela-se mais complexa e economicamente menos acessível em comparação com o amortecimento elástico. Este é o método mais comum, barato e simples, indicado,

nomeadamente, para aplicações a velocidades baixas. Recorre a um elastómero nos fins de curso que se deforma elasticamente de cada vez que o cilindro colide com eles, recuperando posteriormente a forma inicial. Ponderando o rácio preço/desempenho, optou-se por selecionar o amortecimento elástico.

Após estipulação das características físicas, resta definir as características de performance caracterizadas pelas forças teórica e disponível, curso disponível e diâmetro mínimo do êmbolo necessário à aplicação da carga desejada.

De modo a permitir o estudo de aplicação de cargas axiais de diferentes intensidades é fulcral adequar o cilindro pneumático, garantindo que a gama de pressões em que o mesmo pode operar compreende os valores mínimo e máximo de força que se pretende exercer. Assim, não basta analisar o caso de emprego de carga máxima de 3000 N, é também necessário avaliar a situação oposta.

A força axial é representativa do peso corporal e, tal como referido o valor de 3000 N foi pensado como sendo, aproximadamente, o triplo de um indivíduo de massa 100 kg. Relativamente à carga mínima, esta foi arbitrada considerando o peso de um indivíduo de 50 kg, o que equivale a aproximadamente 500 N.

Cálculos preliminares requerem a determinação do intervalo de valores em que a força teórica deverá estar contida, sabendo que a força efetiva ou disponível do cilindro pode variar entre 50 N e 3000 N. Importa mencionar que a força teórica é apenas função da pressão de trabalho e da área útil do êmbolo, não contabilizando qualquer tipo de perdas. Por outro lado, a força disponível diz respeito à força teórica diminuída dos atritos e forças resistivas devido a perdas nas válvulas, condutas de admissão às câmaras do cilindro, inércias, etc. Tais forças resistivas traduzem-se num fator de carga normalmente compreendido entre 60% e 80%. Considerando um valor médio de 70%, a carga teórica deve estar incluída na seguinte gama de valores:

$$\frac{F_{\mathrm{d}}^{\min}}{0.7} \leq F_{\mathrm{t}} \leq \frac{F_{\mathrm{d}}^{\max}}{0.7} \Leftrightarrow \frac{500}{0.7} \leq F_{\mathrm{t}} \leq \frac{3000}{0.7} \Leftrightarrow 714.3 \leq F_{\mathrm{t}} \leq 4285.7 \text{ [N]} \tag{7.1}$$

- $\mathrm{F_d^{min}}$: Força disponível mínima [N]
- $\mathrm{F_d^{max}}$: Força disponível máxima [N]
- $\mathrm{F_t}$: Força teórica [N]
- 0.7: Fator de carga

A determinação do diâmetro mínimo do êmbolo depende quer da força teórica, quer da pressão de operação. Numa primeira etapa foi considerado um valor médio de força teórica e uma pressão de trabalho comum de 6 bar. Posteriormente, por um processo iterativo, procurou-se selecionar um cilindro cujas pressões de operação permitissem forças de 714 N a 4286 N, por regulação do valor de pressão. Os cálculos subsequentes foram realizados para a fase de avanço do atuador linear, responsável pela geração de força

de compressão durante a translação distal. Este estágio é considerado crítico devido à demanda por maior esforço, em contraste com a fase de retração, na qual a translação proximal ocorre sem a necessidade de exercer carga sobre o sistema. O recuo do cilindro destina-se essencialmente a acomodar dimensões variáveis dos joelhos cadavéricos, possibilitar o posicionamento dos espécimes, além de facilitar os processos de montagem e desmontagem. O avanço ocorre por pressurização da câmara de maior área útil, independente do diâmetro da haste, resultando numa força atuante superior.

Tal como referido, para uma força teórica de aproximadamente 2508 N, valor médio entre 714 N e 4286 N, pressão de 6 bar, o diâmetro mínimo do êmbolo é de:

$$p = \frac{F_{\mathrm{t}}}{A_{\mathrm{emb}}} \Leftrightarrow p = \frac{F_{\mathrm{t}}}{\frac{\pi}{4} \cdot {D_{\mathrm{emb}}}^2} \Leftrightarrow 6 \cdot 10^5 = \frac{4 \cdot 2508}{\pi \cdot {D_{\mathrm{emb}}}^2} \Leftrightarrow D_{\mathrm{emb}} \approx 72.95 \text{ mm} \tag{7.2}$$

- p: Pressão de operação [bar]
- A_{emb}: Área do êmbolo do cilindro pneumático [m^2]
- D_{emb}: Diâmetro do êmbolo do cilindro pneumático [m]

Para um cilindro a funcionar a 6 bar ser capaz de exercer uma força de 2508 N, o diâmetro do êmbolo tem de ser pelo menos 72.95 mm. Face a esta informação selecionou-se o diâmetro normalizado mais próximo de 80 mm. A título de confirmação, para esse valor e considerando a gama de operações típicas de cilindros pneumáticos, de 0.6 bar a 10 bar [112], foram de seguida determinadas as forças teórica mínima e máxima passíveis de serem aplicadas, correspondentes às pressões mínima e máxima de operação, respetivamente:

$$p_{\min} = \frac{F_{\mathrm{t}}^{\min}}{A_{\mathrm{emb}}} \Leftrightarrow 0.6 \cdot 10^5 = \frac{4 \cdot F_{\mathrm{t}}^{\min}}{\pi \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2} \Leftrightarrow F_{\mathrm{t}}^{\min} = 301.6 \text{ N} \tag{7.3}$$

$$p_{\max} = \frac{F_{\mathrm{t}}^{\max}}{A_{\mathrm{emb}}} \Leftrightarrow 10 \cdot 10^5 = \frac{4 \cdot F_{\mathrm{t}}^{\max}}{\pi \cdot (80 \cdot 10^{-3})^2} \Leftrightarrow F_{\mathrm{t}}^{\max} = 5026.5 \text{ N} \tag{7.4}$$

Observando as equações precedentes conclui-se que, para um cilindro com êmbolo de diâmetro 80 mm, a força teórica correspondente à pressão mínima de 0.6 bar é inferior à força teórica mínima desejada de 714 N. Ao mesmo tempo, à pressão máxima de trabalho, a força teórica é superior à força teórica máxima desejada de 4286 N. Deste modo, garante-se que variando a pressão entre 0.6 bar e 10 bar é possivel aplicar forças teóricas entre 714 N e 4286 N, isto é, forças disponíveis compreendidas entre 500 N e 3000 N, como idealizado. Em suma, o ajuste da força de compressão para distintos ensaios é viável.

O deslocamento distal da estrutura femoral é induzido pela extensão do atuador pelo que, o seu curso deve ser suficiente para transmitir a carga axial desejada ao joelho. Em virtude da reduzida compressibilidade do material ósseo prevê-se que a força

aplicada rapidamente se faça sentir na amostra, sem que a mesma sofra deformações ou deslocamentos significativos, no entanto a sua quantificação precisa é complexa. Por outro lado, a seleção do curso do cilindro deve ser cuidadosamente pensada de modo que o seu recuo facilite e agilize a retirada e inserção das amostras e processos de montagem e desmontagem do próprio equipamento.

Atendendo aos fatores referidos, o comprimento do curso foi estimado como devendo ser superior às alturas mínimas medidas das secções femorais e tibiais, de 80 mm, para permitir o recuo completo para desmontagem. Após pesquisa, por ser o valor mais próximo normalizado, escolheu-se um comprimento de curso de 100 mm.

Diante as condicionantes de diâmetro e curso impostas e para operação em condições normais de funcionamento, selecionou-se o cilindro pneumático assimétrico de duplo efeito do fornecedor *FESTO*, modelo ADN-80-100-A-P-A, como ilustrado na Figura 7.1 (descrição no Apêndice IX).



Figura 7.1: Ilustração do atuador pneumático ADN-80-100-A-P-A selecionado [113].

Esta opção, cujas principais características são apresentadas na Tabela 7.1 compreende pressões de operação entre 0.6 bar e 10 bar, validando a análise efetuada previamente. Adicionalmente possui por defeito sensor de proximidade que permite detetar a posição.

Tabela 7.1: Características do cilindro pneumático ADN-80-100-A-P-A selecionado [88], [112], [113].

Tipo de cilindro pneumático	Linear assimétrico de duplo efeito
Diâmetro êmbolo [mm]	80
Curso [mm]	100
Diâmetro haste [mm]	20
Comprimento da haste [mm]	154.5
Rosca macho da haste (externa)	M16x1.5
Comprimento da rosca macho [mm]	28
Comprimento do corpo do cilindro [mm]	54 + Curso
Massa [g]	1140+(80/100·Curso)
Pressões de operação [bar]	0.6 a 10
Temperaturas de operação [°C]	-20 a 60
Amortecimento	Elástico (P)

Capítulo 8

Conclusão e Trabalhos Futuros

8.1 Conclusão

A dissertação proposta concluiu com sucesso a conceção de um simulador *in vitro* de joelho cadavérico humano, desenhado para auxílio no planeamento cirúrgico, em particular de lesões no ligamento cruzado anterior. O complexo protótipo desenvolvido permite a combinação de mecanismos de translação e rotação, associados à aplicação de carga fisiológica de compressão, representativa do peso corporal, contribuindo para a reprodução do movimento articular. A portabilidade é uma característica desejada do simulador, especialmente quando se considera a sua aplicação em contexto hospitalar. As dimensões relativamente compactas permitem um transporte interno ágil, facilitando a sua integração no hospital.

O *design* final é composto por uma estrutura femoral adaptada à fixação óssea do fémur, ao qual são permitidos três graus de liberdade devido a variados mecanismos de transmissão de movimento: translação próximo-distal, combinada com a aplicação de carga por meio de um cilindro pneumático, e rotações de flexão/extensão e de adução/abdução. O ângulo de flexão máximo é limitado a 100° devido a restrições intrínsecas ao projeto. Em adição, contém uma estrutura tibial, onde são fixos os ossos da tíbia e do perónio, sendo esta porção responsável pelo movimento de rotação interna/externa. Todos os movimentos rotacionais são conseguidos através da incorporação de motores passo-a-passo híbridos, cuidadosamente eleitos para a aplicação e funcionalidade destinadas.

Com o intuito de garantir uma base teórica sólida, o projeto iniciou-se com uma revisão aprofundada da literatura científica, identificando as principais tendências e avanços na área de equipamentos congéneres. A partir desse levantamento bibliográfico, o processo de construção do simulador seguiu uma abordagem metódica de complexa otimização com cariz iterativo, caracterizada por sucessivos ajustes e revisões à medida que o projeto avançava para fases mais avançadas, visando a obtenção de um equipamento confiável.

Em suma, através da seleção criteriosa dos materiais específicos para cada componente, aliada a cálculos analíticos rigorosos e exaustivos ou utilizando o método dos elementos finitos, o projeto determinou com êxito os parâmetros ideais para o desempenho do simulador. Priorizando constantemente a segurança, garantiu-se a robustez e a rigidez necessárias para atender aos requisitos operacionais e para que os elementos suportem os esforços previstos a que são sujeitos.

8.2 Trabalhos Futuros

Reconhecendo as limitações inerentes ao contexto académico, bem como restrições de tempo, o protótipo de simulador elaborado representa uma primeira versão funcional, mas simplificada de um projeto maior, servindo como ponto de partida para futuros refinamentos e consequente criação de um sistema mais complexo e completo.

Primeiramente, continuando no âmbito do projeto mecânico, ficou por dimensionar os parafusos de ligação entre as chapas da estrutura base e o perfil UPE, assim como validar numericamente o dimensionamento atribuído ao último. Ambos são aspetos necessários à continuação do projeto, dado o impacto na integridade estrutural e possibilidade de montagem.

A configuração atual do simulador, com apenas quatro graus de liberdade, restringe a sua capacidade de reproduzir fielmente a cinemática do joelho humano. Nesse sentido, a fim de permitir a simulação das translações ântero-posterior e médio-lateral e, por conseguinte, facilitar o posicionamento preciso dos joelhos em conformidade com a angulação natural entre o fémur e a tíbia, propõe-se a implementação de uma guia linear XY montada na chapa vertical ligada à estrutura tibial. Embora a introdução desses movimentos elimine o alinhamento do eixo anatómico da tíbia em relação à linha de ação da carga axial, induzindo flexão, em virtude dos baixos valores de tensão alcançados durante o trabalho, prevê-se que a integridade estrutural dos componentes não seja comprometida.

Ao longo da dissertação foi considerada uma distância fixa de 80 mm entre as secções transversais de corte dos ossos e o centro da articulação. Contudo, a variabilidade dimensional entre os espécimes de joelhos demanda uma maior flexibilidade do sistema de simulação. Enquanto a adaptação a cortes de tíbias maiores ou menores é viável dentro dos limites de deslocamento da guia PD, a variação da altura do fémur representa ainda um desafio. Por enquanto, a única solução passa pelo fabrico personalizado do CFF a cada joelho. Para contornar este constrangimento sugere-se a introdução de furos do tipo *slot* (ranhuras) ao longo das alturas dos perfis 8 e 10, permitindo o deslocamento e ajuste do perfil 9 e CFF, com posterior fixação por parafusos. Uma outra alternativa para joelhos com porções ósseas de alturas inferiores a 80 mm, envolve a criação de moldes cilíndricos em PMMA, moldados para acomodar o osso, mas de comprimento superior ao

osso, permitindo a fixação nos cilindros do sistema.

No seguimento, uma melhor definição dos métodos de fixação óssea, das características dos parafusos corticais para esse efeito e das dimensões dos espécimes a testar requer uma discussão mais aprofundada em colaboração com a equipa médica do hospital. Seguidamente, o atual *design* é limitado a 100° de flexão. Uma forma de aumentar o ângulo possível inclui a adaptação do simulador a joelhos de maior altura entre os cortes distais, de modo que as estruturas tibial e femoral fiquem mais afastadas ou utilização de cilindros de fixação de menores alturas.

Ademais, para analisar, como pretendido, as tensões e deformações nos ligamentos do joelho, em particular no LCA e ântero-lateral, propõe-se o revestimento da região de interesse com um *spray* de tinta branca, de modo a facilitar a medição do campo de deformações com recurso a um equipamento ótico associado à análise por correlação digital de imagem (*digital image correlation* – DIC). A tinta, não sendo totalmente opaca, permite a visualização da evolução comportamental dos tecidos e de alguns pontos de material, sendo o deslocamento medido através da distância entre eles.

A fim de expandir as capacidades do simulador e torná-lo uma ferramenta mais precisa com a obtenção de resultados mais fidedignos e realistas, deve ser contabilizada a contribuição ativa dos músculos na estabilização articular, através de um sistema de cabos conectados aos tendões, especialmente ao tendão do quadríceps femoral, essencial à estabilização da rótula.

A tese focou-se no estudo mecânico individualizado dos componentes pelo que seria interessante a realização de simulações numéricas para a globalidade da máquina, de forma a verificar a integridade estrutural do conjunto e validar algumas aproximações levadas a cabo, aumentando a fiabilidade do simulador produzido.

Adicionalmente, a finalização da execução dos desenhos de definição de todas as peças é imprescindível à construção física do simulador. Durante esta fase, questões económicas, desprezadas durante a tese, devem ser atendidas.

Ultimamente, foram excluídos da análise o estudo dos circuitos de controlo pneumático e elétrico, incluindo a incorporação de válvulas de segurança e um compressor, definição da ligação dos motores aos *drives* e a elaboração do código de programação para os seus controlos. Estes aspetos são fundamentais para a realização de póstumos testes experimentais no simulador.

Por fim, sugere-se a aplicação de uma célula de carga de seis graus de liberdade com vista à aquisição de valores referentes ao momentos e forças, grandezas não passíveis de serem inferidas diretamente pelo controlo dos motores ou pela guia PD.

Bibliografia

[1] K. Cassidy, "Design and Validation of a Dynamic Knee Injury Simulator," Master's thesis, University of Waterloo, Ontario, Canada, 2009.

[2] J. A. R. E. Pina, *Anatomia Humana da Locomoção*, 4th ed. Lidel - Edições Técnicas, Lda., 2010.

[3] Encyclopedia Britannica. (2023, março) "Hyaline Cartilage" . https://www.britannica.com/science/hyaline-cartilage. (Acedido mar., 2024).

[4] D. Carvalho, "Estudo Biomecânico dos Meniscos na Articulação do Joelho Humano," Master's thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2015.

[5] S. S. Malik and S. S. Malik, *Orthopaedic Biomechanics Made Easy.* Cambridge University Press, 2015.

[6] N. K. Al-Hayali, J. S. Chiad, S. Nacy, and O. Hussein, "A review of passive and quasi-passive lower limb exoskeletons for gait rehabilitation," *Journal of Mechanical Engineering Research and Developments*, vol. 44, no. 9, pp. 436–447, 2021.

[7] S. Standring, *Gray's Anatomy: The Anatomical Basis of Clinical Practice*, 41st ed. Elsevier Inc., 2016.

[8] M. Frank H. Netter, *Atlas of Human Anatomy*, 6th ed., ser. Netter Basic Science. Elsevier Inc., 2014.

[9] The Skeletal System. (2021, dezembro) "Patella (Kneecap)" . https://www.theskeletalsystem.net/leg-bone/patella.html. (Acedido mar., 2024).

[10] A. Cassidy. TeachMeAnatomy. (2023, janeiro) "The Patella" . https://teachmeanatomy.info/lower-limb/bones/patella/. (Acedido mar., 2024).

[11] K. Athwal, "Assessing the contributions of soft tissue to the stability of total knee replacements," Ph.D. dissertation, Imperial College London, 2016.

[12] D. D. Jongh and W. Wargnye, "Control of Knee flexion in a Knee Simulator," Master's thesis, University of Ghent, Belgium, 2014.

[13] C. Wilson. Knee Pain Explained. (2024, novembro) "Knee Range of Motion" . https://www.knee-pain-explained.com/knee-range-of-motion.html. (Acedido mar., 2024).

[14] B. Zarins, C. R. Rowe, B. A. Harris, and M. P. Watkins, "Rotational motion of the knee," *The American Journal of Sports Medicine*, vol. 11, no. 3, pp. 152–156, 1983, DOI: 10.1177/036354658301100308.

[15] M. J. Lee, J. M. Perez-Rossello, and B. Weissman, "Pediatric developmental and chronic traumatic conditions, the osteochondroses, and childhood osteoporosis," *Imaging of Arthritis and Metabolic Bone Disease*, pp. 457–505, 2009, DOI: 10.1016/B978-0-323-04177-5.00025-2.

[16] L. Wang, C. Wang, and F. Berryman, "Modeling of the knee joint," in *Computational Modelling of Biomechanics and Biotribology in the Musculoskeletal System*. Elsevier, 2021, pp. 437–472, DOI: 10.1016/B978-0-12-819531-4.00017-1.

[17] C. Belvedere, A. Leardini, S. Giannini, A. Ensini, L. Bianchi, and F. Catani, "Does medio-lateral motion occur in the normal knee? an in-vitro study in passive motion," *Journal of biomechanics*, vol. 44, no. 5, pp. 877–884, 2011, DOI: 10.1016/j.jbiomech.2010.12.004.

[18] M. W. Whittle, *Gait Analysis: an Introduction*, 4th ed. Edinburgh: Butterworth-Heinemann, Elsevier, 2008.

[19] J. M. Costa, "Modelo Biomecânico do Joelho Humano," Master's thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, 2015.

[20] K. Moore, A. Dalley, and A. Agur, *Clinically Oriented Anatomy Lippincott William & Willkins*, 8th ed. Wolters Kluwer, 2018.

[21] B. K. Lee and S. W. Nam, "Rupture of posterior cruciate ligament: Diagnosis and treatment principles," *Knee surgery & related research*, vol. 23, no. 3, p. 135, 2011, DOI: 10.5792/ksrr.2011.23.3.135.

[22] C. Kittl, "Anterolateral Rotatory Instability of the Knee: Anatomy, Biomechanics, and Related Reconstructions]," Ph.D. dissertation, Imperial College London, 2020.

[23] M. Brockmeyer, P. Orth, D. Höfer, R. Seil, F. Paulsen, M. D. Menger, D. Kohn, and T. Tschernig, "The anatomy of the anterolateral structures of the knee—a histologic and macroscopic approach," *The Knee*, vol. 26, no. 3, pp. 636–646, 2019, DOI: 10.1016/j.knee.2019.02.017.

[24] L. P. Maletsky and B. M. Hillberry, "Loading evaluation of knee joint during walking using the next generation knee simulator," ser. ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, vol. Advances in Bioengineering. American Society of Mechanical Engineers, 2000, pp. 91–92, DOI: 10.1115/IMECE2000-2530.

[25] D. S. V. U. B. Physiopedia. (2023) "Anterior Cruciate Ligament (ACL) Reconstruction
. https://www.physio-pedia.com/Anterior_Cruciate_Ligament_(ACL)_Reconstruction#contents. (Acedido dez., 2023).

[26] S. D. Martin, T. L. Martin, and C. H. Brown, "Anterior cruciate ligament graft fixation," *Orthopedic Clinics*, vol. 33, no. 4, pp. 685–696, 2002, DOI: 10.1016/s0030-5898(02)00023-8.

[27] M. Zens, P. Niemeyer, J. Ruhhammer, A. Bernstein, P. Woias, H. O. Mayr, N. P. Südkamp, and M. J. Feucht, "Length changes of the anterolateral ligament during passive knee motion: a human cadaveric study," *The American Journal of Sports Medicine*, vol. 43, no. 10, pp. 2545–2552, 2015, DOI: 10.1177/0363546515594373.

[28] R. Bourne, J. Goodfellow, and J. O'Connor, "A functional analysis of various knee arthroplasties," *Trans Orthop Res Soc*, vol. 24, p. 160, 1978.

[29] A. B. Zavatsky, "A kinematic-freedom analysis of a flexed-knee-stance testing rig," *Journal of biomechanics*, vol. 30, no. 3, pp. 277–280, 1997, DOI: 10.1016/S0021-9290(96)00142-X.

[30] A. A. Rahnemai-Azar, M. Yoshida, V. Musahl, and R. Debski, "In vitro biomechanical analysis of knee rotational stability," *Rotatory Knee Instability: An Evidence Based Approach*, pp. 3–14, 2017, DOI: 10.1007/978-3-319-32070-0_1.

[31] S. Patil, C. W. Colwell Jr, K. A. Ezzet, and D. D. D'Lima, "Can normal knee kinematics be restored with unicompartmental knee replacement?" *The Journal of Bone Joint Surgery*, vol. 87, no. 2, pp. 332–338, 2005, DOI: 10.2106/JBJS.C.01467.

[32] K. M. Varadarajan, R. E. Harry, T. Johnson, and G. Li, "Can in vitro systems capture the characteristic differences between the flexion–extension kinematics of the healthy and tka knee?" *Medical Engineering & Physics*, vol. 31, no. 8, pp. 899–906, 2009, DOI: 10.1016/j.medengphy.2009.06.005.

[33] M. Wünschel, U. Leichtle, J. Lo, N. Wülker, and O. Müller, "Differences in tibiofemoral kinematics between the unloaded robotic passive path and a weightbearing knee simulator," *Orthopedic reviews*, vol. 4, no. 2, 2012, DOI: 10.4081/or.2012.e2.

[34] O. Müller, J. Lo, M. Wünschel, C. Obloh, and N. Wülker, "Simulation of force loaded knee movement in a newly developed in vitro knee simulator/simulation von belastungsabhängigen kniebewegungen in einem neuartigen knie-simulator für in-vitro-studien," *Biomed Tech*, vol. 54, no. 3, pp. 142–149, 2009, DOI: 10.1515/BMT.2009.015.

[35] A. Steinbrück, C. Schröder, M. Woiczinski, A. Fottner, P. E. Müller, and V. Jansson, "Patellofemoral contact patterns before and after total knee arthroplasty: An in vitro measurement," *Biomedical Engineering Online*, vol. 12, pp. 1–13, 2013, DOI: 10.1186/1475-925X-12-58.

[36] L. P. Maletsky and B. M. Hillberry, "Simulating dynamic activities using a five-axis knee simulator," *Journal of Biomechanical Engineering*, vol. 127, no. 1, pp. 123–133, 2005, DOI: 10.1115/1.1846070.

[37] M. A. Baldwin, C. W. Clary, C. K. Fitzpatrick, J. S. Deacy, L. P. Maletsky, and P. J. Rullkoetter, "Dynamic finite element knee simulation for evaluation of knee replacement mechanics," *Journal of Biomechanics*, vol. 45, no. 3, pp. 474–483, 2012, DOI: 10.1016/j.jbiomech.2011.11.052.

[38] C. K. Fitzpatrick, M. A. Baldwin, C. W. Clary, L. P. Maletsky, and P. J. Rullkoetter, "Evaluating knee replacement mechanics during adl with pid-controlled dynamic finite element analysis," *Computer Methods in Biomechanics and Biomedical Engineering*, vol. 17, no. 4, pp. 360–369, 2014, DOI: 10.1080/10255842.2012.684242.

[39] W. Sampers and T. Sierens, "Kinematics of the knee joint," *International Journal of Sustainable Construction and Design*, vol. 2, no. 3, pp. 353–359, 2012, DOI: 10.21825/scad.v2i3.20533.

[40] A. Van Haver, K. De Roo, T. Claessens, M. De Beule, P. Verdonk, and P. De Baets, "Pilot validation study on a quasi-static weight-bearing knee rig," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part H: Journal of Engineering in Medicine*, vol. 227, no. 3, pp. 229–233, 2013, DOI: 10.1177/0954411912472595.

[41] J. Tiré, J. Victor, P. De Baets, and M. Verstraete, "Control of the boundary conditions of a dynamic knee simulator," *International Journal of Sustainable Construction and Design*, vol. 6, no. 2, 2015, DOI: 10.21825/scad.v6i2.1125.

[42] S. De Coninck, J. Smis, J. Victor, P. De Baets, and M. Verstraete, "Computational modeling of a dynamic knee simulator," *SUSTAINABLE CONSTRUCTION AND DESIGN*, vol. 6, no. 2, 2015.

[43] A. Van Haver, J. Quintelier, P. Verdonk, F. Almqvist, M. Beule, and P. de baets, "Patellofemoral contact during squat simulation on cadaveric knees," *International Journal Sustainable Construction Design*, vol. 1, no. 1, 2010, DOI: 10.21825/scad.v1i1.20388.

[44] A. N. Reeve, M. A. Strickland, L. P. Maletsky, and M. Taylor, "Verification of a dynamic knee simulator computational model," ser. Summer Bioengineering Conference, vol. ASME 2008 Summer Bioengineering Conference, Parts A and B. American Society of Mechanical Engineers, 2008, pp. 3–4, DOI: 10.1115/SBC2008-192620.

[45] S. L. Woo, R. J. Fox, M. Sakane, G. A. Livesay, T. W. Rudy, and F. H. Fu, "Biomechanics of the acl: Measurements of in situ force in the acl and knee kinematics," *The Knee*, vol. 5, no. 4, pp. 267–288, 1998, DOI: 10.1016/S0968-0160(98)00014-3.

[46] H. Fujie, T. Sekito, and A. Orita, "A novel robotic system for joint biomechanical tests: Application to the human knee joint," *Journal of Biomechanical Engineering*, vol. 126, no. 1, pp. 54–61, 2004, DOI: 10.1115/1.1644567.

[47] T. Rudy, G. Livesay, S.-Y. Woo, and F. Fu, "A combined robotic/universal force sensor approach to determine in situ forces of knee ligaments," *Journal of Biomechanics*, vol. 29, no. 10, pp. 1357–1360, 1996, DOI: 10.1016/0021-9290(96)00056-5.

[48] G. Li, E. Most, E. Otterberg, K. Sabbag, S. Zayontz, T. Johnson, and H. Rubash, "Biomechanics of posterior-substituting total knee arthroplasty: an in vitro study." *Clinical Orthopaedics and Related Research*, vol. 404.

[49] G. Li, T. Rudy, M. Sakane, A. Kanamori, C. Ma, and S.-Y. Woo, "The importance of quadriceps and hamstring muscle loading on knee kinematics and in-situ forces in the acl," *Journal of Biomechanics*, vol. 32, no. 4, pp. 395–400, 1999, DOI: 10.1016/S0021-9290(98)00181-X.

[50] T. Suzuki, K. Shino, S. Yamakawa, H. Otsubo, D. Suzuki, T. Matsumura, M. Fujimiya, H. Fujie, and T. Yamashita, "A biomechanical comparison of single-, double-, and triple-bundle anterior cruciate ligament reconstructions using a hamstring tendon graft," *Arthroscopy: The Journal of Arthroscopic & Related Surgery*, vol. 35, no. 3, pp. 896–905, 2019, DOI: 10.1016/j.arthro.2018.10.124.

[51] L. G. Sutton, F. W. Werner, H. Haider, T. Hamblin, and J. J. Clabeaux, "In vitro response of the natural cadaver knee to the loading profiles specified in a standard for knee implant wear testing," *Journal of Biomechanics*, vol. 43, no. 11, pp. 2203–2207, 2010, DOI: 10.1016/j.jbiomech.2010.03.042.

[52] L. G. Sutton, F. W. Werner, T. Hamblin, and J. Clabeaux, "Does knee implant wear testing reflect normal knee motion and loading," *Transactions of Orthopaedic Research Society*, vol. 54, p. 2006, 2008.

[53] K. Athwal, P. Milner, G. Bellier, and A. A. Amis, "Posterior capsular release is a biomechanically safe procedure to perform in total knee arthroplasty," *Knee Surgery, Sports Traumatology, Arthroscopy*, vol. 27, pp. 1587–1594, 2019, DOI: 10.1007/s00167-018-5094-0.

[54] L. Willinger, K. K. Athwal, A. Williams, and A. A. Amis, "An Anterior Cruciate Ligament In Vitro Rupture Model Based on Clinical Imaging," *The American Journal of Sports Medicine*, vol. 49, no. 9, pp. 2387–2395, 2021, DOI: 10.1177/03635465211017145.

[55] C. Halewood, "Total Knee Replacements: Design and Pre-clinical Testing Methods," Ph.D. dissertation, Imperial College London, 2016.

[56] C. Halewood, K. Athwal, and A. Amis, "Pre-clinical assessment of total knee replacement anterior-posterior constraint," *Journal of Biomechanics*, vol. 73, pp. 153–160, 2018, DOI: 10.1016/j.jbiomech.2018.03.042.

[57] W. R. Taylor, M. O. Heller, G. Bergmann, and G. N. Duda, "Tibio-femoral loading during human gait and stair climbing," *Journal of Orthopaedic Research*, vol. 22, no. 3, pp. 625–632, 2004, DOI: 10.1016/j.orthres.2003.09.003.

[58] S. Stein, S. Höse, D. Warnecke, C. Gentilini, N. Skaer, R. Walker, O. Kessler, A. Ignatius, and L. Dürselen, "Meniscal replacement with a silk fibroin scaffold reduces contact stresses in the human knee," *Journal of Orthopaedic Research*, vol. 37, no. 12, pp. 2583–2592, 2019, DOI: 10.1002/jor.24437.

[59] R. Mikosz, T. Andriacchi, and G. Andersson, "Model analysis of factors influencing the prediction of muscle forces at the knee," *Journal of Orthopaedic Research*, vol. 6, no. 2, pp. 205–214, 1988, DOI: 10.1002/jor.1100060207.

[60] G. Bergmann, A. Bender, F. Graichen, J. Dymke, A. Rohlmann, A. Trepczynski, M. O. Heller, and I. Kutzner, "Standardized loads acting in knee implants," *PloS one*, vol. 9, no. 1, p. e86035, 2014, DOI: 10.1371/journal.pone.0086035.

[61] A. Moslemian, "In Vitro Biomechanical Analyses of The PCL and Medial Ligaments of The Human Knee," Master's thesis, University of Western Ontario, Canada, 2019.

[62] D. Wang, L. Willinger, K. K. Athwal, A. Williams, and A. A. Amis, "Knee joint line obliquity causes tibiofemoral subluxation that alters contact areas and meniscal loading," *The American Journal of Sports Medicine*, vol. 49, no. 9, pp. 2351–2360, 2021, DOI: 10.1177/03635465211020478.

[63] L. F. M. Da Silva, F. J. L. Alves, and A. T. Marques, *Materiais de Construção*. Porto, Portugal, Publindústria, Edições Técnicas, Lda., 2013.

[64] G. E. S. ANSYS. Properties of 6061-t6 aluminum alloy. Retrieved from ANSYS® Granta EduPack software.

[65] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine Component Design*, 5th ed. John Wiley & Sons, Inc., 2012.

[66] Hydro. (2020, novembro) "Perfis Standard - Perfis Extrudados de Alumínio" . https://www.hydro.com/globalassets/08-about-hydro/hydro-worldwide/brasil/extrudados/utinga/hydro_catalogo-standard.pdf. (Acedido abr., 2024).

[67] C. R. Gomes, *Mecânica das Estruturas*. Porto, AeFeup, 2010.

[68] American Institute of Steel Construction, *Manual of Steel Construction: Beam Diagrams and Formulas*, 15th ed. Chicago, IL: American Institute of Steel Construction, 2017.

[69] The European Union. (2007) Eurocode 9: Design of aluminium structures - Part 1-1: General structural rules (EN 1999-1-1:2007). https://www.phd.eng.br/wp-content/uploads/2014/11/en.1999.1.1.2007.pdf.

[70] ——. (2020, jun.) Eurocode 9: Design of aluminium structures - Part 1-1: General structural rules (CEN/TC 250 prEN 1999-1-1:2021). https://www.cys.org.cy/images/prEN_1999-1-1.pdf.

[71] M. Amir, *Fixed Beams*, https://sachinchaturvedi.wordpress.com/wp-content/uploads/2012/03/fixed-beams-new-som.pdf, 2012, department of Mechanical Engineering, BHCET.

[72] M. Electronics. (2017) Datasheet: R30-601, circuit breaker. https://pt.mouser.com/datasheet/2/181/R30-601-1136139.pdf. (Acedido nov., 2024).

[73] Mouser Electronics. "Espaçadores - RAF Electronic Hardware M0749-6-al" . https://pt.mouser.com/ProductDetail/RAF-Electronic-Hardware/M0749-6-al?qs=ZPkwNW6XKpoor64yxK%2F5mg%3D%3D. (Acedido nov., 2024).

[74] RAF Electronic Hardware. (2017) "M0749-6-al: Detalhes do Produto" . https://ms4-model-cache.s3.us-west-2.amazonaws.com/a4bf4a4a-097d-466d-8822-9d4a7efc3735/raf_M0749-6-al.pdf. (Acedido nov., 2024).

[75] J. A. Almacinha and J. S. Morais, *Desenho de Construção Mecânica*, 15th ed. Porto, AeFeup, 2020.

[76] J. S. Morais, *Desenho Técnico Básico-3*, 23rd ed. Porto, Portugal, Porto Editora, LDA., 2019.

[77] Fabory. (2024) "Parafuso cabeça cilíndrica fenda DIN 84 Aço Zincado 4.8 M6X90" . https://www.fabory.com/pt/parafuso-cabe%c3%a7a-cilindrica-fenda-din-84-a%c3%a7o-zincado-4-8-m6x90/p/24520060090. (Acedido nov., 2024).

[78] K. Nisbett and R. Budynas, *Shigley's Mechanical Engineering Design*, 10th ed. New York, NY, McGraw-Hill Education, 2014.

[79] Ramada Aços. (2022, maio) "F10" . https://www.ramada.pt/pt/produtos/acos/aa-os-de-construa-ao-ao-carbono/f10-.html. (Acedido abr., 2024).

[80] Igus® motion plastic. "O que é iglidur®?" . https://www.igus.pt/info/plain-bearings-iglidur-properties. (Acedido abr., 2024).

[81] ——. “iglidur® G - Dados do material” . https://www.igus.pt/info/plain-bearings-iglidur-g-material-data. (Acedido abr., 2024).

[82] ——. “iglidur® G, casquilhos autolubrificados com flange, mm” . https://www.igus.pt/iglidur-ibh/casquilhos-com-flange/product-details/iglidur-g-m?artnr=GFM-2427-10#quantity=100&dimensions=d1%3A24-d2%3A27. (Acedido abr., 2024).

[83] STEPPERONLINE. “S Series Nema 34 Closed Loop Stepper Motor 9.0Nm(1274.5oz.in) Encoder 1000PPR(4000CPR)” . https://www.omc-stepperonline.com/s-series-nema-34-closed-loop-stepper-motor-8-5nm-1203-7oz-in-encoder-1000ppr-4000cpr-34hs46-6004d-e1000?srsltid=AfmBOooOQU5lQSD2jODTW76A6JmrZJ7XagcfUrcoyd6GfT_y30hKWAyC. (Acedido abr., 2024).

[84] ——. “S Series Nema 34 Closed Loop Stepper Motor 4.8Nm(679.74oz.in) Encoder 1000PPR(4000CPR)” . https://www.omc-stepperonline.com/s-series-nema-34-closed-loop-stepper-motor-4-8-nm-679-87oz-in-encoder-1000ppr-4000cpr-34hs31-6004d-e1000. (Acedido abr., 2024).

[85] S. R. Schmid, B. J. Hamrock, and B. O. Jacobson, *Fundamentals of Machine Elements*, 3rd ed. Boca Raton, CRC Press, 2014.

[86] A. Hall, A. R. Holowenko, and H. Lauglin, *Machine Design: Theory and Problems*. McGraw-Hill Inc., 1961.

[87] Fabory. (2024) “Perno roscado chanfrado DIN 976-1B Aço 4.8 Zincado vários comprimentos” . https://www.fabory.com/pt/perno-roscado-chanfrado-din-976-1b-a%c3%a7o-4-8-zincado-v%c3%a1rios-comprimentos/p/20110100200?q=varao+roscado%3Arelevance%3AFA3094%3AM10%3AFA5184%3A200%2Bmm. (Acedido nov., 2024).

[88] Festo AG Co. KG, *General Operating Conditions*, https://www.festo.com/net/pt_pt/SupportPortal/Files/334158/General%20operating%20conditions_en.pdf, 2022, (Acedido mai., 2024).

[89] Igus® motion plastic. “Ferramenta drylin® Expert: Configurar guias lineares” . https://drylin-linear-guide-expert.igus.tools/requirements?c=PT&l=pt. (Acedido ago., 2024).

[90] ——. “Drylin® T – Regras de projeto” . https://www.igus.pt/info/linear-guides-drylin-t-rail-guide-design-rules. (Acedido ago., 2024).

[91] ——. “Guia dupla drylin® W, WS” . https://www.igus.pt/product?artNr=WS-16-60. (Acedido ago., 2024).

[92] ——. “Carruagem drylin® W completo, WW” . https://www.igus.pt/product?artNr=WW-16-60-20. (Acedido ago., 2024).

[93] ——. "drylin® W profile guides | Installation instructions" . https://www.igus.pt/ContentData/Products/Downloads/drylin_w_profile_installation_instructions.pdf. (Acedido ago., 2024).

[94] M. Lång, "Static Friction in Slip Critical Bolt Joints: Coefficient of Friction in Steel, Aluminium and ED Coated Steeln," 2017.

[95] *NP EN 1993-1-8:2010 Eurocódigo 3 – Projeto de estruturas de aço – Parte 1-8: Projeto de ligações.* Instituto Português da Qualidade, 2010, versão portuguesa da EN 1993-1-8:2005.

[96] SFK®. SKF Lube Select For SKF Greases. "Select on application conditions" . https://webtools3.skf.com/LubeSelectForSkfGreases/index.jsp?action=applicationConditions. (Acedido set., 2024).

[97] SFK®. "SFK Product Select" . https://productselect.skf.com/#/bearing-selection-start. (Acedido set., 2024).

[98] *Rolling Bearings.* SKF, 2018.

[99] Dassault Systèmes, *Mesh Quality Checks*, https://help.solidworks.com/2023/English/SolidWorks/cworks/c_mesh_quality_checks.html, 2023, accessed: 2025-01-04.

[100] A. Francisco, *Motores Eléctricos.*, 3rd ed. Lisboa, ETEP-Edições Técnicas e Profissionais., 2008.

[101] G. Rizzoni, *Principles and Applications Of Electrical Engineering*, 5th ed. McGraw-Hill Higher Education, 2007.

[102] Z. Daniel. STEPPERONLINE. (julho) "What is the difference between an open loop stepper motor and a closed loop stepper motor?" . https://www.omc-stepperonline.com/support/s1/what-is-the-difference-between-an-open-loop-stepper-motor-and-a-closed-loop-stepper-motor. (Acedido abr., 2024).

[103] J. R. Center, T. V. Nguyen, N. A. Pocock, and J. A. Eisman, "Volumetric bone density at the femoral neck as a common measure of hip fracture risk for men and women," *The Journal of Clinical Endocrinology & Metabolism*, vol. 89, no. 6, pp. 2776–2782, 2004, DOI: 10.1210/jc.2003-030551.

[104] OrientalMotor, *Orientalmotor General Catalogue. Technical Reference Overview. Selection Calculations Motors*, https://www.orientalmotor.com/products/pdfs/2018-2019/technical-reference/Technical_Reference_Overview.pdf?hsCtaTracking=72ff05cd-3657-4344-9f9a-2e6973a004d1%7C65a4e02f-5779-4945-953a-1e14fe96003b, 2018, (Acedido abr., 2024).

[105] Z. Daniel. STEPPERONLINE. (fevereiro) “What is an Arduino? And can I connect stepper motor directly to Arduino?” . https://www.omc-stepperonline.com/support/s1/what-is-an-arduino-and-can-i-connect-stepper-motor-directly-to-arduino?srsltid=AfmBOopxby_7Cm2_VKYLuVfDMepi-JXVUDMS7AoUT8P0sfF0HuOmCY_h. (Acedido abr., 2024).

[106] ——. (julho) “Does a stepper motor need a driver?” . https://www.omc-stepperonline.com/support/s2/does-a-stepper-motor-need-a-driver. (Acedido abr., 2024).

[107] STEPPERONLINE. “Closed Loop Stepper Driver V4.1 0-8.0A 18-80VAC/24-110VDC for Nema 34 Stepper Motor” . https://www.omc-stepperonline.com/closed-loop-stepper-driver-v4-1-0-8-2a-18-80vac-24-110vdc-for-nema-34-stepper-motor-cl86t-v41. (Acedido abr., 2024).

[108] Z. Daniel. STEPPERONLINE. (junho) “Why is my stepper motor skipping steps and How to deal with it?” . https://www.omc-stepperonline.com/support/why-is-my-stepper-motor-skipping-steps-and-how-to-deal-with-it?srsltid=AfmBOorxfE1k-ejK0J6oCSmMagMs-z4mJxjCT8HGMUrSwzH2mxGU7X6k. (Acedido abr., 2024).

[109] STEPPERONLINE. “An Article Lets you Know Everything About Stepper Motors” . https://www.omc-stepperonline.com/stepper-motors. (Acedido abr., 2024).

[110] Z. Daniel. STEPPERONLINE. (maio) “What are the main parameters when choosing stepper motor?” . https://www.omc-stepperonline.com/support/what-are-the-main-parameters-when-choosing-stepper-motor. (Acedido abr., 2024).

[111] STEPPERONLINE. “LRS-350-48 MEANWELL 350W 48VDC 7.3A 115/230VAC Enclosed Switching Power Supply” . https://www.omc-stepperonline.com/lrs-350-48-mean-well-350w-48vdc-7-3a-115-230vac-enclosed-switching-power-supply-lrs-350-48. (Acedido abr., 2024).

[112] Festo AG Co. KG, *Handling Guide Online: Design and Sizing Tool for Electric and Pneumatic Handling Systems. Compact cylinders ADN/AEN, to ISO 21287*, https://www.festo.com/media/catalog/202551_documentation.pdf, 2020, (Acedido mai., 2024).

[113] ——. (2024) “Compact cylinder ADN-80-. Festo Product 536351” . https://www.festo.com/tw/en/a/536351/?q=%7E%3AsortByCoreRangeAndNewProduct%7E%3ACC_Function_C_FP_GLOBAL%7E%3ACC_Function._%7E%3ACC_Cushioning_C_FP_GLOBAL%7E%3ACC_Cushioning.P%7E%3ACC_Temperature_resistant_C_FP_GLOBAL%7E%3ACC_Temperature_resistant._%7E%3ACC_Protection_against_rotation_C_FP_GLOBAL%7E%3ACC_Protection_against_rotation._%7E%3ACC_Piston_diameter_mm_C_FP_GLOBAL%7E%3A80.0. (Acedido set., 2024).

[114] P. M. S. T. de Castro, *Parafusos de Transmissão de Potência e de Ligação*. Porto, Portugal: DEMec, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2016, Órgãos de Máquinas.

[115] K. A. Weimer, T. M. Guess, K. A. Dodd, and L. P. Maletksy, "Development and validation of a subject-specific computational human knee model in a dynamic knee simulator," ser. Summer Bioengineering Conference, vol. ASME 2007 Summer Bioengineering Conference. American Society of Mechanical Engineers, 2007, pp. 407–408, DOI: 10.1115/SBC2007-176613.

[116] T. M. Guess and L. P. Maletsky, "Computational modelling of a total knee prosthetic loaded in a dynamic knee simulator," *Medical Engineering & Physics*, vol. 27, no. 5, pp. 357–367, 2005, DOI: 10.1016/j.medengphy.2004.11.003.

[117] Z. Daniel. STEPPERONLINE. (agosto) "How to choose a power supply for my stepper motor?" . https://www.omc-stepperonline.com/support/how-to-choose-a-power-supply-for-my-stepper-motor. (Acedido abr., 2024).

[118] ——. (janeiro) "How to use stepper motor?" . https://www.omc-stepperonline.com/support/how-to-use-stepper-motor. (Acedido abr., 2024).

[119] ——. (outubro) "Difference between Unipolar and Bipolar Stepper Motors" . https://www.omc-stepperonline.com/support/s1/difference-between-unipolar-and-bipolar-stepper-motors. (Acedido abr., 2024).

[120] Johann Tang. Orientalmotor. (2020, janeiro) "Motor Sizing Basics Part 1: How to Calculate Load Torque" . https://blog.orientalmotor.com/motor-sizing-basics-part-1-load-torque?hsCtaTracking=758b58b5-92d0-44f3-9d18-a9421f30bf73%7Cc3fbe5ce-14d4-4b84-81b9-96fefa8e849a. (Acedido abr., 2024).

[121] ——. (2020, janeiro) "Motor Sizing Basics Part 2: How to Calculate Load Inertia" . https://blog.orientalmotor.com/motor-sizing-basics-part-2-load-inertia. (Acedido abr., 2024).

[122] ——. (2020, fevereiro) "Motor Sizing Basics Part 3: How to Calculate Speed, Acceleration Torque, and RMS Torque" . https://blog.orientalmotor.com/motor-sizing-basics-part-3-acceleration-torque-and-rms-torque?hsCtaTracking=61e797c8-691e-42b9-bc67-8d81f3edd290%7Cd97efa5e-7fb0-45ab-a679-ab1b99594288. (Acedido abr., 2024).

[123] OrientalMotor. (n.d.) "Stepper Motor Basics" . https://www.orientalmotor.com/stepper-motors/technology/stepper-motor-basics.html. (Acedido abr., 2024).

Capítulo I

Liga de alumínio 6061-T6

General information

Ansys Name	Aluminum alloy, wrought, 6061, T6

Designation

Aluminum, 6061, T6, wrought

Condition	T6 (Solution heat-treated and artificially aged)
UNS number	A96061
EN name	EN AW-6061 (EN AW-Al Mg1SiCu)
EN number	3.3211

Typical uses

Transportation equipment, heavy duty structures, marine uses, pipe, furniture, bridges, rail, towers, pylons.

Included in Materials Data for Simulation	✓

Composition overview

Compositional summary

Al96-99 / Mg0.8-1.2 / Si0.4-0.8 / Cu0.15-0.4 / Cr0.04-0.35 (impurities: Fe<0.7, Zn<0.25, Mn<0.15, Ti<0.15, Other<0.15)

Material family	Metal (non-ferrous)
Base material	Al (Aluminum)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

Al (aluminum)	*	95,8	-	98,6	%
Cr (chromium)		0,04	-	0,35	%
Cu (copper)		0,15	-	0,4	%
Fe (iron)		0	-	0,7	%
Mg (magnesium)		0,8	-	1,2	%
Mn (manganese)		0	-	0,15	%
Si (silicon)		0,4	-	0,8	%
Ti (titanium)		0	-	0,15	%
Zn (zinc)		0	-	0,25	%
Other		0	-	0,15	%

Price

Price	*	1,66	-	1,86	EUR/kg
Price per unit volume	*	4,47e3	-	5,07e3	EUR/m^3

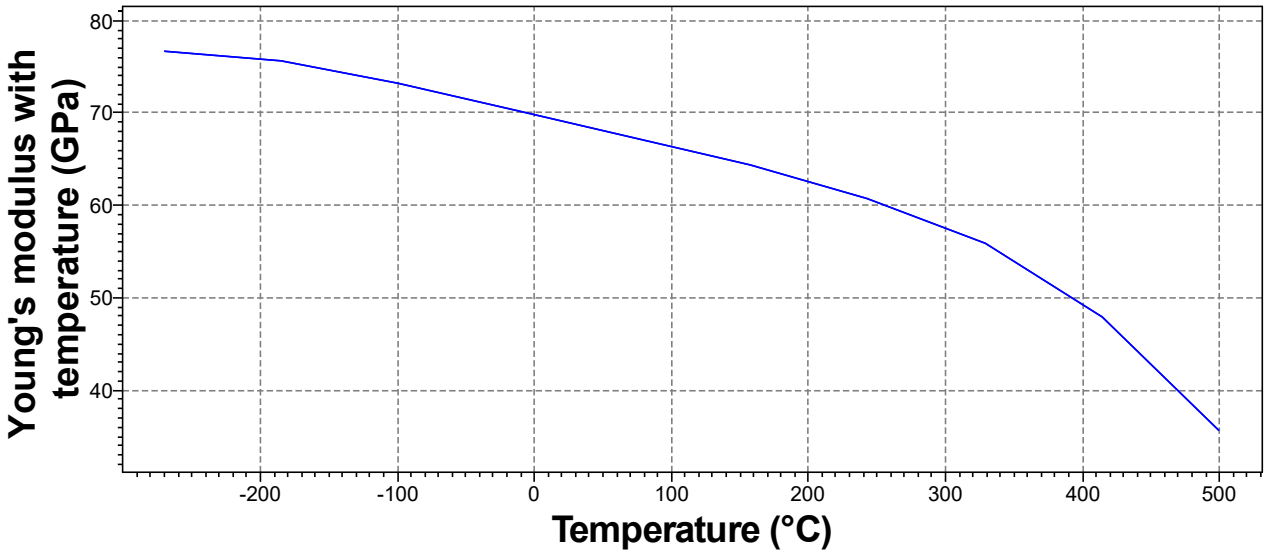
Physical properties

Density	2,69e3	-	2,73e3	kg/m^3

Mechanical properties

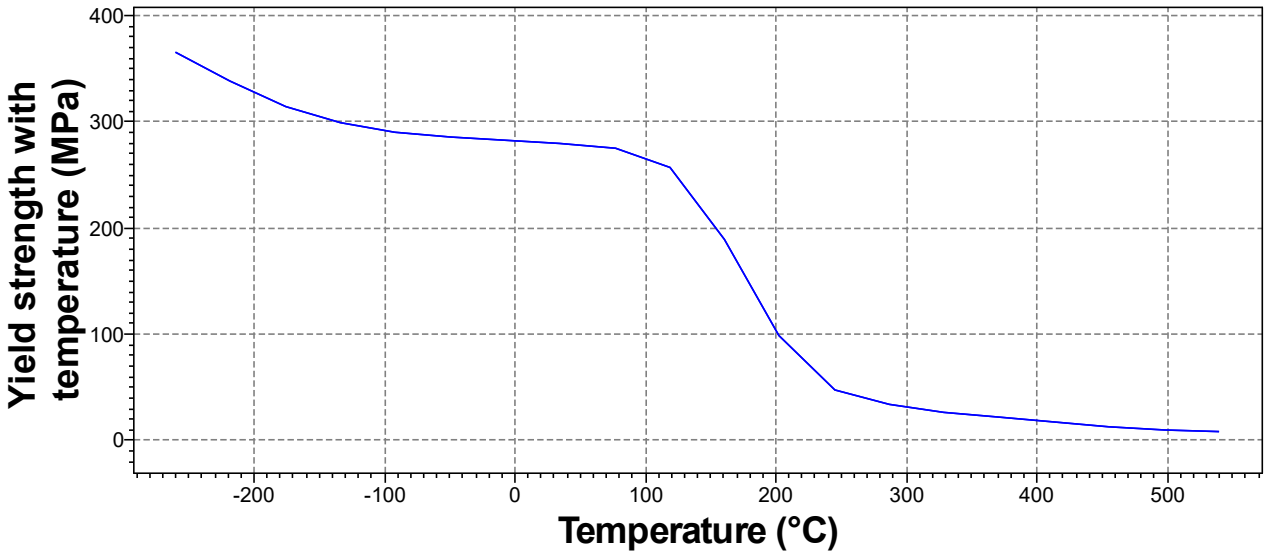
Young's modulus	66,6	-	70	GPa
Young's modulus with temperature	69	-	69	GPa

Parameters: Temperature = 23°C



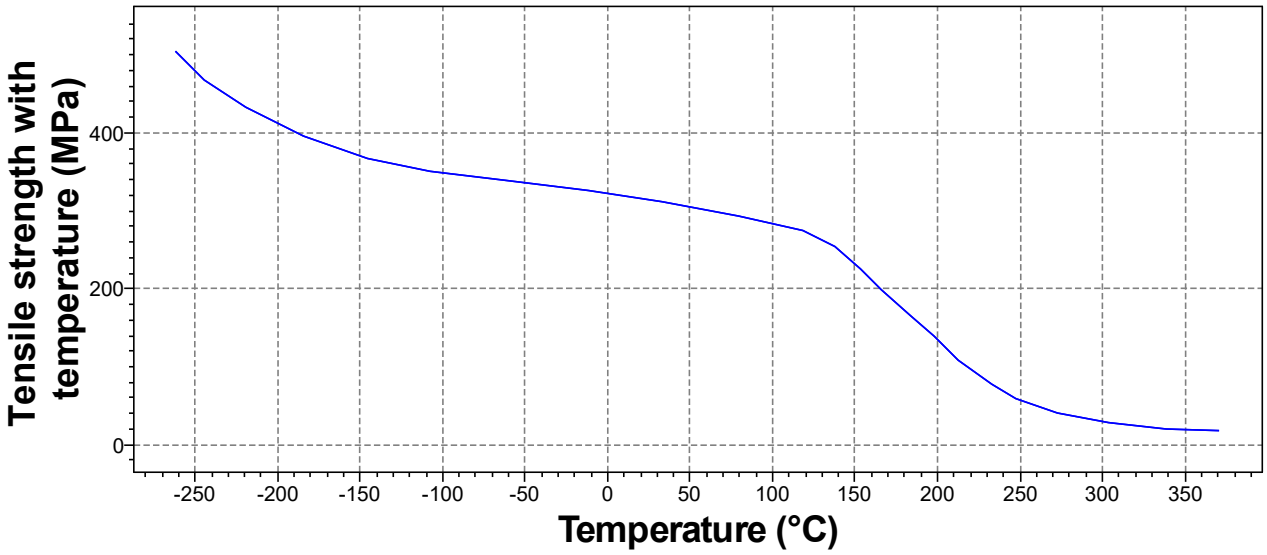
Specific stiffness	*	24,5	-	25,8	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)		240	-	280	MPa
Yield strength with temperature		281	-	281	MPa

Parameters: Temperature = 23°C



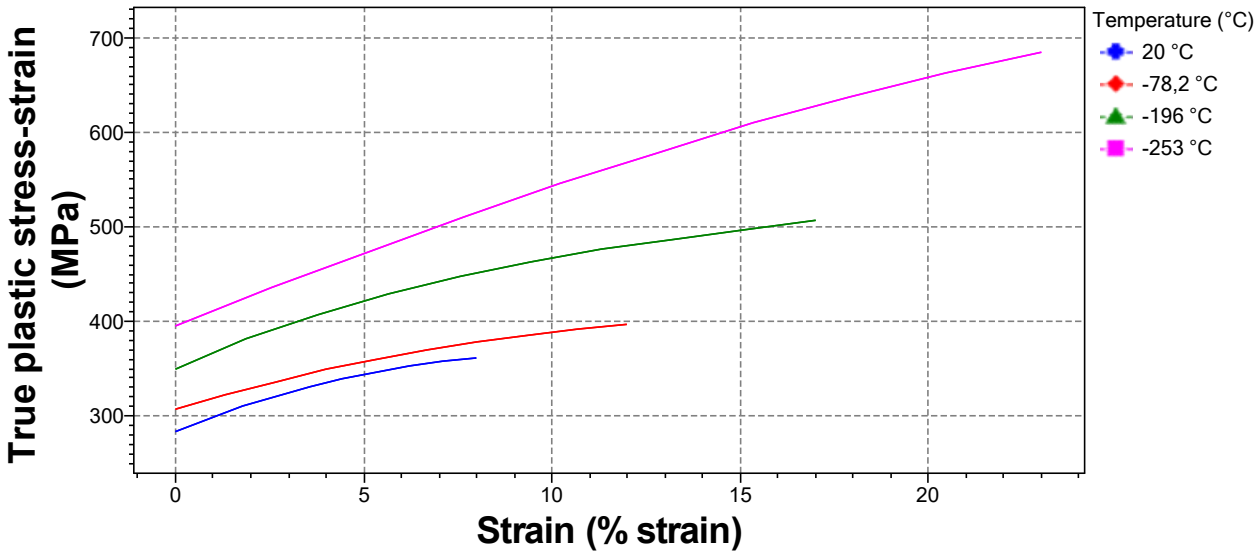
Tensile strength		290	-	338	MPa
Tensile strength with temperature		314	-	314	MPa

Parameters: Temperature = 23°C



Specific strength	* 88,4	-	103	kN.m/kg
Elongation	10	-	14,4	% strain
Tangent modulus	714			MPa
True plastic stress-strain	Out Of Range			MPa

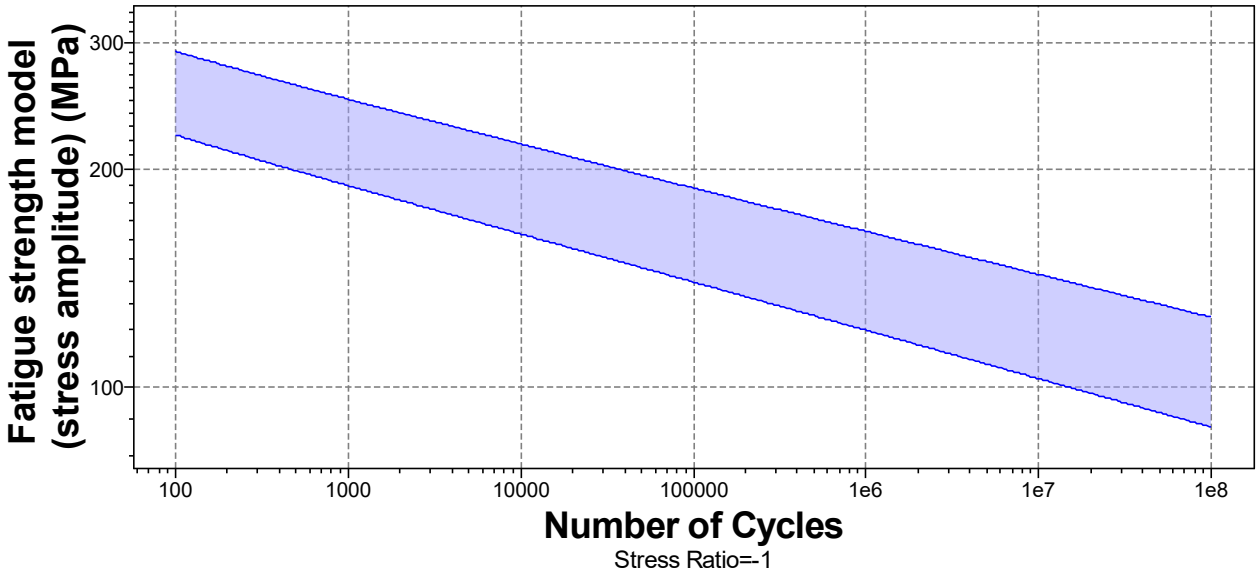
Parameters: Strain = 0,1% strain, Temperature = 23°C



Compressive modulus	67,9	-	71,3	GPa
Compressive strength	* 240	-	280	MPa
Flexural modulus	* 66,6	-	70	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 240	-	280	MPa
Shear modulus	25,6	-	26,9	GPa
Shear strength	186	-	217	MPa
Bulk modulus	* 66,6	-	70	GPa
Poisson's ratio	0,325	-	0,335	
Shape factor	25			
Hardness - Vickers	100	-	107	HV
Hardness - Brinell	90	-	100	HB

Elastic stored energy (springs)	* 423	-	572	kJ/m^3
Fatigue strength at 10^7 cycles	* 112	-	131	MPa
Fatigue strength model (stress amplitude)	* 103	-	143	MPa

Parameters: Stress Ratio = -1, Number of Cycles = 1e7cycles



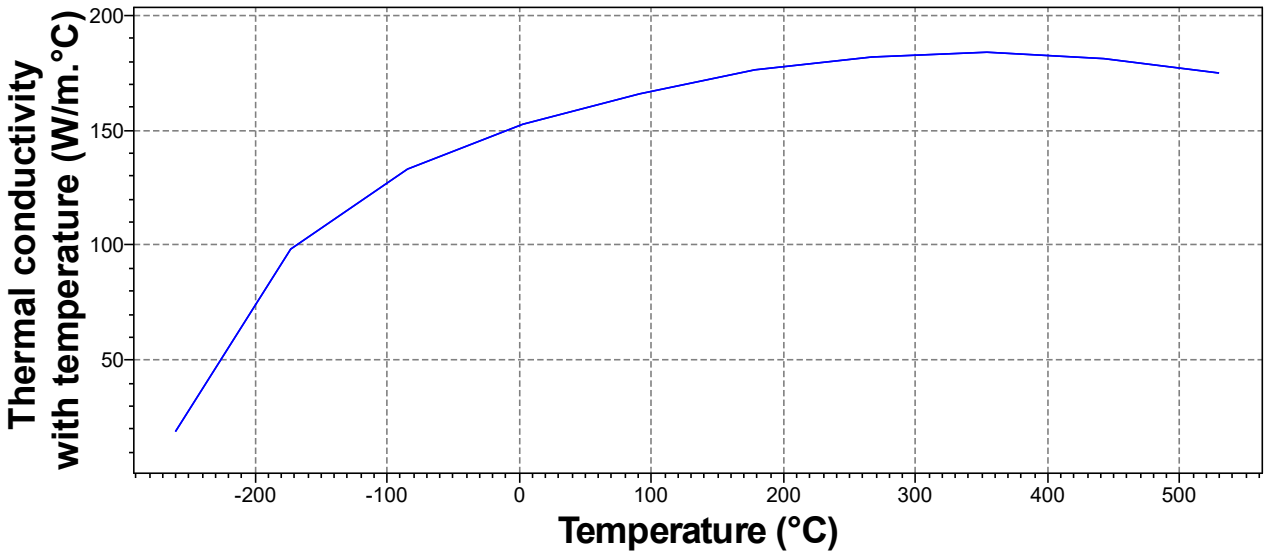
Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 30	-	36	MPa.m^0.5
Toughness (G)	* 13,3	-	18,9	kJ/m^2

Thermal properties

Melting point	580	-	650	°C
Maximum service temperature	130	-	150	°C
Minimum service temperature	-273			°C
Thermal conductivity	152	-	169	W/m.°C
Thermal conductivity with temperature	155	-	155	W/m.°C

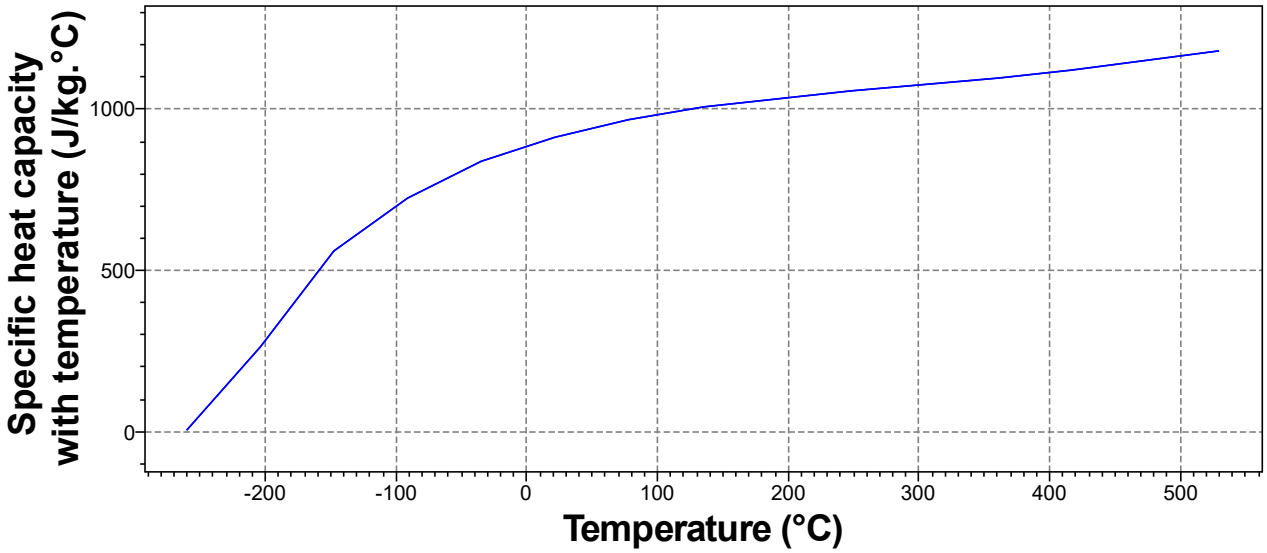
Parameters: Temperature = 23°C



Specific heat capacity	878	-	914	J/kg.°C

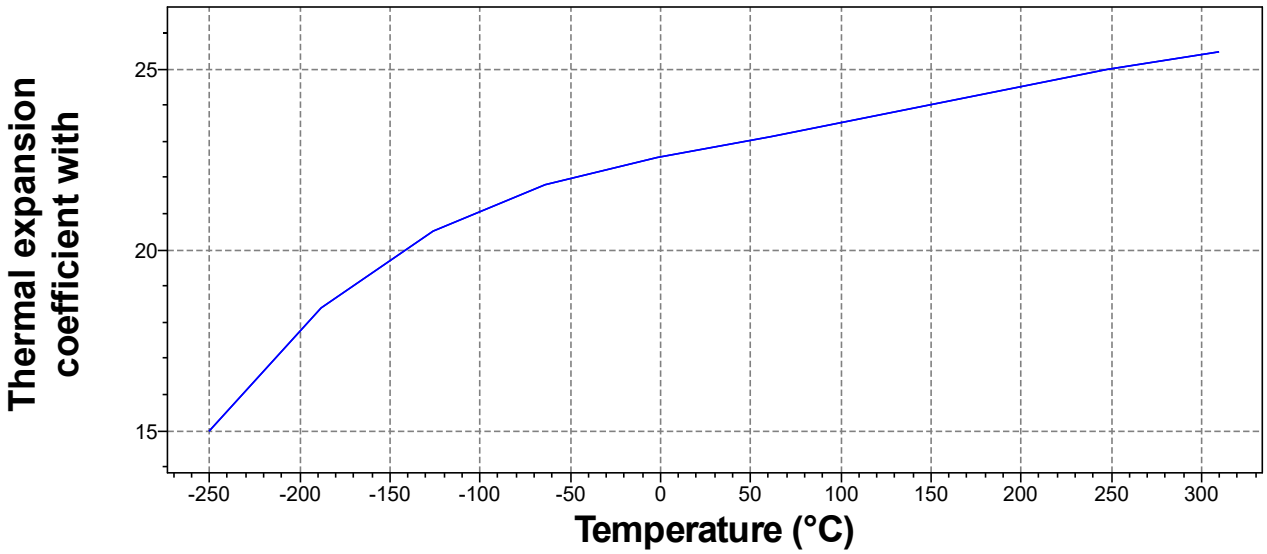
Specific heat capacity with temperature	916	-	916	J/kg.°C

Parameters: Temperature = 23°C



Thermal expansion coefficient	22,7	-	23,9	µstrain/°C
Thermal expansion coefficient with temperature	22,8	-	22,8	µstrain/°C

Parameters: Temperature = 23°C



Reference temp	20			°C
Thermal shock resistance	* 150	-	177	°C
Thermal distortion resistance	* 6,5	-	7,3	MW/m
Latent heat of fusion	384	-	393	kJ/kg

Electrical properties

Electrical resistivity	3,9	-	4,1	µohm.cm
Electrical conductivity	42,1	-	44,2	%IACS
Galvanic potential	* -0,79	-	-0,71	V

Magnetic properties

Magnetic type	Non-magnetic

Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency		Opaque			
Acoustic velocity	*	4,95e3	-	5,08e3	m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	*	1e-4	-	0,002	

Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements?	Yes

Processing properties

Metal casting		Unsuitable			
Metal cold forming		Excellent			
Metal hot forming		Excellent			
Metal press forming		Acceptable			
Metal deep drawing		Acceptable			
Machining speed		85,3			m/min
Weldability		Good			
Notes		Preheating is not required, post weld heat treatment is required			

Durability

Water (fresh)	Excellent
Water (salt)	Acceptable
Weak acids	Excellent
Strong acids	Excellent
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Unacceptable
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Unacceptable
UV radiation (sunlight)	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	Limited use
Notes	
Aluminum alloys perform poorly when self-mated but can be processed without galling when mated with steels.	
Flammability	Non-flammable

Corrosion resistance of metals

Stress corrosion cracking	Not susceptible
Notes	Rated in chloride; Other susceptible environments: Halide, water

Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production (virgin grade)	*	190	-	210	MJ/kg
Embodied energy, primary production (typical grade)	*	116	-	136	MJ/kg
CO2 footprint, primary production (virgin grade)	*	12,6	-	13,9	kg/kg
CO2 footprint, primary production (typical grade)	*	7,85	-	9,16	kg/kg
Water usage	*	1,13e3	-	1,25e3	l/kg

Processing energy, CO2 footprint & water

Roll forming, forging energy	*	6,03	-	6,67	MJ/kg
Roll forming, forging CO2	*	0,452	-	0,5	kg/kg
Roll forming, forging water	*	4,13	-	6,2	l/kg

Extrusion, foil rolling energy	* 11,8	-	13	MJ/kg
Extrusion, foil rolling CO2	* 0,884	-	0,977	kg/kg
Extrusion, foil rolling water	* 6,59	-	9,88	l/kg
Wire drawing energy	* 43,4	-	48	MJ/kg
Wire drawing CO2	* 3,25	-	3,6	kg/kg
Wire drawing water	* 16,4	-	24,5	l/kg
Metal powder forming energy	* 22,2	-	24,6	MJ/kg
Metal powder forming CO2	* 1,78	-	1,96	kg/kg
Metal powder forming water	* 24,2	-	36,3	l/kg
Vaporization energy	* 1,55e4	-	1,71e4	MJ/kg
Vaporization CO2	* 1,16e3	-	1,28e3	kg/kg
Vaporization water	* 6,46e3	-	9,69e3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 1,34	-	1,48	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,1	-	0,111	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 9,1	-	10,1	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,682	-	0,754	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 17,7	-	19,6	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 1,33	-	1,47	kg/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 155	-	171	MJ/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 11,6	-	12,8	kg/kg

Recycling and end of life

Recycle	✓			
Embodied energy, recycling	* 32,4	-	35,8	MJ/kg
CO2 footprint, recycling	* 2,54	-	2,81	kg/kg
Recycle fraction in current supply	42,8	-	47,3	%
Downcycle	✓			
Combust for energy recovery	✗			
Landfill	✓			
Biodegrade	✗			

Notes

Other notes

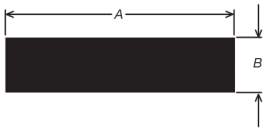
Immediate strength extrusion alloy. Prices of Aluminum alloys fluctuate greatly and are dependent on batch size, unit size, forming methods, etc.

Keywords

Capítulo II

Hydro: Perfis *Standard* Retangulares

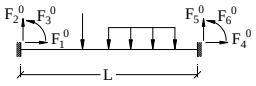
Perfis tipo barra chata regular

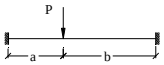


Código Hydro (Utinga)	Código Hydro (Itu)	MILÍMETROS		POLEGADAS		Peso Linear (kg/m)	Grau de Acabamento *
		A	B	A	B		
BC-425		86,00	5,00	3 22/57	1/12	1,165	Acabamento 1
BC-439		88,90	6,35	3 1/2	1/4	1,53	Acabamento 1
BC-194		88,90	19,05	3 1/2	3/4	4,59	Acabamento 1
BC-632		88,90	50,90	3 1/2	2	12,263	Acabamento 1
BC-076		90,00	15,00	3 25/46	13/22	3,659	Acabamento 1
BC-077		90,50	37,00	3 9/16	1 37/81	9,074	Acabamento 1
BC-351		93,00	52,00	3 43/65	2 1/21	13,106	Acabamento 1
BC-390		95,00	25,00	3 57/77	62/63	6,436	Acabamento 1
	120805	95,25	2,00	3 3/4		0,516	Acabamento 1
BC-319		100,00	6,00	3 15/16	13/55	1,626	Acabamento 1
BC-257		100,00	10,00	3 15/16	37/94	2,71	Acabamento 1
BC-080		100,00	41,00	3 15/16	1 35/57	11,111	Acabamento 1
BC-081	120036	101,60	3,18	4	1/8	0,876	Acabamento 1
BC-082	120110	101,60	6,35	4	1/4	1,748	Acabamento 1
BC-083		101,60	9,52	4	3/8	2,621	Acabamento 1
BC-084	120180	101,60	12,70	4	1/2	3,497	Acabamento 1
BC-085		101,60	15,87	4	5/8	4,37	Acabamento 1
BC-086		101,60	19,05	4	3/4	5,245	Acabamento 1
BC-130		101,60	25,40	4	1	6,994	Acabamento 1
BC-164		101,60	31,75	4	1 1/4	8,742	Acabamento 1
BC-119		101,60	38,10	4	1 1/2	10,49	Acabamento 1
BC-120		101,60	50,80	4	2	13,987	Acabamento 1
BC-121		101,60	63,50	4	2 1/2	17,484	Acabamento 1
BC-393		101,60	88,90	4	3 1/2	24,477	Acabamento 1
BC-601		103,00	2,00	4 1/18	1/3	0,558	Acabamento 1
BC-137		105,00	45,00	4 2/15	1 71/92	12,805	Acabamento 1
	120001	107,50	6,35		1/4	1,843	Acabamento 1
	120849	110,00	6,00			1,782	Acabamento 1
BC-410		111,13	4,76	4 3/8	1/3	1,434	Acabamento 1
BC-381		114,30	9,52	4 1/2	3/8	2,949	Acabamento 1
BC-282		120,00	20,00	4 71/98	37/47	6,504	Acabamento 1
	120002	121,00	8,00			2,614	Acabamento 1
BC-136		121,00	68,00	4 55/72	2 21/31	22,298	Acabamento 1
BC-395		125,00	95,00	4 82/89	3 57/77	32,181	Acabamento 1
BC-089		127,00	9,52	5	3/8	3,276	Acabamento 1
BC-090		127,00	12,70	5	1/2	4,371	Acabamento 1
BC-091		127,00	15,87	5	5/8	5,462	Acabamento 1
BC-092		127,00	19,05	5	3/4	6,556	Acabamento 1
BC-123		127,00	25,40	5	1	8,742	Acabamento 1

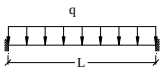
Capítulo III

Forças de Fixação para uma Viga Bi-encastrada

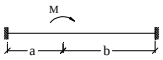




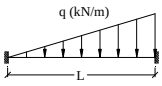
$$F_{10} = 0 \qquad F_{20} = \frac{P \cdot b^2}{L^3}(L + 2a) \qquad F_{30} = \frac{P \cdot ab^2}{L^2}$$
$$F_{40} = 0 \qquad F_{50} = \frac{P \cdot a^2}{L^3}(L + 2b) \qquad F_{60} = -\frac{P \cdot a^2 b}{L^2}$$



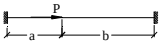
$$F_{10} = 0 \qquad F_{20} = \frac{q \cdot L}{2} \qquad F_{30} = \frac{q \cdot L^2}{12}$$
$$F_{40} = 0 \qquad F_{50} = \frac{q \cdot L}{2} \qquad F_{60} = -\frac{q \cdot L^2}{12}$$



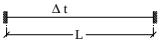
$$F_1^0 = F_4^0 = 0 \qquad F_5^0 = -F_2^0 = \frac{6 \cdot M \cdot a \cdot b}{L^3}$$
$$F_3^0 = \frac{M \cdot b}{L}\left(2 - \frac{3b}{L}\right) \qquad F_6^0 = \frac{M \cdot a}{L}\left(2 - \frac{3a}{L}\right)$$



$$F_1^0 = F_4^0 = 0 \qquad F_2^0 = \frac{3}{20}qL \qquad F_3^0 = \frac{qL^2}{30}$$
$$F_5^0 = \frac{7}{20}qL \qquad F_6^0 = -\frac{qL^2}{20}$$



$$F_1^0 = -\frac{P \cdot b}{L} \qquad F_2^0 = -\frac{P \cdot a}{L} \qquad F_3^0 = F_4^0 = F_5^0 = F_6^0 = 0$$

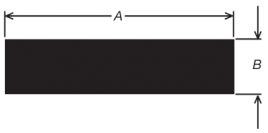


$$F_1^0 = E\,A \cdot \alpha \cdot \Delta t \qquad F_4^0 = -E\,A \cdot \alpha \cdot \Delta t$$
$$F_2^0 = F_3^0 = F_5^0 = F_6^0 = 0$$

Capítulo IV

Hydro: Perfis *Standard* Retangulares

Perfis tipo barra chata regular

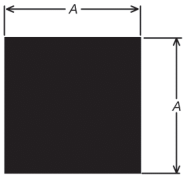


Código Hydro (Utinga)	Código Hydro (Itu)	MILÍMETROS		POLEGADAS		Peso Linear (kg/m)	Grau de Acabamento *
		A	B	A	B		
	120025	60,00	19,05		3/4	3,097	Acabamento 1
BC-284		60,00	25,00	2 25/69	62/63	4,065	Acabamento 1
BC-436		60,00	30,00	2 25/69	1 2/11	4,878	Acabamento 1
BC-068	120064	63,50	4,76	2 1/2	1/3	0,819	Acabamento 1
BC-069	120104	63,50	6,35	2 1/2	1/4	1,093	Acabamento 1
BC-340		63,50	7,93	2 1/2	1/5	1,365	Acabamento 1
BC-070	120141	63,50	9,52	2 1/2	3/8	1,638	Acabamento 1
BC-071	120172	63,50	12,70	2 1/2	1/2	2,185	Acabamento 1
	020018	63,50	12,70	2 1/2	1/2	2,185	Acabamento 1
	120067	63,50	12,70	2 1/2	1/2	2,185	Acabamento 1
BC-187		63,50	15,90	2 1/2	5/8	2,736	Acabamento 1
BC-159		63,50	19,05	2 1/2	3/4	3,278	Acabamento 1
BC-160		63,50	25,40	2 1/2	1	4,371	Acabamento 1
BC-511		63,50	38,10	2 1/2	1 1/2	6,556	Acabamento 1
BC-429		67,00	12,00	2 37/58	43/91	2,179	Acabamento 1
BC-325		75,00	34,00	2 20/21	1 21/62	6,911	Acabamento 1
BC-072	120032	76,20	3,18	3	1/8	0,657	Acabamento 1
BC-150		76,20	4,76	3	1/3	0,983	Acabamento 1
BC-131	120106	76,20	6,35	3	1/4	1,311	Acabamento 1
BC-132	120144	76,20	9,52	3	3/8	1,966	Acabamento 1
BC-073	120175	76,20	12,70	3	1/2	2,623	Acabamento 1
BC-191		76,20	15,87	3	5/8	3,277	Acabamento 1
	120024	76,20	15,88	3	5/8	3,278	Acabamento 1
BC-116		76,20	19,05	3	3/4	3,934	Acabamento 1
BC-129	120191	76,20	25,40	3	1	5,245	Acabamento 1
BC-117		76,20	31,75	3	1 1/4	6,556	Acabamento 1
BC-074	120845	76,20	38,10	3	1 1/2	7,868	Acabamento 1
BC-118		76,20	50,80	3	2	10,49	Acabamento 1
BC-426		79,00	6,00	3 1/9	13/55	1,285	Acabamento 1
BC-321		80,00	6,00	3 3/20	13/55	1,301	Acabamento 1
BC-297		80,00	8,00	3 3/20	23/73	1,734	Acabamento 1
	120804	80,00	9,00			1,944	Acabamento 1
BC-268		80,00	10,00	3 3/20	37/94	2,168	Acabamento 1
BC-296		80,00	20,00	3 3/20	37/47	4,336	Acabamento 1
BC-279		80,00	25,00	3 3/20	62/63	5,42	Acabamento 1
BC-207		80,00	40,00	3 3/20	1 23/40	8,672	Acabamento 1
BC-075		82,00	51,00	3 8/35	2	11,333	Acabamento 1
	120174	85,00	4,00	3 9/26	1/3	0,921	Acabamento 1
BC-196		85,00	65,00	3 9/26	2 52/93	14,973	Acabamento 1

Capítulo V

Hydro: Perfis *Standard* Retangulares

Vergalhões quadrados

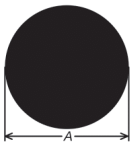


Código Hydro (Utinga)	Código Hydro (Itu)	MILÍMETROS		POLEGADAS	Peso Linear (kg/m)	J (cm^4)	W (cm^3)	Raio de Giração (mm)	Grau de Acabamento *
		A	A Tol	A					
	140001	6,00			0,098				Acabamento 1
VQ-001	140002	6,35	±0,20	1/4	0,109	0,013	0,043	1,83	Acabamento 1
VQ-002	140003	7,93	±0,20	3/16	0,170	0,033	0,083	2,28	Acabamento 1
VQ-029	140004	8,00	±0,20	23/73	0,173	0,034	0,085	2,30	Acabamento 1
VQ-003	140005	9,52	±0,20	3/8	0,246	0,068	0,144	2,74	Acabamento 1
VQ-004		11,11	±0,20	7/16	0,335	0,127	0,229	3,21	Acabamento 1
VQ-005	140008	12,70	±0,23	1/2	0,437	0,217	0,341	3,66	Acabamento 1
VQ-006	140011	15,87	±0,23	5/8	0,683	0,529	0,666	4,57	Acabamento 1
VQ-007	140013	19,05	±0,23	3/4	0,983	1,097	1,152	5,49	Acabamento 1
VQ-008	140015	22,23	±0,25	7/8	1,338	2,035	1,831	6,41	Acabamento 1
VQ-023		23,81	±0,25	15/16	1,536	2,678	2,250	6,86	Acabamento 1
VQ-009	140017	25,40	±0,30	1	1,748	3,469	2,731	7,32	Acabamento 1
VQ-010	140041	30,00	±0,30	1 2/11	2,439	6,750	4,500	8,64	Acabamento 1
VQ-011		31,75	±0,30	1 1/4	2,731	8,468	5,334	9,15	Acabamento 1
VQ-025		34,92	±0,30	1 3/8	3,305	12,391	7,097	10,06	Acabamento 1
VQ-012		38,10	±0,30	1 1/2	3,933	17,560	9,218	10,98	Acabamento 1
VQ-013		40,00	±0,30	1 23/40	4,334	21,333	10,667	11,53	Acabamento 1
VQ-037		41,28	±0,36	1 5/8	4,616	24,198	11,724	11,90	Acabamento 1
VQ-014		44,45	±0,36	1 3/4	5,354	32,532	14,637	12,81	Acabamento 1
VQ-015	140026	50,80	±0,60	2	6,993	55,498	21,849	14,64	Acabamento 1
VQ-021		57,15	±0,60	2 1/4	8,851	88,896	31,110	16,47	Acabamento 1
VQ-016		63,50	±0,60	2 1/2	10,927	135,492	42,675	18,30	Acabamento 1
VQ-017		69,90	±0,60	2 3/4	13,241	198,942	56,922	20,14	Acabamento 1
VQ-018		76,20	±0,60	3	15,735	280,956	73,742	21,96	Acabamento 1
VQ-024		82,55	±0,60	3 1/4	18,467	386,979	93,756	23,79	Acabamento 1
VQ-019		88,90	±0,60	3 1/2	21,417	520,506	117,099	25,62	Acabamento 1
VQ-020		101,60	±0,86	4	27,974	887,960	174,795	29,28	Acabamento 1

Capítulo VI

Hydro: Vergalhões Redondos

Vergalhões redondos

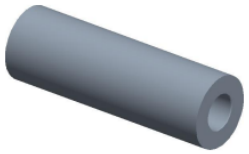


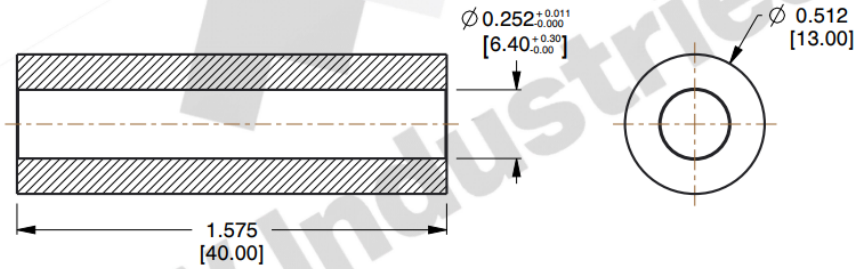
Código Hydro (Utinga)	Código Hydro (Itu)	MILÍMETROS	POLEGADAS	Peso Linear (kg/m)	Grau de Acabamento *
		A	A		
VR-082		60,00	2 25/69	7,662	Acabamento 1
VR-046		60,32	2 3/8	7,744	Acabamento 1
VR-033	20007	63,50	2 1/2	8,582	Acabamento 1
VR-108		64,00	2 13/25	8,718	Acabamento 1
VR-079		65,00	2 52/93	8,993	Acabamento 1
VR-070		66,67	2 5/8	9,461	Acabamento 1
VR-035		69,90	2 3/4	10,400	Acabamento 1
VR-097		70,00	2 65/86	10,429	Acabamento 1
VR-071		73,00	2 7/8	11,342	Acabamento 1
VR-036		76,20	3	12,359	Acabamento 1
VR-110		80,00	3 3/20	13,622	Acabamento 1
VR-043		82,55	3 1/4	14,504	Acabamento 1
VR-111		85,00	3 9/26	15,378	Acabamento 1
VR-037		88,90	3 1/2	16,821	Acabamento 1
VR-133		93,00	3 43/65	18,409	Acabamento 1
VR-065		95,25	3 3/4	19,310	Acabamento 1
VR-038		101,60	4	21,971	Acabamento 1
VR-154		110,00	4 1/3	25,754	Acabamento 1
VR-039		114,30	4 1/2	27,807	Acabamento 1
VR-155		120,00	4 71/98	30,649	Acabamento 1
VR-040		127,00	5	34,329	Acabamento 1
VR-160		130,00	5 2/17	35,970	Acabamento 1
VR-041		139,70	5 1/2	41,539	Acabamento 1
VR-161		140,00	5 22/43	41,717	Acabamento 1
VR-162		150,00	5 48/53	47,890	Acabamento 1
VR-045		152,40	6	49,434	Acabamento 1
VR-042		165,10	6 1/2	58,017	Acabamento 1

Capítulo VII

Espaçador M0749-6-al

REV	CHANGE	DATE	DRN	CHK
	Drawn	02/06/17	SJ	T





MW Industries

NOTES:

1. Material : Aluminum
2. Finish :
3. ASME Y14.5M - 2009
4. All Drawing Dimensions are in Inches [mm]
5. Remove burrs and sharp edges
6. Changes may occur with no notice

			COMPONENT	SPACERS
MW Industries 95 Silvermine Rd.,Seymour CT 06483 Tel: 203-888-2133,Fax: 203-888-9860	This Drawing is the Property of MW Industries.It contains confidential, proprietary information that is MW Industries property. Do not disclose to or duplicate for others except as authorized by MW Industries.	TOLERANCES ALL DIMENSIONS ARE INCHES (UNLESS OTHERWISE SPECIFIED) METALLIC LENGTHS </= 6 INCHES ± 0.005 LENGTH > 6 INCHES ± 0.010 DIAMETERS: ± 0.005 NON-METALLIC LENGTH: ± 0.010 DIAMETERS: ± 0.010 INTERNAL THREADS: MINIMUM THREAD DEPTH	M0749-6-AL 13MM ROUND SPACERS	SCALE 2.27 SHEET 1 of 1

Capítulo VIII

Parafuso ISO 1207 - M6x90 - 4.8

FABORY



Parafuso cabeça cilindrica fenda DIN 84 Aço Zincado 4.8 M6X90

Referência	24520.060.090
Marca	-
UBB	950353120328
UNSPSC	31161504
EAN	8715492631039
Emb. de 100	Apenas embalagem completa

Parâmetros técnicos

Diâmetro	M6
Comprimento	90 mm
Classe	4.8
Encaixe	Fenda
Forma da cabeça	Cabeça cilindrica
Material	Aço
Tratamento sup.	Zincado
Rosca	Métrica

Normas

BS	≈4183
NF	≈E25-127
ISO	≈1207
DIN	84
ASME	≈B18.6.7M
NEN	≈1602

Especificação técnica

d-D	M6
Thread length (min.)	38
dk (max.)	10
Rosca total C ≤	40
k (max.)	3.9
L (mm)	90
n	1.6
P	1
t (min.)	1.6

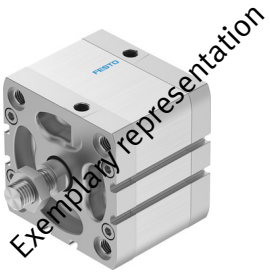
Desenho técnico

Capítulo IX

Cilindro Pneumático ADN-80-100-A-P-A

Compact cylinder
ADN-80- -

Part number: 536351



General operating condition

Data sheet

Overall data sheet – Individual values depend upon your configuration.

Feature	Value
Stroke	1 mm ... 500 mm
Piston diameter	80 mm
Cushioning	Elastic cushioning rings/plates at both ends Self-adjusting pneumatic end-position cushioning
Mounting position	optional
Conforms to standard	ISO 21287
Design	Piston Piston rod Profile barrel
Position detection	Via proximity switch
Variants	EX protection approval (ATEX) Metals with copper, zinc or nickel by mass as main constituent are excluded from use. Exceptions are nickel in steel, chemically nickel-plated surfaces, printed circuit boards, cables, electrical plug connectors and coils. Improved running performance Extended male piston rod thread Custom thread on the piston rod Extended piston rod With protection against rotation High corrosion protection Dust protection Uniform, slow movement Low friction Through piston rod Through, hollow piston rod Heat-resistant seals max. 120°C Laser etched rating plate Temperature range -40 to 80°C Piston rod at one end
Operating pressure	0.06 MPa ... 1 MPa
Operating pressure	0.6 bar ... 10 bar
Mode of operation	Double-acting
CE mark (see declaration of conformity)	To EU Explosion Protection Directive (ATEX)
CE marking (see declaration of conformity)	To UK EX instructions
Explosion protection certification outside the EU	EPL Db (GB) EPL Gb (GB)
Explosion protection	Zone 1 (ATEX) Zone 1 (UKEX) Zone 2 (ATEX) Zone 21 (ATEX) Zone 21 (UKEX) Zone 22 (ATEX)

Feature	Value
ATEX category gas	II 2G
ATEX category dust	II 2D
Explosion ignition protection type for gas	Ex h IIC T4 Gb
Explosion ignition protection type for dust	Ex h IIIC T120°C Db
Explosion ambient temperature	-20°C <= Ta <= +60°C
Operating medium	Compressed air to ISO 8573-1:2010 [7:4:4]
Note on operating and pilot medium	Lubricated operation possible (in which case lubricated operation will always be required)
Corrosion resistance class CRC	0 - No corrosion stress 2 - Moderate corrosion stress 3 - high corrosion stress
LABS (PWIS) conformity	VDMA24364-B1/B2-L VDMA24364 zone III
Suitability for the production of Li-ion batteries	Metals with more than 1% by mass of copper, zinc or nickel by mass are excluded from use. Exceptions are nickel in steel, chemically nickel-plated surfaces, printed circuit boards, cables, electrical plug connectors and coils
Ambient temperature	-40 °C ... 120 °C
Theoretical force at 0.6 MPa (6 bar, 87 psi), return stroke	2827 N
Theoretical force at 0.6 MPa (6 bar, 87 psi), advance stroke	2827 N ... 3016 N
Additional weight per piston rod extension of 10 mm	25 g
Additional weight per piston rod thread extension of 10 mm	16 g
Type of mounting	Either: With through-hole Via female thread With accessories
Pneumatic connection	G1/8
Note on materials	RoHS-compliant
Material collar screws	Steel
Material cover	Die-cast aluminium, coated Anodised wrought aluminium alloy
Material piston rod	High-alloy steel
Material cylinder barrel	Smooth-anodised wrought aluminium alloy

Datasheet

Technical data – Basic version and variants					
Piston diameter	50	63	80	100	125
Pneumatic connection					
–	G1/8	G1/8	G1/8	G1/8	G1/4
S1	–	G1/8	–	G1/8	–
Female piston rod thread					
–	M10	M10	M12	M12	M16
K5	M8	M8	M10	M10	–
S1	–	M12	–	M16	–
S1-K5	–	M10	–	–	–
Male piston rod thread					
–	M12x1.25	M12x1.25	M16x1.5	M16x1.5	M20x1.5
K5	M12; M16	M12; M16	M16; M20; M20x1.5	M16; M20; M20x1.5	M20
S1	–	M16x1.5	–	M20x1.5	–
S1-K5	–	M12x1.25; M16	–	M16x1.5; M20	–
Q-K5	M12	M12	M16	M16	M20
Max. torsional backlash of the piston rod [°]					
Q	1	1	0.8	0.8	0.8

Operating and environmental conditions											
Piston diameter	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Operating medium	Compressed air to ISO 8573-1:2010 [7:4:4]										
Note on the operating/pilot medium	Lubricated operation possible (in which case lubricated operation will always be required)										
Operating pressure											
in [MPa]											
–	0.1 ... 1		0.06 ... 1								
PPS	–		0.15 ... 1			0.1 ... 1					–
Q	0.15 ... 1		0.1 ... 1								
Q-S6	0.15 ... 0.6		0.1 ... 0.6								
S1	–			0.1 ... 1	–	0.1 ... 1	–	0.1 ... 1	–	0.1 ... 1	–
S2, S20	0.15 ... 1		0.12 ... 1		0.1 ... 1			0.08 ... 1			
S6	0.1 ... 1		0.06 ... 1								
S11	0.045 ... 1				0.025 ... 1						
R8, TT	–		0.15 ... 1			0.1 ... 1					–
in [bar]											
–	1 ... 10		0.6 ... 10								
PPS	–		1.5 ... 10			1 ... 10					–
Q	1.5 ... 10		1 ... 10								
Q-S6	1.5 ... 6		1 ... 6								
S1	–			1 ... 10	–	1 ... 10	–	1 ... 10	–	1 ... 10	–
S2, S20	1.5 ... 10		1.2 ... 10		1 ... 10			0.8 ... 10			
S6	1 ... 10		0.6 ... 10								
S11	0.45 ... 10				0.25 ... 10						
R8, TT	–		1.5 ... 10			1 ... 10					–
in [psi]											
–	14.5 ... 145		8.7 ... 145								
PPS	–		21.76 ... 145			14.5 ... 145					–
Q	21.76 ... 145		14.5 ... 145								
Q-S6	21.76 ... 87		14.5 ... 87								
S1	–			14.5 ... 145	–	14.5 ... 145	–	14.5 ... 145	–	14.5 ... 145	–
S2, S20	21.76 ... 145		17.4 ... 145		14.5 ... 145			11.6 ... 145			
S6	14.5 ... 145		8.7 ... 145								
S11	6.53 ... 145				3.63 ... 145						
R8, TT	–		21.76 ... 145			14.5 ... 145					–
Ambient temperature[1] [°C]											
–	–20 ... +80										
S6	0 ... +120										
S10, S11	+5 ... +80										
R3	–20 ... +80										
TT	–		–40 ... +80								–

1) Note operating range of proximity switches

Datasheet

Operating and environmental conditions											
Piston diameter	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Corrosion resistance class CRC[1]											
–	2 - Moderate corrosion stress										
R3	3 - High corrosion stress										
F1A	0 - no corrosion stress										
ATEX	Selected types ➔ www.festo.com										

1) More information: www.festo.com/x/topic/crc

Forces [N] and impact energy [J]											
Piston diameter	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
Theoretical force at 6 bar, advancing											
–	68	121	188	295	483	754	1178	1870	3016	4712	7363
S1	–	–	–	295	–	754	–	1870	–	4712	–
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Theoretical force at 6 bar, retracting											
–	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
S1	–	–	–	247	–	633	–	1681	–	4417	–
S2	51	90	141	247	415	686	1057	1750	2827	4524	7069
Max. impact energy in the end positions											
–	0.07	0.15	0.2	0.3	0.4	0.7	1	1.3	1.8	2.5	3.3
S1	–	–	–	0.3	–	0.7	–	1.3	–	2.5	–
S6, S10, S11, TT	0.035	0.075	0.1	0.15	0.2	0.35	0.5	0.65	0.9	1.25	1.75
K10	–	–	0.16	0.24	0.32	0.56	0.8	1	1.4	2	2.6
S20	–	0.016	0.024	0.083	0.15	0.39	0.48	0.62	0.8	0.9	0.95

Note

These specifications represent the maximum values that can be achieved. The maximum permissible impact energy must be observed.

Permissible impact speed: $V = \sqrt{\frac{2 \times E}{m_1 + m_2}}$

Maximum permissible mass: $m_2 = \frac{2 \times E}{v^2} - m_1$

V	Permissible impact speed
E	max. impact energy
m1	Moving mass (drive)
m2	Moving payload

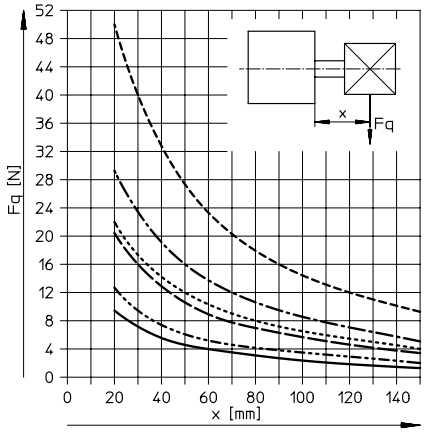
Note

The maximum impact energy is still maintained in combination with cushioning PPS.

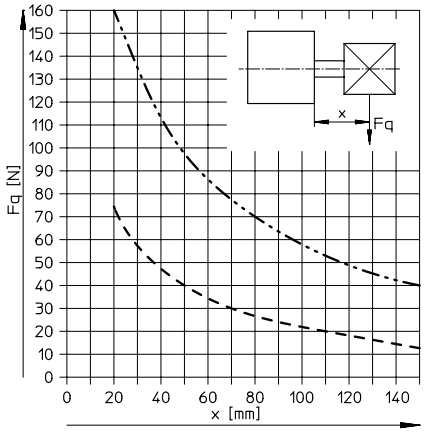
Max. energy conversion capacity [J]								
Piston diameter	20	25	32	40	50	63	80	100
For cushioning PPS	0.65	0.8	1	1.7	2.8	4.8	8	12

Max. lateral force Fq as a function of projection x

Ø 12 ... 63



Ø 80 ... 125

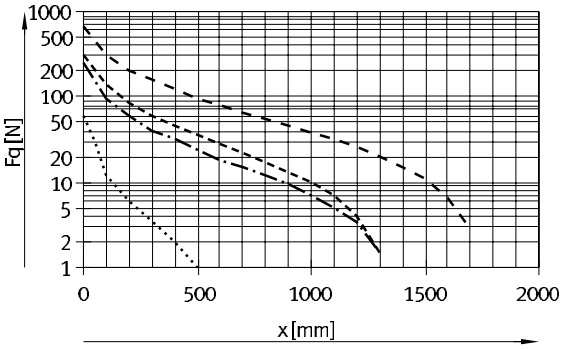


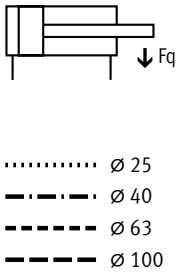
Ø 12
Ø 16
Ø 20
Ø 25
Ø 32/40
Ø 50/63
Ø 80/100
Ø 125

Datasheet

Max. lateral force Fq as a function of projection x

S1 – Reinforced piston rod





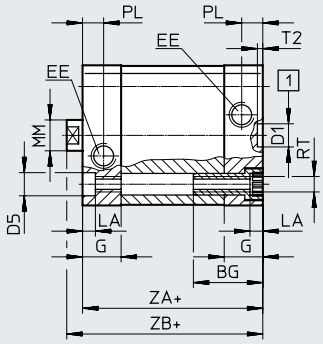
Weight [g]

Piston diameter	12	16	20	25	32	40	50	63	80	100	125
ADN-...											
Product weight with 0 mm stroke	64	75	128	181	265	361	531	755	1140	1741	2952
Additional weight per 10 mm stroke	12	14	22	26	29	38	51	60	80	99	116
Moving mass with 0 mm stroke	11	18	32	41	76	103	164	222	431	595	1020
Additional mass per 10 mm stroke	2	4	6	6	9	9	16	16	25	25	29
ADN-...-I											
Product weight with 0 mm stroke	62	71	119	172	240	318	489	713	1012	1605	2768
Additional weight per 10 mm stroke	12	14	22	26	29	38	51	60	80	99	116
Moving mass with 0 mm stroke	9	14	23	32	51	60	122	180	303	459	836
Additional mass per 10 mm stroke	2	4	6	6	9	9	16	16	25	25	29
ADN-...-S2											
Product weight with 0 mm stroke	68	83	144	200	294	389	582	805	1220	1830	3245
Additional weight per 10 mm stroke	15	18	29	33	38	47	68	76	105	123	156
Moving mass with 0 mm stroke	15	26	48	55	105	127	205	265	493	665	1308
Additional mass per 10 mm stroke	5	8	13	13	18	18	33	32	50	49	69
ADN-...-S20											
Product weight with 0 mm stroke	–	84	140	193	284	377	563	786	1162	1771	3076
Additional weight per 10 mm stroke	–	17	27	31	36	45	62	71	96	115	136
Moving mass with 0 mm stroke	–	22	42	48	96	115	186	245	435	606	1099
Additional mass per 10 mm stroke	–	7	11	11	16	16	27	27	41	41	49
ADN-...-Q											
Product weight with 0 mm stroke	65	78	132	180	270	361	537	749	1144	1741	2945
Additional weight per 10 mm stroke	12	14	22	26	28	37	46	55	75	94	108
Moving mass with 0 mm stroke	11	17	32	41	73		153	209	413	575	985
Additional mass per 10 mm stroke	2	4	6	6	8	8	11	11	20	20	21
ADN-...-S1											
Product weight with 0 mm stroke	–	–	–	183	–	394	–	886	–	2710	–
Additional weight per 10 mm stroke	–	–	–	26	–	44	–	68	–	136	–
Moving mass with 0 mm stroke	–	–	–	45	–	134	–	308	–	737	–
Additional mass per 10 mm stroke	–	–	–	6	–	15	–	24	–	38	–
ADN-...-PPS											
Product weight with 0 mm stroke	–	–	128	173	272	372	547	773	1162	1766	–
Additional weight per 10 mm stroke	–	–	22	26	29	38	51	60	80	99	–
Moving mass with 0 mm stroke	–	–	33	39	83	114	180	240	453	620	–
Additional mass per 10 mm stroke	–	–	6	6	9	9	16	16	25	25	–
ADN-...-TT/-R8											
Product weight with 0 mm stroke	–	–	133	181	280	380	561	786	1167	1768	–
Additional weight per 10 mm stroke	–	–	22	26	29	38	51	60	80	99	–
Moving mass with 0 mm stroke	–	–	35	44	82	109	175	234	447	612	–
Additional mass per 10 mm stroke	–	–	6	6	9	9	16	16	25	25	–

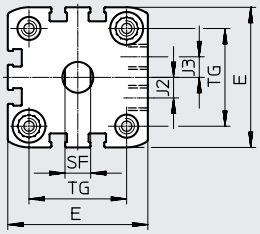
Datasheet

Dimensions – Basic version Download CAD data ➔ www.festo.com

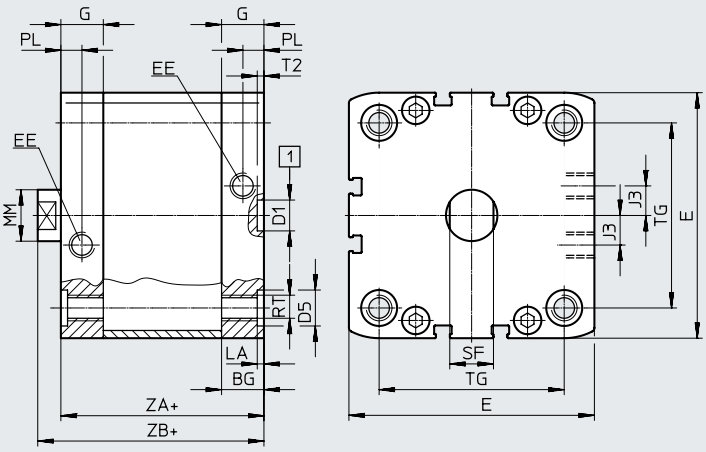
Ø 12 ... 63



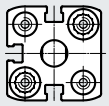
Ø 32 ... 63



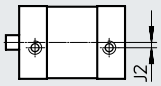
Ø 80 ... 125



Ø 12 ... 25



Ø 12



\+ = plus stroke length

[1] = Drilled hole for centring pin/sleeve

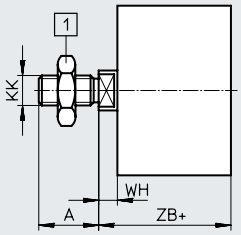
Ø [mm]	BG min.	D1 Ø H9	D5 Ø	E	EE	G	J2	J3	PW +0.2
12	17	9	6^{F9}	27.5 +0.3	M5	10.5	2	–	3.5
16				29 +0.3		11	2.6		
20	19.5		9^{F9}	35.5 +0.3		12			5
25				39.5 +0.3					
32	26			47 +0.3	G1/8	15	6		
40				54.5 +0.3			8		
50	27	12	12^{F9}	65.5 +0.3			11.5		
63				75.5 +0.3					
80	17		15	95.5 +0.6		16.5			2.6
100	21.5			113.5 +0.6		21.5	20		
125	20		–	134.6 +0.3	G1/4	20	21.15		–

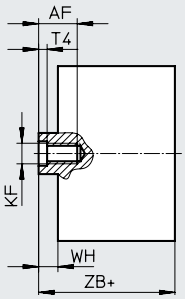
Ø [mm]	MM Ø	PL +0.2	RT	ST h13	T2 +0.1	TG ±0.2	ZA ±0.6	ZB +1.2	ZB PPS +1.3
12	6	6	M4	5	2.1	16	35	39.2	–
16	8			7		18		39.7	
20	10		M5	9		22	37	42.5	42.5
25						26	39	44.5	45.3
32	12	8.2	M6	10		32.5	44	50	50.6
40						38	45	51.1	51.7
50	16		M8	13	2.6	46.5		52.7	53.2
63						56.5	49	56.5	57
80	20		M10	17		72	54	62.9	63.4
100		10.5				89	67	76	76.8
125	25		M12	21		110	81	92	–

Datasheet

Dimensions – Variants Download CAD data ➔ www.festo.com

Basic version

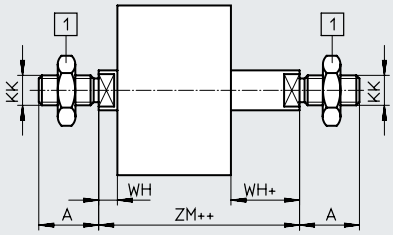


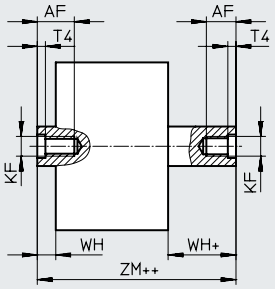


[1] Hex nut DIN 439-B only with Ø 32 ... 125

\+ = plus stroke length

S2 – Through piston rod



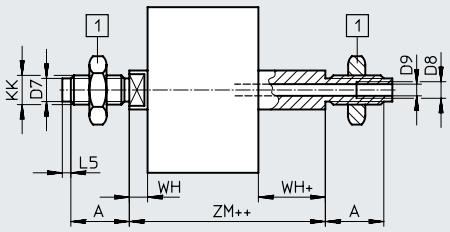


[1] Hex nut DIN 439-B only with Ø 32 ... 125

\+ = plus stroke length

++ = plus 2x stroke length

S20 – Through, hollow piston rod

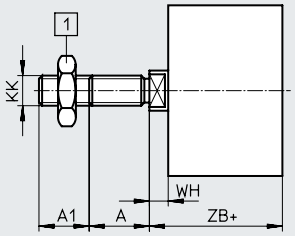


[1] Hex nut DIN 439-B only with Ø 32 ... 125

\+ = plus stroke length

++ = plus 2x stroke length

K2 – Extended male piston rod thread



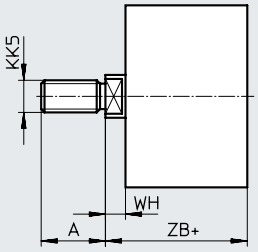
Note

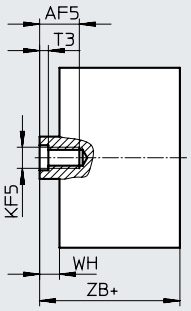
In combination with variants S2/ S20, the piston rod thread is extended at both ends

[1] Hex nut DIN 439-B only with Ø 32 ... 125

\+ = plus stroke length

K5 – Special piston rod thread

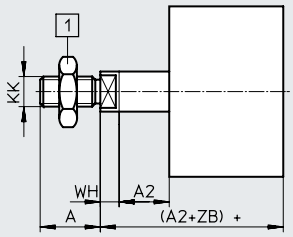


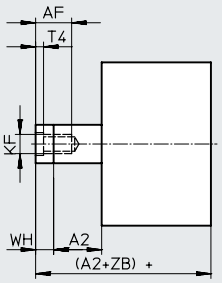


Datasheet

Dimensions – Variants Download CAD data ➔ www.festo.com

K8 – Extended piston rod





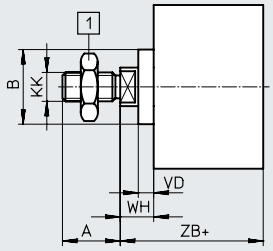
Note

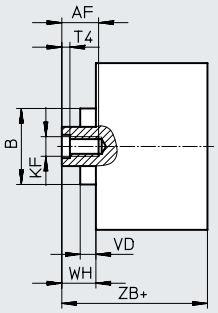
In combination with variants S2/ S20, the piston rod thread is extended at one end

[1] Hex nut DIN 439-B only with Ø 32 ... 125

\+ = plus stroke length

R8 – Dust protection / TT – Low temperature





[1] Hex nut DIN 439-B only with Ø 32 ... 125

\+ = plus stroke length

Ø [mm]	A –0.5	A1	A2	AF min.	AF5 min.	B Ø	D7 Ø	D8	D9 Ø	L5	KF	KF5	KK
12	10	1 ... 10	1 ... 300	8	–	–	–	–	–	–	M3	–	M5
16	12			10			4.5		3.2	3	M4		M6
20	16	1 ... 20		14	12	18	6	–	3.8	2	M6	M5	M8
25													
32	19		1 ...400	16	14	27	8		4.5	3	M8	M6	M10x1.25
40													
50	22			20	16	31	10		6	3.5	M10	M8	M12x1.25
63													
80	28	1 ... 30	1 ... 500		20	35	–	G1/8	8	–	M12	M10	M16x1.5
100													
125	40	1 ... 40		25	–	–		G1/4	11.7		M16	–	M20x1.5

Ø [mm]	KK5	T3	T4	VD	WH			ZB			ZM	
					+1.3	PPS +1.4	R8/TT +1.3	+1.2	PPS +1.3	R8/TT +1.2		PPS
12	M6	–	1.5	–	4.2	–	–	39.2	–	–	44.5 $^{+0.5}$	–
16	M8				4.7			39.7			45.7 $^{+0.5}$	
20	M10x1.25	2	2.6	5.2	5.5	5.5	10.5	42.5	42.5	47.5	49.5 $^{+0.5}$	49.5 $^{+0.5}$
25	M10					5.5		44.5	45.3	49.5	51.5 $^{+0.5}$	51.5 $^{+0.5}$
32	M10	2.6	3.3	6.4	6	6.5	12.5	50	50.6	56.5	57.5 $^{+0.5}$	58.6 $^{+0.6}$
40	M12				6.1	6.6		51.1	51.7	57.5	58.6 $^{+0.6}$	59.7 $^{+0.7}$
50	M12	3.3	4.7		7.7	8.2	14.7	52.7	53.2	59.7	62.0 $^{+0.6}$	63.1 $^{+0.7}$
63	M16				7.5	8	14.6	56.5	57	63.6	65.4 $^{+0.6}$	66.5 $^{+0.7}$
80	M16	4.7	6.1		8.9	9.4	15.4	62.9	63.4	69.4	73.2 $^{+0.6}$	74.3 $^{+0.7}$
100	M20x1.5 M20				9	9.8	15.5	76	76.8	82.5	86.4 $^{+0.6}$	88 $^{+0.7}$
125	M20	–	7	–	11	–	–	92	–	–	104.4 $^{+0.6}$	–

Capítulo X

Varão Roscado DIN 976 - 1B - M10x200 - 4.8

FABORY



Threaded rod chamfered DIN 976-1B Aço Zincado 4.8 M10X200

Referência	20110.100.200
Marca	-
UBB	500649322426
UNSPSC	31161618
EAN	8717077263161
Emb. de 10	Apenas embalagem completa

Parâmetros técnicos

Diâmetro	M10
Comprimento	200 mm
Classe	4.8
Material	Aço
Direção da rosca	Direita
Tratamento sup.	Zincado
Rosca	Métrica

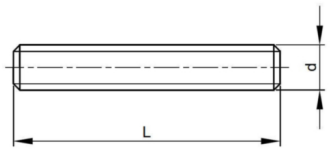
Normas

DIN	976-1B

Especificação técnica

d-D	M10
L (mm)	200
P	1.5

Desenho técnico



Capítulo XI

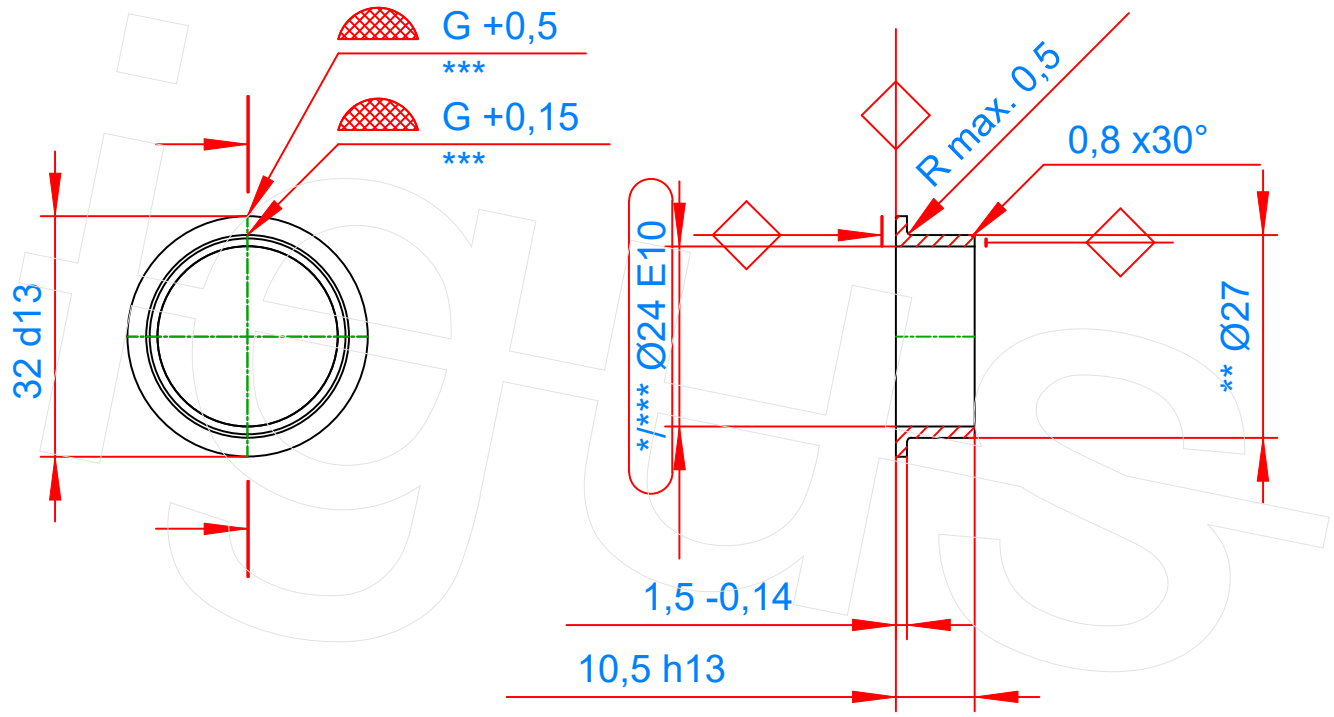
Material iglidur® G e Casquilho GFM - 2427 - 10

Product: iglidur® G

General Properties:	
density:	1.46 g/cm^3
colour:	dark grey
saturation with moisture absorption at 23°C / 50% r. h.:	0.7 weight %
saturation with water:	4.0 weight %
Mechanical Properties:	
flexural modulus:	7800 MPa
flexural strength:	210 MPa
max. permissible surface pressure at 20 °C:	80 MPa
Shore D hardness:	81
Thermal Properties:	
highest long term service temperature [1)]:	130°C
highest short term service temperature [1), 2)]:	220°C
highest short term ambient temperature [1), 2)]:	220°C
lowest service temperature:	-40°C
Electrical Properties:	
specific volume resistivity:	>10^{13} Ωcm
surface resistivity:	>10^{11} Ω

[1)] relaxation possible

[2)] without additional load; no movement



*** article-related
** press fit in housing bore 27 H7
* measured with pin gauge after assembly in housing bore 27 +0,005 (only for QA)
pin gauge diameter under deviation has to move
pin gauge diameter upper deviation has to stick
all distances in millimeter (mm)

Geometrische Produktspezifikation nach DIN EN ISO 10135
Geometrical product specifications acc.

Formtrenngrat soweit nicht anderes angegeben = FL 0,2 mm
Flash at parting line unless otherwise stated
Formtrenngrat im Bereich der Bindenaht = FL 0,5 mm
Flash in the range of weld line

Rundungen im Bereich der Angabe fuer allgemeine Werkstueckkanten zulaessig
Roundings in the range of specification for workpiece edges allowed

+ 0,2 mm
- 0,6 mm
ISO 13715
Werkstueckkanten
workpiece edges

Messmittel/ Messmethode gemaess igus CAQ Pruefplan
Measuring instruments/ methods acc. to igus CAQ inspection plan

Pruefmerkmal, kein Faehigkeitsnachweis
inspection characteristic, no capability proof

Projektleiter/Pr.Manager:	_
Werkzeug-Nr./tool-no.:	_
Werkstoff/material:	G
Oberfl./Besch./Farbe/surf./coat./color:	_
Gewicht/mass: 2,32 g	Volumen/volume: 1,59 mm^3
LxBxH:	10,5x32x32 mm

Zulaessige Abweichung fuer Masse ohne Toleranzangabe
Allowed deviation of dimension without tolerance declaration

Nennmass ueber/over	0,5 mm	6 mm	30 mm	120 mm
size bis/incl.	6 mm	30 mm	120 mm	400 mm
DIN ISO 2768-m	±0,1 mm	±0,2 mm	±0,3 mm	±0,4 mm

Fuer Entscheidungen ueber die Eignung der von igus zu liefernden Produkte fuer bestimmte Anwendungsfaelle und Konstruktionen, in die die igus-Produkte einbezogen sind, ist ausschliesslich der Kunde verantwortlich. Die ausschliessliche Verantwortung des Kunden fuer die Konstruktion und/oder Verwendung liegt auch dann beim Kunden, wenn igus in die Entwicklung eines vom Kunden geschaffenen Produktes einbezogen wird und dabei, etwa durch Ratschlaege oder Empfehlungen, mitwirkt. Alle Masse, Pruefungen und Angaben beziehen sich, wenn nicht ausdruecklich anders angegeben, auf den Auslieferzustand bei Raumklima.

The responsibility for the decision regarding the suitability of the igus products for individual application/design is taken by the customer. This also applies if igus is involved in the development of a customised product, e.g. with advice or proposals regarding the design and/or manufacturing process of the product and/or associated application. All sizes, checks and data are relating to the delivery conditions at ambient climate, if not fixed deviating in particular.

Nr./No.	Datum/Date	Name	Aenderung/Amendment

Eu.	Massstab/scale not drawn to scale	Benennung/title
	Datum/Date	Name
Erst. / Cr.	25.11.2024	IBD
Gepr. / Ch.	25.11.2024	IBD

Gleitlager mit Bund (Form F)
Flange Bearing (shape F)

igus
Spicher Str. 1a, 51147 Koeln
www.igus.de

Status: Anfrage/Muster
inquiry/prototype

Zeichnungs-Nr./drawing-no.: DWGIBD-00216965
Rev./Ver.: /

Artikel-Nr./article-no.: GFM-2427-10
Bl./p: 1/1
Gr./sz.: A4

Doc ID: Zchng-art/drw-type: System-/Prinzipzeichnung

Schutzvermerk nach DIN ISO 16016 beachten
Copyright in accordance with DIN ISO 16016

Capítulo XII

Configuração Sistema de Guia Linear PD

igus® Lda.
R. Eng. Ezequiel
Campos, 239
4100-232 Porto
Tel.: +351 22 6109000
Email: info@igus.pt

Sua configuração

Foto do produto	Número da peça	Descrição	Quantidade	Preço/unid.
	WW-16-60-20	**Carruagem drylin® W** Tipo: Bucha fixa	1	74,08 EUR
	WS-16-60	**Guia linear drylin® W** **Comprimento do trilho**: 350 mm	1	35,98 EUR

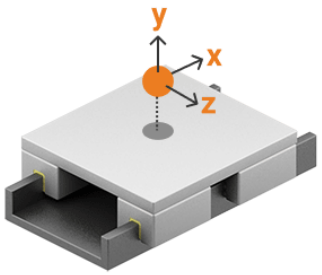
Preço total	110,06 EUR
Prazo de entrega	Saída a partir de 2 dias úteis. Envio Standard: +4/5 dias. Urgente: +1/2 dias
Link para configuração	https://drylin-linear-guide-expert.igus.tools?configurationId=DLX-vSedZ6oHuv2O85nz

Adequação & desgasteeee

Vida útil a 20°C	7.178.597 Ciclos
Distância máxima de curso durante a vida útil	2.154 km
Desgaste na direção y	0,50 mm
Desgaste na direção z	0,07 mm
Velocidade contínua máxima permitida	0,660 m/s
Mínimo exigido. força de acionamento	99,2 N
Temperatura admissível do rolamento	90 °C

Máximo calculado. carregar na direção y	329,5 N
Fator de segurança na direção y	3,19
Máximo calculado. carregar na direção z	17,7 N
Fator de segurança na direção y	59,21
Folga no centro de gravidade (nova condição)	0,97 mm
Folga no centro de gravidade (fim da vida útil)	5,84 mm

Seus requisitos



TIPO DE SISTEMA E DIMENSÕES	
Tipo de sistema	Sistema completo
Orientação	Horizontal
Bucha por trilho	1
Comprimento do trilho	350 mm

CARREGAR E COMPENSAR	
Força de peso	350 N
Centro de massa X	30 mm
Centro de massa Y	261 mm
Centro de massa Z	31 mm
força do empurrador	0 N
Força do empurrador Y	0 mm
Força do empurrador Z	0 mm

MOVIMENTO E DIREÇÃO	
Velocidade	0,01 m/s
Aceleração	0,1 m/s²
Tipo de acionamento	Acionamento único
Offset y	245 mm
Offset z	0 mm

Nota e informações sobre a garantia

As informações contidas neste software e, particularmente, os dados do especialista são baseados no estado atual de nosso conhecimento sobre os produtos descritos. Uma garantia juridicamente vinculativa de certas propriedades ou da adequação a certo uso não pode ser derivada. A igus® não assume qualquer responsabilidade por perdas resultantes do uso dos produtos. Recomendamos que seja sempre verificada a adequação dos produtos para um determinado fim em um teste de campo. Aproveite nossos serviços de consultoria. Devido ao contínuos avanços técnicos, nós nos reservamos o direito de fazer a qualquer momento mudanças técnicas e melhorias nos produtos.

Capítulo XIII

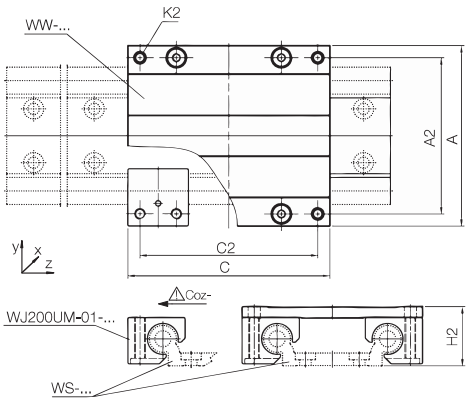
Carruagem Guia PD - WW-16-60-20

drylin® W profile guides | Product range

drylin® W profile guides

Assembled guide carriages, round





In the following sizes, also available with adjustable bearing clearance:
10, 16 and 20; order example: WWE-10-40-15

Technical data and dimensions [mm]

Part No.[64]	Weight	A	C	A2	C2	K2	H2[57]	Static load capacity				
		Width	Length				±0.25	Coy	Coz	Mox	Moy	Moz
	[kg]							[N]	[N]	[Nm]	[Nm]	[Nm]
WW-10-30-08	0.26	63	80	50	67	M6	24	4,800	2,400	72	120	120
WW-10-30-10	0.28	63	100	50	87	M6	24	4,800	2,400	72	170	170
WW-10-30-15	0.32	63	150	50	137	M6	24	4,800	2,400	72	290	290
WW-10-40-10	0.29	73	100	60	87	M6	24	4,800	2,400	96	170	170
WW-10-40-15	0.34	73	150	60	137	M6	24	4,800	2,400	96	290	290
WW-10-40-20	0.40	73	200	60	187	M6	24	4,800	2,400	96	410	410
WW-10-80-10	0.34	107	100	94	87	M6	24	4,800	2,400	178	170	170
WW-10-80-15	0.42	107	150	94	137	M6	24	4,800	2,400	178	290	290
WW-10-80-20	0.50	107	200	94	187	M6	24	4,800	2,400	178	410	410
WW-10-120-10	0.41	153	100	140	87	M6	24	4,800	2,400	288	170	170
WW-10-120-15	0.54	153	150	140	137	M6	24	4,800	2,400	288	290	290
WW-10-120-20	0.66	153	200	140	187	M6	24	4,800	2,400	288	410	410
WW-16-60-10	0.71	104	100	86	82	M8	35	8,400	4,200	240	270	270
WW-16-60-15	0.84	104	150	86	132	M8	35	8,400	4,200	240	480	480
WW-16-60-20	0.97	104	200	86	182	M8	35	8,400	4,200	240	690	690
WW-20-80-15	1.20	134	150	116	132	M8	44	12,800	6,400	525	670	670
WW-20-80-20	1.30	134	200	116	182	M8	44	12,800	6,400	525	990	990
WW-20-80-25	1.50	134	250	116	232	M8	44	12,800	6,400	525	1,250	1,250
WW-25-120-15	2.54	195	150	173	128	M10	55	19,200	9,600	1,250	880	880
WW-25-120-20	2.80	195	200	173	178	M10	55	19,200	9,600	1,250	1,360	1,360
WW-25-120-25	3.07	195	250	173	228	M10	55	19,200	9,600	1,250	1,840	1,840

[57] Height dimension minus the bearing clearance tolerance [64] Optional with manual clamp, suffix "-HKA"

Capítulo XIV

Calha Guia PD - WW-16-60

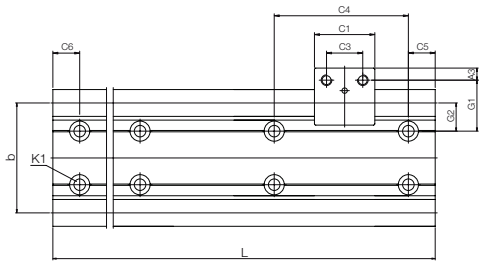
drylin® W profile guides

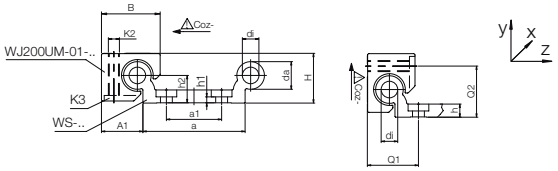
drylin® W profile guides | Product range

Double rail, round, hard-anodised aluminium









Hard anodised surfaces
▶ Page 874

Curved rail profiles
▶ Page 878

This orientation not possible for WS-10-40/ WS-10-80/WS-10-120

Technical data and dimensions [mm]

Part No.	Weight	H [57]	da	di	L	a	A1	b	h	h1	h2	G1	G2	a1 [62]	Q1	Q2
	[kg/m]	±0.25			Max.											
WS-10-40	1.00	18	10-0.1	–	4,000	40-0.5	16.5	40	5.5	5.5 [58]	9	30	20	–	–	–
WS-10-80	1.50	18	10-0.1	–	4,000	74-0.7	16.5	74	5.5	5.5 [58]	9	27	17	40	–	–
WS-10-120	2.02	18	10-0.1	–	4,000	120-0.7	16.5	120	5.5	5.5 [58]	9	30	20	80	–	–
WS-16-60	1.96	27	16-0.1	8.0	4,000	54-0.5	25.0	58	7.5	3.5	14	43	29	–	32	28
WS-20-80	3.30	36	20-0.1	10.2	4,000	74-0.7	30.0	82	9.5	4.5	20	38	21	40	37	37
WS-25-120	5.8	45	25-0.15	14.0	4,000	120-0.7	37.5	131	11.5	5.5	25	46.5	25.5	80	45.5	46

[57] Height dimension minus the bearing clearance tolerance [62] WS-10-40/-16-60 a single row of mounting holes down the centreline; WS-10-80/-10-120/-20-80/-25-120 two parallel rows of mounting holes

Part No.	C4	C5		C6		K1 for screw	Geometrical moment of inertia		Moment of resistant	
							Iy	Iz	Wby	Wbz
		Min.	Max.	Min.	Max.	DIN 912	[mm⁴]	[mm⁴]	[mm³]	[mm³]
WS-10-40	120	20	79.5	20	79.5	M6 [58]	91,000	5,100	3,600	590
WS-10-80	120	20	79.5	20	79.5	M6 [58]	388,000	6,100	9,200	650
WS-10-120	120	20	79.5	20	79.5	M6 [58]	1,303,000	7,100	20,000	720
WS-16-60	120	20	79.5	20	79.5	M8	367,600	26,100	9,900	1,900
WS-20-80	120	20	79.5	20	79.5	M8	1,080,000	78,700	21,000	4,000
WS-25-120	150	25	99.5	25	99.5	M10	4,867,000	215,000	62,400	8,500

Standard hole pattern: C5 = C6, please order with drawing for C5 ≠ C6.

[58] Plain holes

Capítulo XV

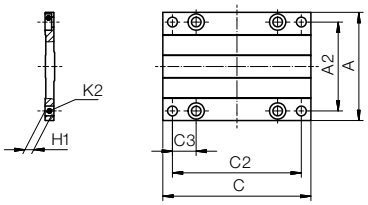
Mesa da Carruagem da Guia PD - WWY-16-60-20-AL

drylin® W profile guides

drylin® W profile guides | Product range

Extension of the drylin® W modular system





With four pillow blocks and the mounting plate, a linear carriage can be installed in less than a minute. Mounting plates are available in 3 lengths in each installation size and width.

- Robust corrosion-resistant anodised aluminium
- A variety of combinations of liners/bearings/slide plates are possible, also with manual clamp
- Required combination bearing and mounting plate also available pre-assembled

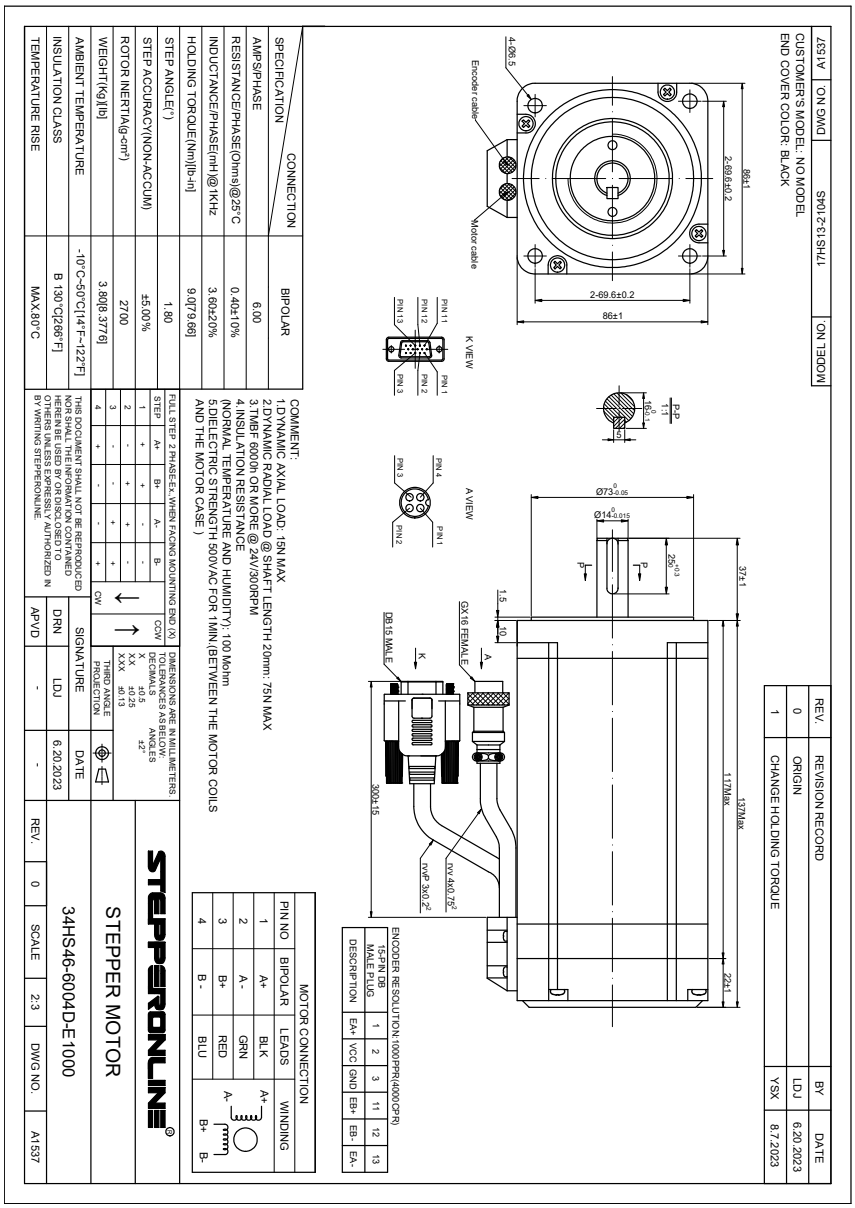
Modular system:
Can be combined with the complete drylin® linear bearing product range. 4 screws included in delivery.

Technical data and dimensions [mm]

Part No.	C	A	H1	A2	K2	Mounting screws included
WWY-06-30-06-AL	60	54	4.0	45	M4	M4
WWY-06-30-08-AL	80	54	4.0	45	M4	M4
WWY-06-30-10-AL	100	54	4.0	45	M4	M4
WWY-06-60-06-AL	60	85	4.0	76	M4	M4
WWY-06-60-08-AL	80	85	4.0	76	M4	M4
WWY-06-60-10-AL	100	85	4.0	76	M4	M4
WWY-10-30-08-AL	80	63	6.5	50	M6	M6
WWY-10-30-10-AL	100	63	6.5	50	M6	M6
WWY-10-30-15-AL	150	63	6.5	50	M6	M6
WWY-10-40-10-AL	100	73	6.5	60	M6	M6
WWY-10-40-15-AL	150	73	6.5	60	M6	M6
WWY-10-40-20-AL	200	73	6.5	60	M6	M6
WWY-10-80-10-AL	100	107	6.5	94	M6	M6
WWY-10-80-15-AL	150	107	6.5	94	M6	M6
WWY-10-80-20-AL	200	107	6.5	94	M6	M6
WWY-10-120-10-AL	100	153	6.5	140	M6	M6
WWY-10-120-15-AL	150	153	6.5	140	M6	M6
WWY-10-120-20-AL	200	153	6.5	140	M6	M6
WWY-16-60-10-AL	100	104	8.5	86	M8	M8
WWY-16-60-15-AL	150	104	8.5	86	M8	M8
WWY-16-60-20-AL	200	104	8.5	86	M8	M8
WWY-20-80-15-AL	150	134	8.5	116	M8	M8
WWY-20-80-20-AL	200	134	8.5	116	M8	M8
WWY-20-80-25-AL	250	134	8.5	116	M8	M8
WWY-25-120-15-AL	150	195	10.0	173	M10	M10
WWY-25-120-20-AL	200	195	10.0	173	M10	M10
WWY-25-120-25-AL	250	195	10.0	173	M10	M10

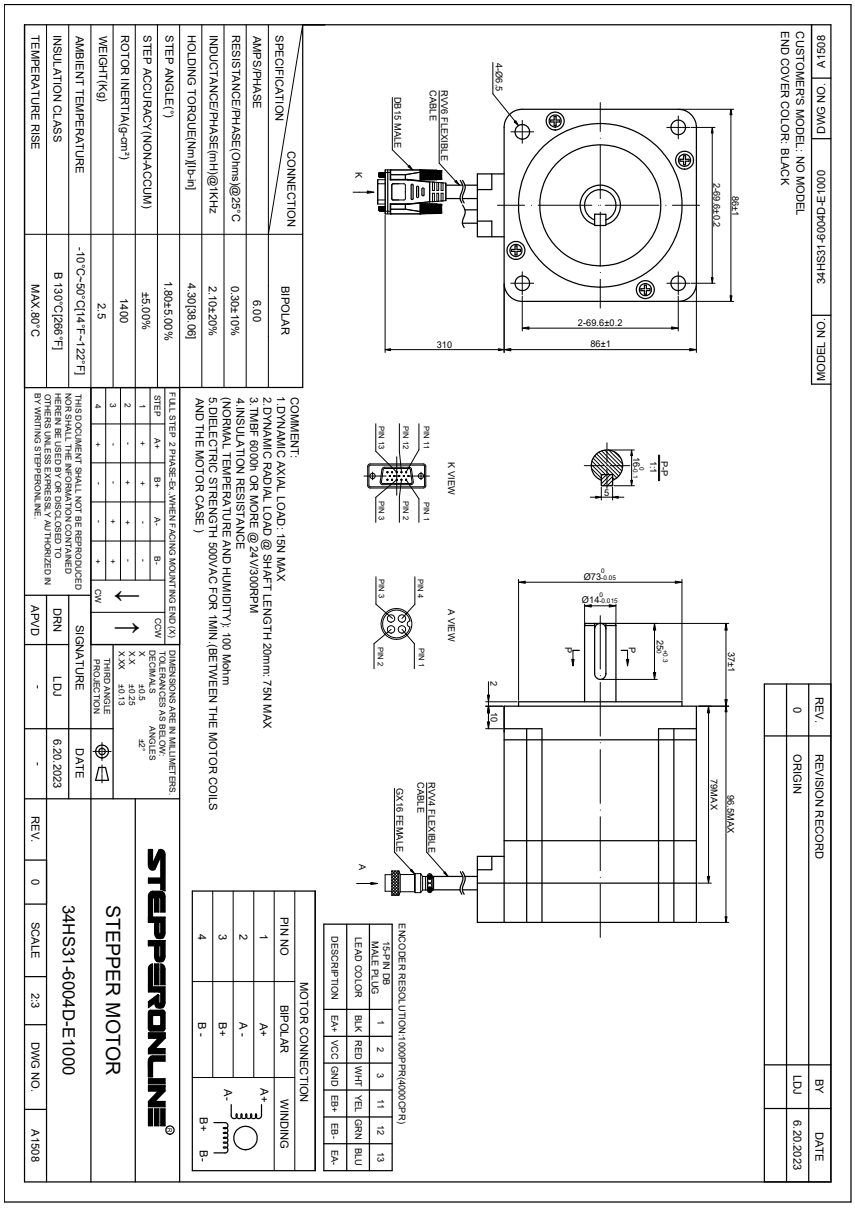
Capítulo XVI

Motor 34HS46-6004D-E1000



Capítulo XVII

Motor 34HS31-6004D-E1000



Capítulo XVIII

Rolamento Radial Rígido de Esferas 6006 SFK®



Image may differ from product. See technical specification for details.

6006

Rolamento rígido de esferas

Os rolamentos rígidos de esferas de uma carreira são particularmente versáteis, possuem baixo atrito e são otimizados para baixo ruído e baixa vibração, o que permite uma alta velocidade de rotação. Eles suportam cargas radiais e axiais em ambas as direções, são fáceis de montar e requerem menos manutenção do que muitos outros tipos de rolamentos.

- Modelo simples, versátil e robusto
- Baixo atrito
- Capacidade de alta velocidade
- Suporta cargas radiais e axiais em ambas as direções

- Requer pouca manutenção

Visão geral

Dimensões

Diâmetro do furo	30 mm
Diâmetro externo	55 mm
Largura	13 mm

Desempenho

Classificação de carga dinâmica básica	13.8 kN
Classificação de carga estática básica	8.3 kN
Velocidade de referência	28 000 r/min
Velocidade-limite	17 000 r/min
Classe de desempenho SKF	SKF Explorer

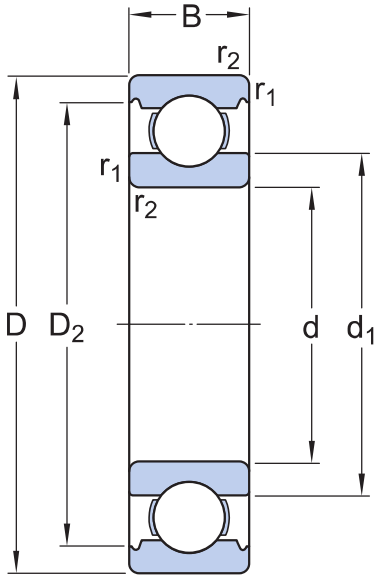
Propriedades

Rasgos de entrada	Sem
Número de carreiras	1
Recurso de localização, anel externo do rolamento	Nenhum
Tipo de furo	Cilíndrico
Gaiola	Metal laminado
Arranjo pareado	Não
Folga interna radial	CN
Material, rolamento	Aço para rolamentos
Revestimento	Sem
Vedação	Sem
Lubrificante	Nenhum
Recurso de relubrificação	Sem

Logística

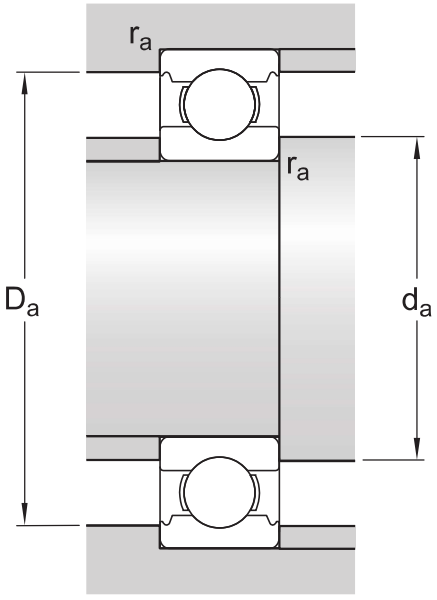
Peso líquido do produto	0.113 kg
Código eClass	23-05-08-01
Código UNSPSC	31171504

Especificação técnica



Dimensões

d	30 mm	Diâmetro do furo
D	55 mm	Diâmetro externo
B	13 mm	Largura
d_1	≈ 38.2 mm	Diâmetro do ressalto
D_2	≈ 49 mm	Diâmetro do rebaixo
$r_{1,2}$	min. 1 mm	Dimensão de chanfro



Dimensões do encosto

d_a	min. 34.6 mm	Diâmetro do encosto do eixo
D_a	max. 50.4 mm	Diâmetro do encosto do mancal
r_a	max. 1 mm	Raio de concordância do eixo ou filete do mancal

Dados de cálculo

Classe de desempenho SKF		SKF Explorer
Classificação de carga dinâmica básica	C	13.8 kN
Classificação de carga estática básica	C_0	8.3 kN
Limite de carga de fadiga	P_u	0.355 kN
Velocidade de referência		28 000 r/min
Velocidade-limite		17 000 r/min
Fator de carga mínima	k_r	0.025
Fator de cálculo	f_0	15

Classe de tolerância

Tolerâncias dimensionais	P6
Desvio radial	P6

Tolerâncias e folgas

ESPECIFICAÇÕES GERAIS DO ROLAMENTO

- Tolerâncias: Normal (métrico), P6, P5, Normal (polegadas)
- Folga interna radial: Classes C2 a C5

Capítulo XIX

Configuração Massa Lubrificante

Company:	null
Contact person:	null
Address:	null
Telephone/Fax:	null
Date:	2025-1-2

Input parameters

Designation:		Load (C/P)	High
Bearing type:	DGBB	Shock load:	No
Inner diameter d:	30	Ambient Temperature:	Average
Outer diameter D:	55		
Bearing width/height:	13		
Typical temperature:	70		
Minimum temperature:			
Maximum temperature:			
Rotational speed:	11		

Optional conditions

Vertical shaft:	No		
Oscillating movements:	Yes		
Outer ring rotation:	No		
Central lubrication system:	Not relevant	Very low friction:	Not relevant
High rust protection:	Not relevant	Very long grease life:	Not relevant
Water resistance:	Not relevant	Food grade:	Not relevant
Low noise:	Not relevant	Biodegradability:	Not relevant
Frequent startup/shutdown:	Not relevant	Radiation resistance:	Not relevant
Heavily vibrating installation:	Not relevant		

SKF Lube Select For SKF Greases Advise

The following SKF greases have been found to be appropriate for the specified application conditions. A green color indicates a suitable lubricant for this application. A red color indicates that one or more application conditions are not fulfulled.

Rating	Grease	Supplier	Kappa	Relubrication interval	Poor performance on
*****	LGHC2	SKF	0.1	NA	-
*****	LGFQ2	SKF	0.1	NA	-
*****	LGHB2	SKF	0.1	NA	-

****	LGEP1	SKF	0.1	NA	-
***	LGEV2	SKF	0.2	NA	-
***	LGEM2	SKF	0.1	NA	-

Warning:

- Lubrication intervals are not given since the speed factor (ndm) is outside accepted range of SKF relubrication interval calculations (RBC 17000 , page 111)

Capítulo XX

Massa Lubrificante SFK® LGHB2

Company:	null
Contact person:	null
Address:	null
Telephone/Fax:	null
Date:	2025-1-3

Details of LGHB2

Calculated results:	
LubeSelect rating	100%
LubeSelect mismatch on	-
Viscosity ratio κ (at 70°C)	0.1
Viscosity ratio κ (at 90°C)	<0.1
Grease L1 life (SKF relubrication interval), hrs	NA
Grease quantity replenish from the side, grams	4
Grease quantity replenish through lubrication holes, grams	1

true

Warning:

- The base-oil viscosity ratio value (kappa) at the maximum (peak) application temperature is smaller then 0.3, due to a low base oil viscosity at peak temperature combined with a low speed. This might lead to the bearing damage due to a very small thickness of the oil film at this high temperature. In case this problem occurs, consider modifying one of the following base oil properties: (1) choose a grease/oil with a higher viscosity at the typical operating temperature. (2) Choose a grease/oil with higher viscosity index (= VI); this increases the viscosity (ratio) at high temperatures.
- Lubrication intervals are not given since the speed factor (ndm) is outside accepted range of SKF relubrication interval calculations (RBC 17000 , page 111)

Remark:

- SYSTEM 24 dailset and SYSTEM MultiPoint grease feed rate are not calculated because of unknown grease life.
- The base-oil viscosity ratio (κ) value can be used as a general indication, and hence is not used in the ranking of the greases.
- The grease life indication is based on the RBC 17000. The exceptions are DGBB and Y-bearing for which it is based on research project results, and high-precision bearings for which it is based on the product catalogue.Grease life results are statistical values subject to confidence intervals. These values are adjusted for operating temperature, grease quality, shaft orientation, load and outer ring rotation. They may need further adjustment in view of vibration and environmental conditions (e.g., dust, humidity, and air-flow-through).
- Relubrication procedures:

1. Replenishment (topping-up)
   The lubrication duct in the housing should feed grease adjacent to the outer ring side face or, better still, into the bearing through the lubrication holes (W33 feature) in spherical roller bearing and double row roller bearings.
   From the side of the bearing:
   - initial grease filling: 100% of bearing volume (including annular groove and relubrication holes) 40% of housing volume.
   - supply grease quantity after lubrication interval (specified in the table above).

- replacement of complete grease fill when free space in housing becomes too small to accomedate the added grease. This will be after approximately 5 replenishments.

Through the annular groove and lubrication holes (W33 features):

- initial grease filling: 100% of bearing volume (including annular groove and relubrication holes) 20% of housing volume
- supply grease quantity after lubrication interval (specified in the table above).
- replacement of complete grease fill when free space in housing becomes too small to accomedate the added grease. This will only be required in exceptional cases.

Notes:

- a grease nipple should be provided to facilitate the supply of grease using a grease gun.
- an exit hole should be provided to avoid build up of excessive grease amounts.
- the exit hole should be plugged during high pressure water cleaning.
- to be effective in replacing old grease, replenishement should be executed while rotating the bearingpreferably during machine operation.

2. Renewal (replacement)
   When renewal is made at the calculated interval or because of overfilling of the housing as a result of many replenishments, the used grease in the bearing arrangement should be completely remove and replaced by freshgrease. In order to be able to renew the grease manually, it is essential that the housing is easily accesible and easily opened.
   Renewal filling: 100% of bearing volume and 40% of housing.
   Notes:
   - great care should be taken to see that contaminants are not introduced during renewal.
   - the use of grease resistant glooves is recommended tom prevent allergic skin reactions.
   - renewal through lubrication holes requires relubricating several times in close succesion untill it can be assumed that all old grease has been pressed out of the housing. Consequently, more grease is required than for manual renewal.
3. Continuous relubrication
   Continuous relubrication is only recommended at low operating speeds, i.e. at n*dm values below 150.000 for ball bearings and below 75.000 for roller bearings. In that case, the initial grease can be 100% and the relubrication quantity per time unit is determined by spreading the grease relubrication quantity (W33) over the relubrication interval (see table above).
4. More information
   - For available grease pack sizes, consult SKF Maintenance Products catalogue or contact SKF.
   - For lubrication practices contact SKF Engineering & Research Centre or SKF Maintenance Products.

Additional product info:

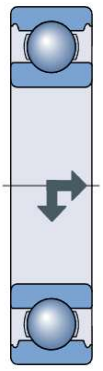
Used selection conditions:	
Filling Type	AfterMarket
Bearing type	DGBB
Inner Diameter (mm)	30.0
Outer Diameter (mm)	55.0
Width Height (mm)	13.0
Typical operating temperature °C	70
Minimum temperature (start-up) °C	20
Maximum temperature (peak) °C	90
Speed RPM	11
Load (C/P)	High
Ambient Temperature (°C)	Average
Oscillating Movements	Present

Capítulo XXI

Configuração Rolamento Rígido de Esferas

1. Resumo

Visão geral do cálculo



Rolamento rígido de esferas

SKF Explorer

	Graxa	Fator de segurança estática	Momento de atrito	Perda de potência
Designação	Intervalo de relubrificação		Total	
	t_f (h)	S_0	M (Nmm)	P_{loss} (W)
6006	6870	5.42	264	0.3

Erro

Baixa relação de viscosidade k, total contato de aspereza. Use o fator de segurança estático para avaliar o desempenho do rolamento. É recomendado o uso de aditivos anti-desgaste (AW) ou de extrema pressão (EP) para reduzir o desgaste.

consideração

Todos os valores calculados são resultados das melhores estimativas com base nos dados informados, fontes mundialmente conhecidas e de métodos de cálculo amplamente reconhecidos.
A SKF segue normas e métodos sugeridos pelo Greenhouse Gas Protocol para estimativas de CO_2.
Para saber mais sobre os dados, metódos e considerações utilizadas nos cálculos, clique no link abaixo.
Se você pretende utilizar os resultados deste cálculo para tomar decisões, entre em contato com a SKF para saber mais detalhes a correta interpretação dos resultados.
Os valores calculados pelo SKF Product select não devem ser utilizados para a comparação de resultados obtidos por meio de outros métodos e ferramentas de cálculos, a menos que você confie nas fontes e métodos utlizadas externamente. More info

Este relatório foi produzido com o software SKF Product select. Por favor verifique a garantia limitada, disponível ao final da última página.
® SKF é uma marca registrada do Grupo SKF. © SKF Group 2022

2. Entrada

2.1. Dados do rolamento

		Dimensões principais			Capacidades de carga básica		Carga limite de fadiga	Classificação de velocidade		Class e de folga
Designação	Tipo de rolamento				Dinâmico	Estática		Referência	Limitante	
		d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_0 (kN)	P_u (kN)	n_{ref} (r/min)	n_{lim} (r/min)	
6006	Rolamento rígido de esferas	30.0	55.0	13.0	13.8	8.3	0.355	28000.0	17000.0	Normal

2.2. Cargas, Velocidade and Temperatura

Orientação do eixo	Horizontal
Anel rotativo	Anel interno rotativo

	Forças		Velocidade	Temperatura		Peso da condição
	Radial (F_r) (kN)	Axial (F_a) (kN)	(r/min)	Anel interno (°C)	Anel externo (°C)	
LC1	0.051	3.0	11.0	70	65	1

Temperatura máxima é utilizada para calcular a viscosidade real, kappa, a_{SKF} e vida nominal SKF.

Temperatura média é utilizada para calcular o atrito e perda de potência do rolamento

2.3. Lubrificação

	Lubrificante			Aditivos EP efetivos	Contaminação	
Designação	Tipo	Método	Nome		Método	Limpeza / Fator
6006	Graxa	Graxa SKF	LGHB 2: alta viscosidade e alta temperatura	False	Parâmetros detalhados	Alto nível de limpeza

2.4. CO_2 configurações de emissão

Designação	Inserir fator de emissão manualmente	Localização geográfica	Período de interesse [anos]	Tempo operacional [%]
6006	False	União Europeia	1	100

Este relatório foi produzido com o software SKF Product select. Por favor verifique a garantia limitada, disponível ao final da última página.
® SKF é uma marca registrada do Grupo SKF. © SKF Group 2022

2.5. Ajustes e tolerâncias

	Requerimentos	Classe de Tolerância		Interferência calculada	Incluir Suavização
Designação	Guia	Alojamento	Eixo		
6006	False	H7	k5	True	True

3. Resultados

3.1. Cargas e segurança estática

	Relação de carga	Fator de segurança estática	Carga dinâmica equivalente	Carga estática equivalente
Designação	C/P	S_0	P (kN)	P_0 (kN)
6006	4.41	5.42	3.13	1.53

3.2. Carga mínima do rolamento

	Forças reativas		Carga mínima	
Designação	Radial	Axial		Requerimentos
	F_r (kN)	F_a (kN)	F_{rm} (kN)	alcançado?
6006	0.051	3.0	0.00432	Sim

3.3. Velocidade de referência ajustada

	Velocidade de referência ajustada	Fatores de ajuste	
Designação		Para carga P do rolamento	Para viscosidade do óleo
	n_{ar} (r/min)	f_p	f_v
6006	12700	0.55	0.83

3.4. Condições de lubrificação

	Viscosidade operacional			Relação de viscosidade
Designação	Atual	Avaliado	Avaliado @40 °C	
	v (mm^2/s)	v_1 (mm^2/s)	v_{ref} (mm^2/s)	κ
6006	85.0	915	> 1000	0.09

Este relatório foi produzido com o software SKF Product select. Por favor verifique a garantia limitada, disponível ao final da última página.
® SKF é uma marca registrada do Grupo SKF. © SKF Group 2022

3.5. Vida da graxa e intervalo de relubrificação

	Intervalo de relubrificação	Quantidade de graxa	Fator de velocidade
Designação		Lado	Velocidade x diâmetro médio
	t_f (h)	G_p (g)	nd_m (mm/min)
6006	6870	4	467

3.6. Vida nominal do rolamento

Erro

Baixa relação de viscosidade k, total contato de aspereza. Use o fator de segurança estático para avaliar o desempenho do rolamento. É recomendado o uso de aditivos anti-desgaste (AW) ou de extrema pressão (EP) para reduzir o desgaste.

3.7. Atrito e perda de potência do rolamento

	Momento de atrito		Fontes de atrito				Perda de potência
Designação	Total	Na partida 20-30°C e velocidade nula	Rolante	Deslizamento	Vedações	Perda por arraste	
	M (Nmm)	M_{start} (Nmm)	M_{rr} (Nmm)	M_{sl} (Nmm)	M_{seal} (Nmm)	M_{drag} (Nmm)	P_{loss} (W)
6006	264	324	7.55	256	0	0	0.3

3.8. Frequências do rolamento

	Frequências rotacionais				Frequência de sobrerolagem		
Designação	Anel interno	Anel externo	Conjunto de elementos rolantes e gaiola	Elemento rolante em seu eixo	Ponto no anel interno	Ponto no anel externo	Elemento rolante
	f_i (Hz)	f_e (Hz)	f_c (Hz)	f_r (Hz)	f_{ip} (Hz)	f_{ep} (Hz)	f_{rp} (Hz)
6006	0.183	0.0	0.076	0.53	1.178	0.839	1.06

Este relatório foi produzido com o software SKF Product select. Por favor verifique a garantia limitada, disponível ao final da última página.
® SKF é uma marca registrada do Grupo SKF. © SKF Group 2022

3.9. Estimativa de emissões de CO_2 durante o período de interesse

	Emissões de CO_2 originadas pela produção de rolamentos	Emissões de CO_2 originadas pela operação dos rolamentos – durante o período de interesse			Recursos consumidos na operação – durante o período de interesse	
Designação		Perda de energia	Consumo de graxa	Soma de CO_2 durante operações	Energia	Graxa
	kg de CO_2	kg de CO_2	kg de CO_2	kg de CO_2	kWh	kg
6006	*0.5 (Saber mais)	1.2	0.0	1.3	2.66	< 0.01

* Value is not designation specific, but based on bearing mass

consideração

Todos os valores calculados são resultados das melhores estimativas com base nos dados informados, fontes mundialmente conhecidas e de métodos de cálculo amplamente reconhecidos.
A SKF segue normas e métodos sugeridos pelo Greenhouse Gas Protocol para estimativas de CO_2.
Para saber mais sobre os dados, metódos e considerações utilizadas nos cálculos, clique no link abaixo.
Se você pretende utilizar os resultados deste cálculo para tomar decisões, entre em contato com a SKF para saber mais detalhes a correta interpretação dos resultados.
Os valores calculados pelo SKF Product select não devem ser utilizados para a comparação de resultados obtidos por meio de outros métodos e ferramentas de cálculos, a menos que você confie nas fontes e métodos utlizadas externamente. More info

3.10. Ajustes e tolerâncias

Nota:
Typically, it is not sufficient to use an interference fit alone to axially locate a bearing ring on a cylindrical seat.

3.10.1. Tolerâncias

	Diâmetro externo do eixo		Furo do rolamento		Diâmetro externo do rolamento		Diâmetro do alojamento		Suavização	
Designação	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Eixo e furo do rolamento	Diâmetro externo do rolamento e alojamento
	(µm)	(µm)	(µm)	(µm)	(µm)	(µm)	*(µm)*	(µm)	(µm)	(µm)
6006	2	11	-10	0	-13	0	0	30	4	12

consideração

Para o cálculo das tolerâncias, são utilizadas tolerâncias normais nos diâmetros interno e externo dos rolamentos.

Este relatório foi produzido com o software SKF Product select. Por favor verifique a garantia limitada, disponível ao final da última página.
® SKF é uma marca registrada do Grupo SKF. © SKF Group 2022

3.10.2. Ajustes interferente (+) / deslizante (-), provável

	Eixo			Alojamento		
Designação	Mínimo provável	Médio	Máximo provável	Mínimo provável	Médio	Máximo provável
	(µm)	(µm)	(µm)	(µm)	(µm)	(µm)
6006	1	8	14	-50	-34	-17

GARANTIA LIMITADA: O SKF Product select é uma ferramenta do Grupo SKF que suporta cálculo e seleção de rolamentos.
Este software é fornecido em suas configurações padrões, sem garantias de quaisquer tipos, implícitas ou explícitas.
Por favor observe que os resultados obtidos podem ser afetados por diversos parâmetros externos e/ou qualidade das informações.
Os resultados obtidos através deste software devem ser validados pelo usuário que aceita o fato de que o uso deste software dos resultados obtidos são de inteira responsabilidade do usuário.
® SKF é uma marca registrada do Grupo SKF. © SKF Group 2022

Capítulo XXII

Aço ao Carbono ASTM A36

General information

Ansys Name	Structural steel, ASTM A36

Designation

Structural steel, ASTM A36, wrought

Condition	As rolled
UNS number	K02600
US name	ASTM A36

Typical uses

Bridges, building structures, welded, bolted and riverted structures, oil rigs, base plates, forgings, gears, automotive parts, agricultural equipment, machinery parts.

Included in Materials Data for Simulation	✓

Composition overview

Compositional summary

Fe98-99 / Mn0.6-1.2 / Cu0.2 (impurities: Si<0.4, C<0.29, S<0.05, P<0.04)

Material family	Metal (ferrous)
Base material	Fe (Iron)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

C (carbon)		0	-	0,29	%
Cu (copper)		0,2			%
Fe (iron)	*	97,8	-	99,2	%
Mn (manganese)		0,6	-	1,2	%
P (phosphorus)		0	-	0,04	%
S (sulfur)		0	-	0,05	%
Si (silicon)		0	-	0,4	%

Price

Price	*	0,661	-	0,734	EUR/kg
Price per unit volume	*	5,16e3	-	5,8e3	EUR/m^3

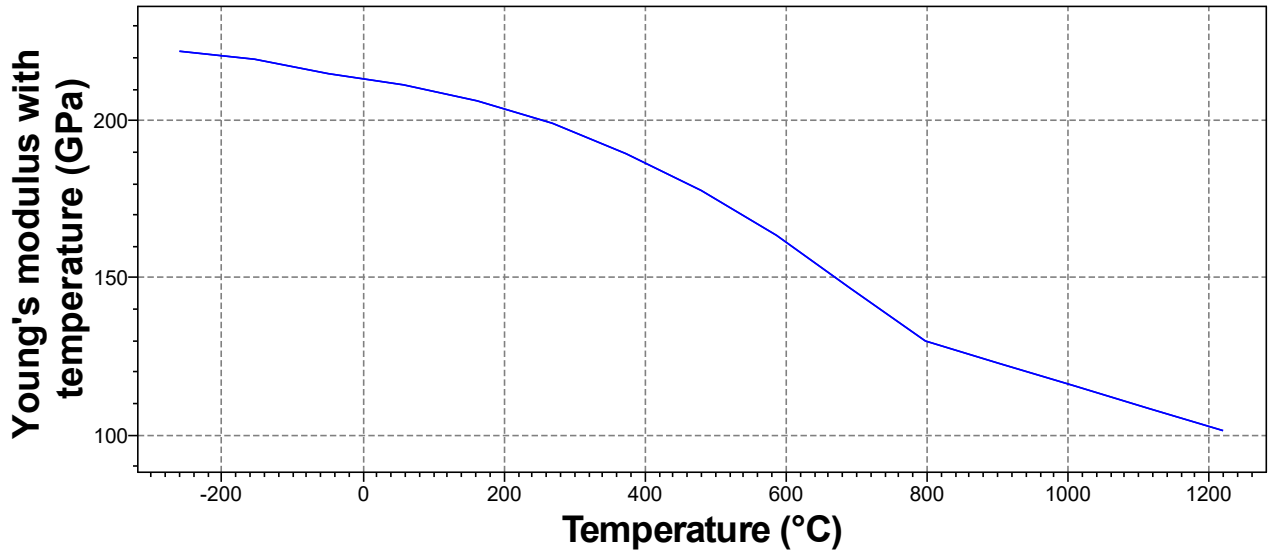
Physical properties

Density		7,8e3	-	7,9e3	kg/m^3

Mechanical properties

Young's modulus		200	-	212	GPa
Young's modulus with temperature		212	-	212	GPa

Parameters: Temperature = 23°C



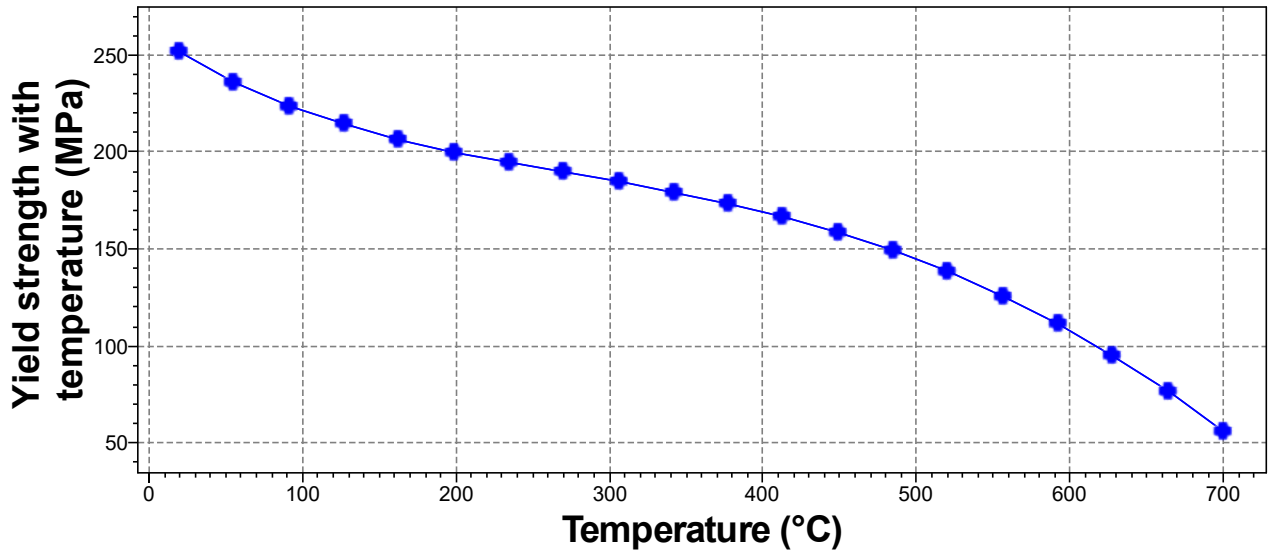
Specific stiffness	*	25,5	-	27	MN.m/kg
Yield strength (elastic limit)		250	-	292	MPa

Notes

These values are applicable for minimum thickness for this grade.

Yield strength with temperature		250	-	250	MPa

Parameters: Temperature = 23°C



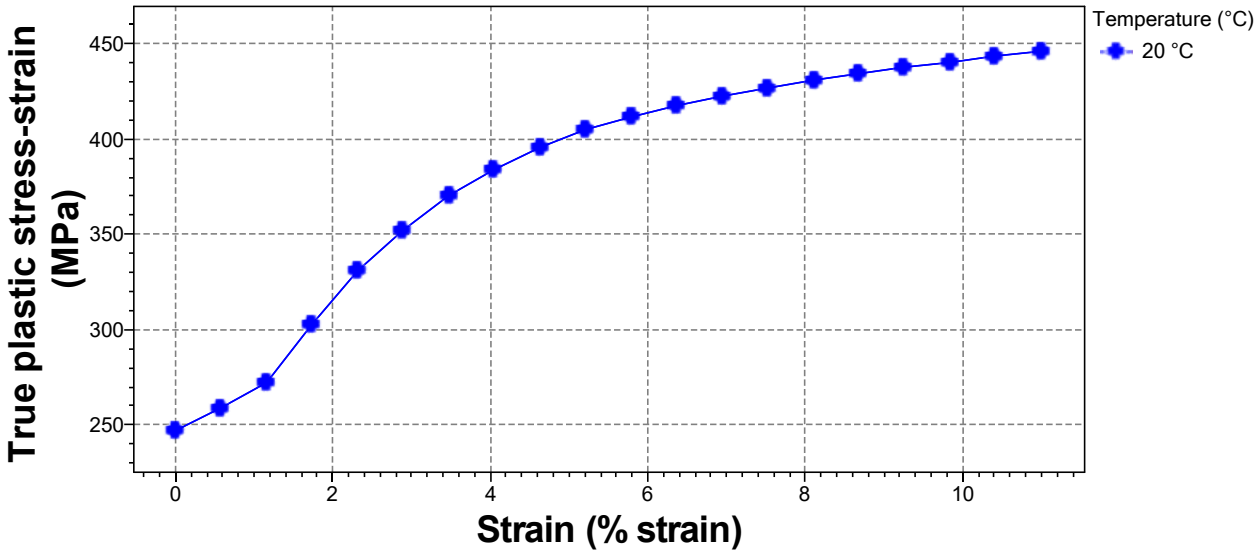
Tensile strength		400	-	550	MPa

Notes

These values are applicable for minimum thickness for this grade.

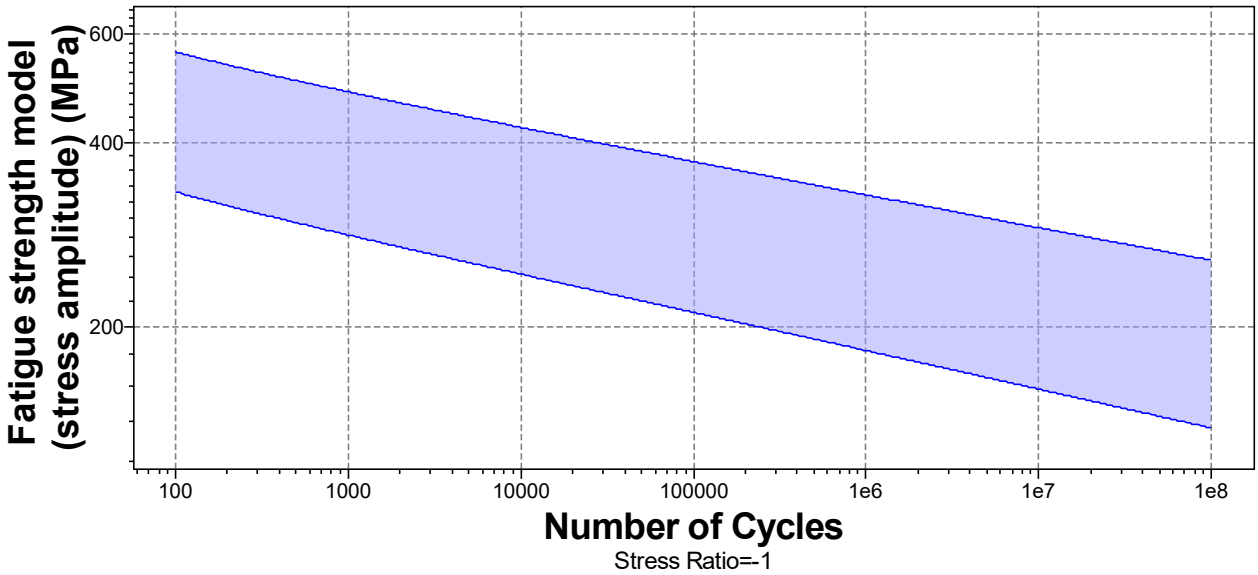
Specific strength	*	31,8	-	37,2	kN.m/kg
Elongation		20	-	23	% strain
Tangent modulus		1,43e3			MPa
True plastic stress-strain		Out Of Range			MPa

Parameters: Strain = 0,1% strain, Temperature = 23°C



Compressive modulus	* 200	-	212	GPa
Compressive strength	* 250	-	292	MPa
Flexural modulus	* 200	-	212	GPa
Flexural strength (modulus of rupture)	* 257	-	353	MPa
Shear modulus	* 77,6	-	82,3	GPa
Shear strength	* 144	-	168	MPa
Bulk modulus	160	-	174	GPa
Poisson's ratio	0,26	-	0,289	
Shape factor	62			
Hardness - Vickers	* 126	-	161	HV
Hardness - Brinell	119	-	162	HB
Elastic stored energy (springs)	* 152	-	206	kJ/m^3
Fatigue strength at 10^7 cycles	* 198	-	231	MPa
Fatigue strength model (stress amplitude)	* 158	-	290	MPa

Parameters: Stress Ratio = -1, Number of Cycles = 1e7cycles



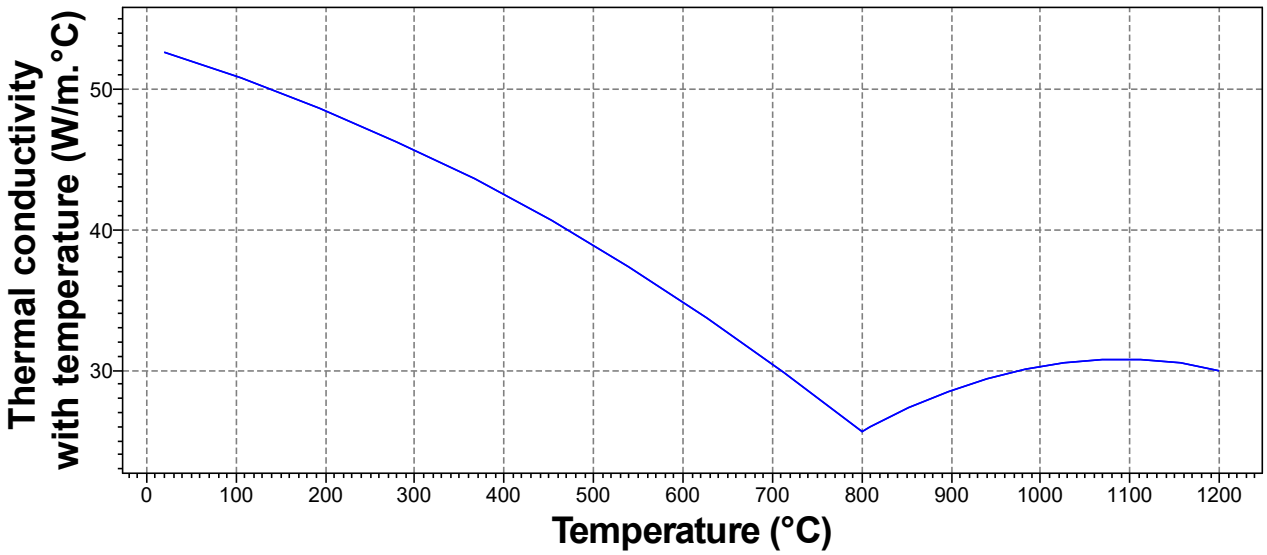
Impact & fracture properties

Fracture toughness	* 47,9	-	58	MPa.m^0.5
Toughness (G)	* 11,2	-	16,2	kJ/m^2

Thermal properties

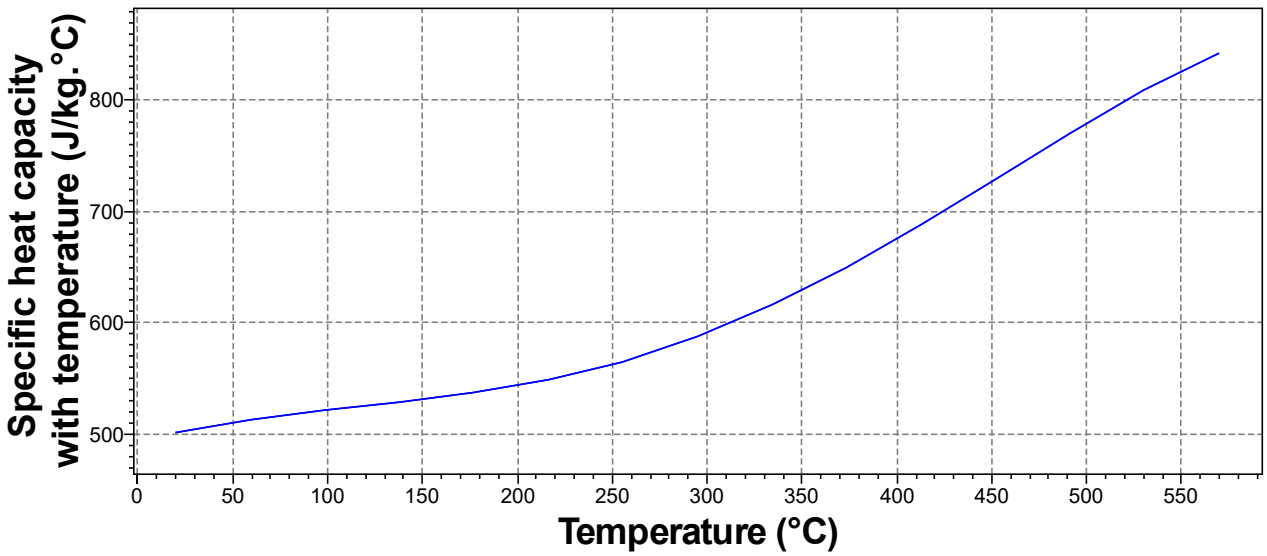
Melting point	1,48e3	-	1,53e3	°C
Maximum service temperature	335	-	351	°C
Minimum service temperature	* -54,9	-	-44,9	°C
Thermal conductivity	50	-	52,5	W/m.°C
Thermal conductivity with temperature	52,5	-	52,5	W/m.°C

Parameters: Temperature = 23°C



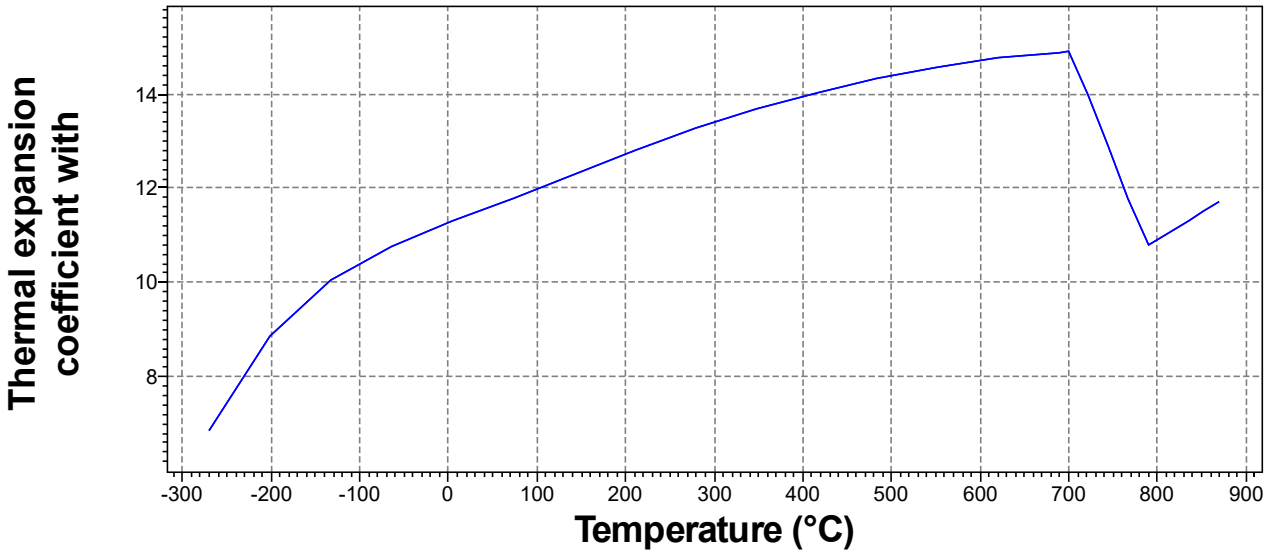
Specific heat capacity	470	-	501	J/kg.°C
Specific heat capacity with temperature	502	-	502	J/kg.°C

Parameters: Temperature = 23°C



Thermal expansion coefficient	11	-	13	µstrain/°C
Thermal expansion coefficient with temperature	11,4	-	11,4	µstrain/°C

Parameters: Temperature = 23°C



Reference temp	19,9			°C
Thermal shock resistance	* 97,8	-	123	°C
Thermal distortion resistance	* 3,93	-	4,67	MW/m
Latent heat of fusion	* 354	-	375	kJ/kg

Electrical properties

Electrical resistivity	14,4	-	16	µohm.cm
Electrical conductivity	10,8	-	12	%IACS
Galvanic potential	* -0,52	-	-0,44	V

Magnetic properties

Magnetic type	Magnetic

Optical, aesthetic and acoustic properties

Transparency	Opaque			
Acoustic velocity	* 5,05e3	-	5,2e3	m/s
Mechanical loss coefficient (tan delta)	* 2,2e-4	-	9,3e-4	

Critical materials risk

Contains >5wt% critical elements?	No

Processing properties

Metal casting	Unsuitable			
Metal cold forming	Acceptable			
Metal hot forming	Excellent			
Metal press forming	Acceptable			
Metal deep drawing	Limited use			
Machining speed	38,4			m/min
Weldability	Good			
Notes	Preheating and post weld heat treatments may be required			
Carbon equivalency	* 0,113	-	0,57	

Durability

Water (fresh)	Acceptable

Water (salt)	Limited use
Weak acids	Limited use
Strong acids	Unacceptable
Weak alkalis	Acceptable
Strong alkalis	Limited use
Organic solvents	Excellent
Oxidation at 500C	Acceptable
UV radiation (sunlight)	Excellent
Galling resistance (adhesive wear)	Acceptable
Notes	
Aluminum bronze is the most suitable mating material to minimize galling.	
Flammability	Non-flammable

Corrosion resistance of metals

Stress corrosion cracking	Slightly susceptible
Notes	Rated in chloride; Other susceptible environments: Nitrate, hydroxide, carbonate, ammonia

Primary production energy, CO2 and water

Embodied energy, primary production (virgin grade)	* 30,6	-	33,8	MJ/kg
Embodied energy, primary production (typical grade)	* 20,7	-	24	MJ/kg
CO2 footprint, primary production (virgin grade)	* 2,85	-	3,15	kg/kg
CO2 footprint, primary production (typical grade)	* 1,88	-	2,18	kg/kg

Processing energy, CO2 footprint & water

Roll forming, forging energy	* 2,47	-	2,72	MJ/kg
Roll forming, forging CO2	* 0,185	-	0,204	kg/kg
Extrusion, foil rolling energy	* 4,66	-	5,13	MJ/kg
Extrusion, foil rolling CO2	* 0,349	-	0,385	kg/kg
Wire drawing energy	* 16,7	-	18,4	MJ/kg
Wire drawing CO2	* 1,25	-	1,38	kg/kg
Metal powder forming energy	* 39	-	43	MJ/kg
Metal powder forming CO2	* 2,93	-	3,22	kg/kg
Metal powder forming water	* 44,2	-	63,6	l/kg
Vaporization energy	* 1,46e4	-	1,61e4	MJ/kg
Vaporization CO2	* 1,1e3	-	1,21e3	kg/kg
Vaporization water	* 6,32e3	-	9,11e3	l/kg
Coarse machining energy (per unit wt removed)	* 0,804	-	0,886	MJ/kg
Coarse machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,0603	-	0,0665	kg/kg
Fine machining energy (per unit wt removed)	* 3,75	-	4,14	MJ/kg
Fine machining CO2 (per unit wt removed)	* 0,281	-	0,31	kg/kg
Grinding energy (per unit wt removed)	* 7,03	-	7,75	MJ/kg
Grinding CO2 (per unit wt removed)	* 0,527	-	0,581	kg/kg
Non-conventional machining energy (per unit wt removed)	* 146	-	161	MJ/kg
Non-conventional machining CO2 (per unit wt removed)	* 11	-	12,1	kg/kg

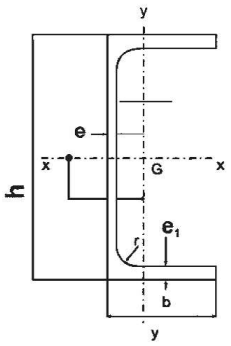
Recycling and end of life

Recycle	✓			
Embodied energy, recycling	* 8,09	-	9,27	MJ/kg

Capítulo XXIII

Perfis UPE Chagas

CHAGAS **Perfis UPE**



Norma Dimensional DIN 1026

Norma Material DIN 17100 / EN 10025

h = Altura total nominal

b = Largura das abas

e = Espessura da alma

e_1 = Espessura da aba

r = Raio de concordância entre a alma e a aba

w = Módulo resistente

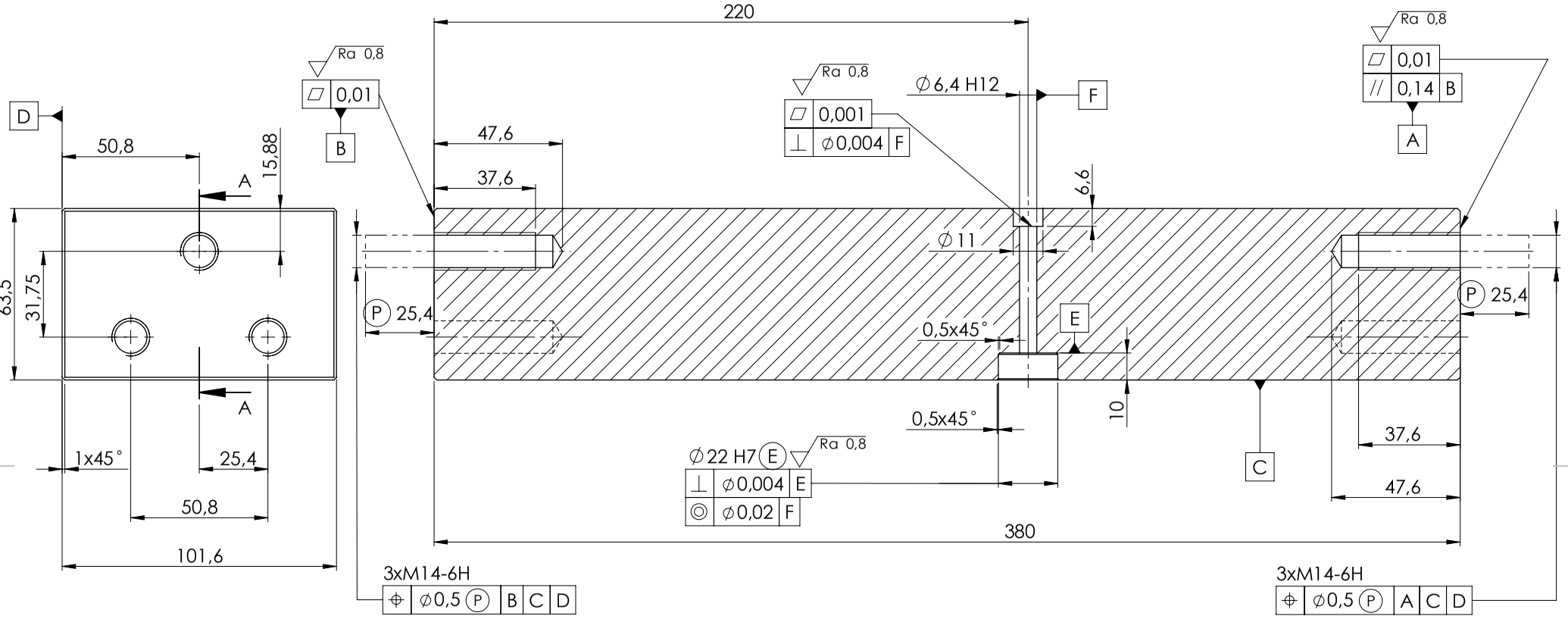
M = Massa por metro

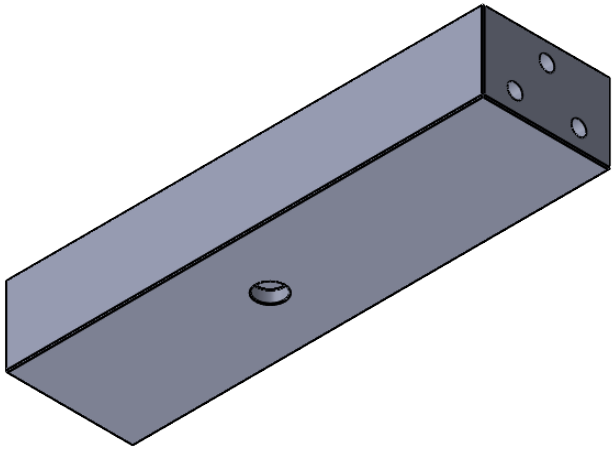
Designação do perfil	Medidas mm					M Kg / m	Módulo resistente cm^3	
	h	b	e	e1	r		W_x	W_y
UPE 80	80	50	4,0	7,0	10	7,9	26,8	7,98
UPE 100	100	55	4,5	7,5	10	9,8	41,4	10,6
UPE 120	120	60	5,0	8,0	12	12,1	60,6	13,8
UPE 140	140	65	5,0	9,0	12	14,5	85,6	18,2
UPE 160	160	70	5,5	9,5	12	17,0	114	22,6
UPE 180	180	75	5,5	10,5	12	19,7	150	28,6
UPE 200	200	80	6,0	11,0	13	22,8	191	34,4
UPE 220	220	85	6,5	12,0	13	26,6	244	42,5
UPE 240	240	90	7,0	12,5	15	30,2	300	50,1
UPE 270	270	95	7,5	13,5	15	35,2	389	60,7
UPE 300	300	100	9,5	15,0	15	44,4	522	75,6
UPE 330	330	105	11,0	16,0	18	53,2	667	89,7
UPE 360	360	110	12,0	17,0	18	61,2	824	105
UPE 400	400	115	13,5	18,0	18	72,2	1049	123

Capítulo XXIV

Desenho de Definição: Perfil 1

SECTION A-A





ISO 2768 - mk
ISO 8015

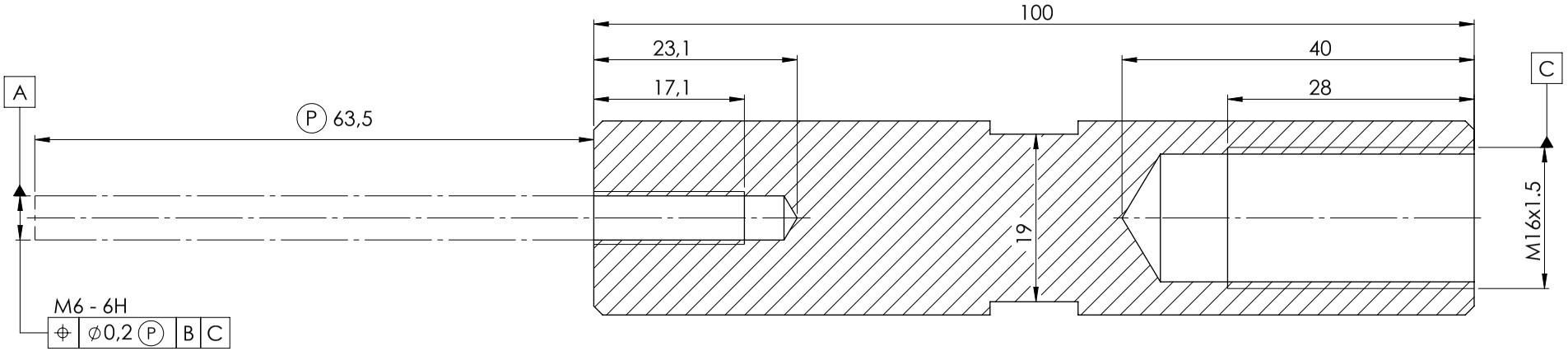
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH: Ra 6.3		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES			DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE: Perfil 1	
DRAWN								
CHK'D								
APPV'D								
MFG								
Q.A				MATERIAL: Al 6061-T6			DWG NO.	A3
				WEIGHT:			SCALE:2:3	SHEET 1 OF 1

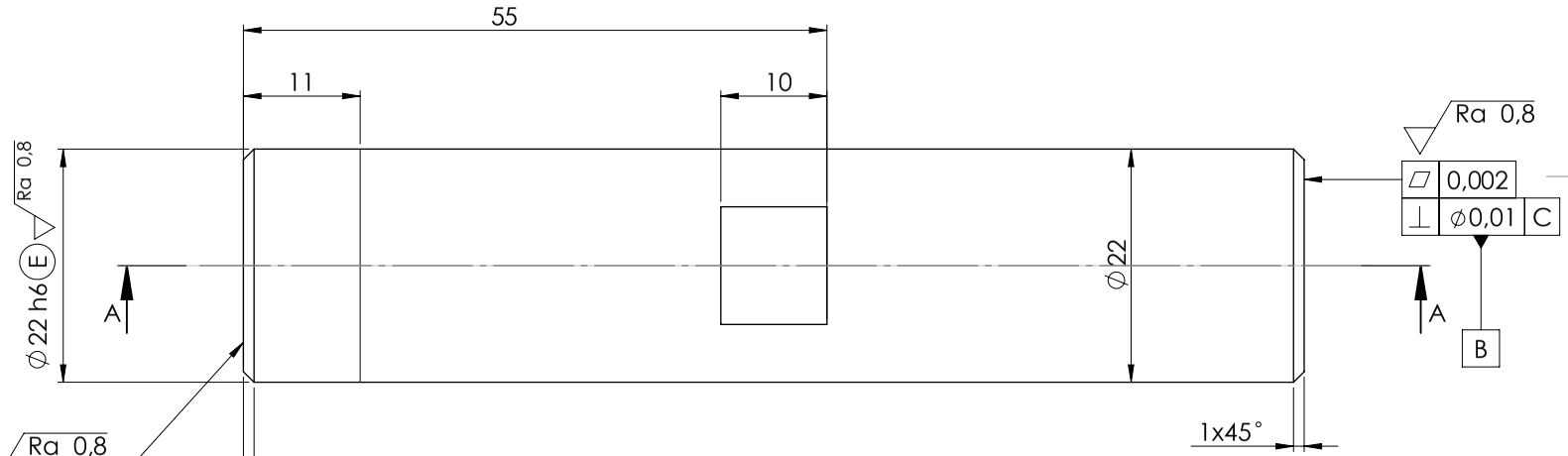
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

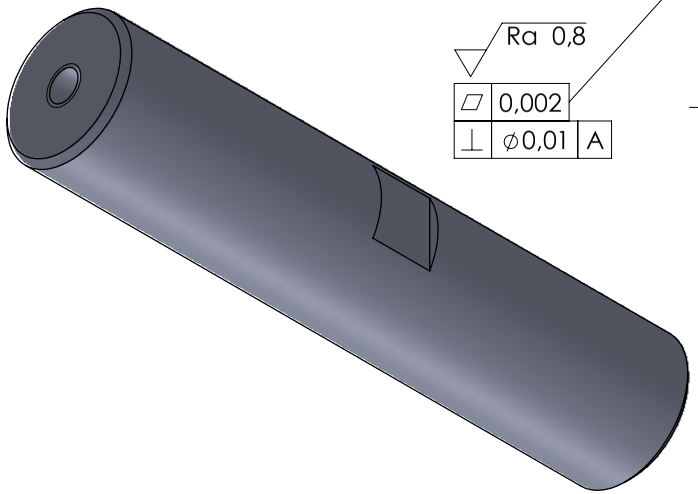
Capítulo XXV

Desenho de Definição: Cilindro de Guiamento

SECTION A-A
SCALE 2 : 1







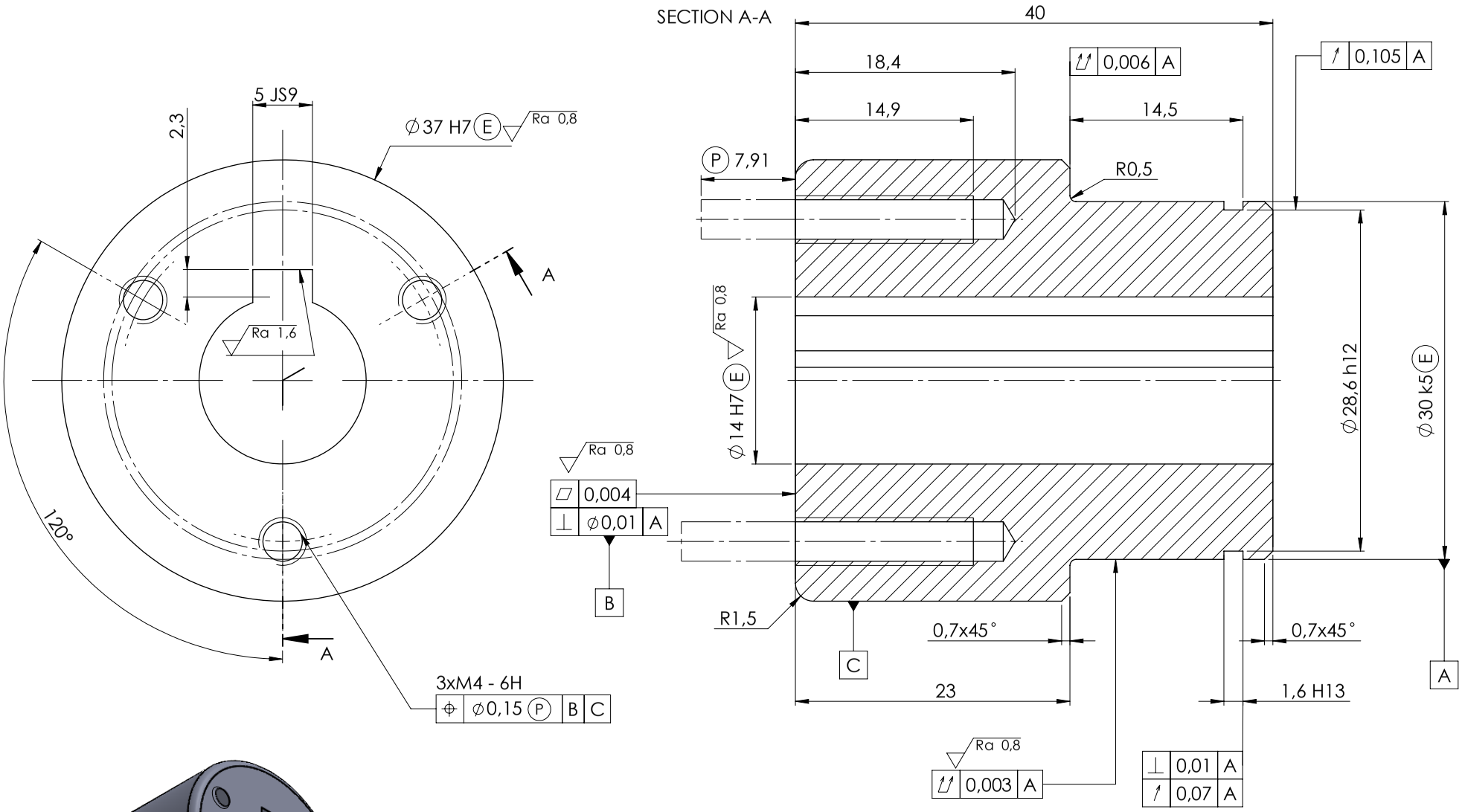
ISO 2768 - mk
ISO 8015

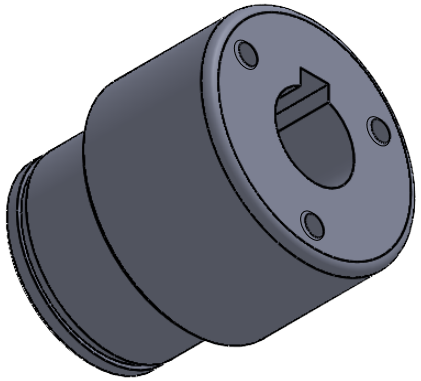
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH: Ra 6,3		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES			DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE				TITLE: Cilindro Guiamento	
DRAWN								
CHK'D								
APPV'D								
MFG								
Q.A				MATERIAL: Al 6061-T6			DWG NO.	A3
				WEIGHT:			SCALE:1:1	SHEET 1 OF 1

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

Capítulo XXVI

Desenho de Definição: Cubo





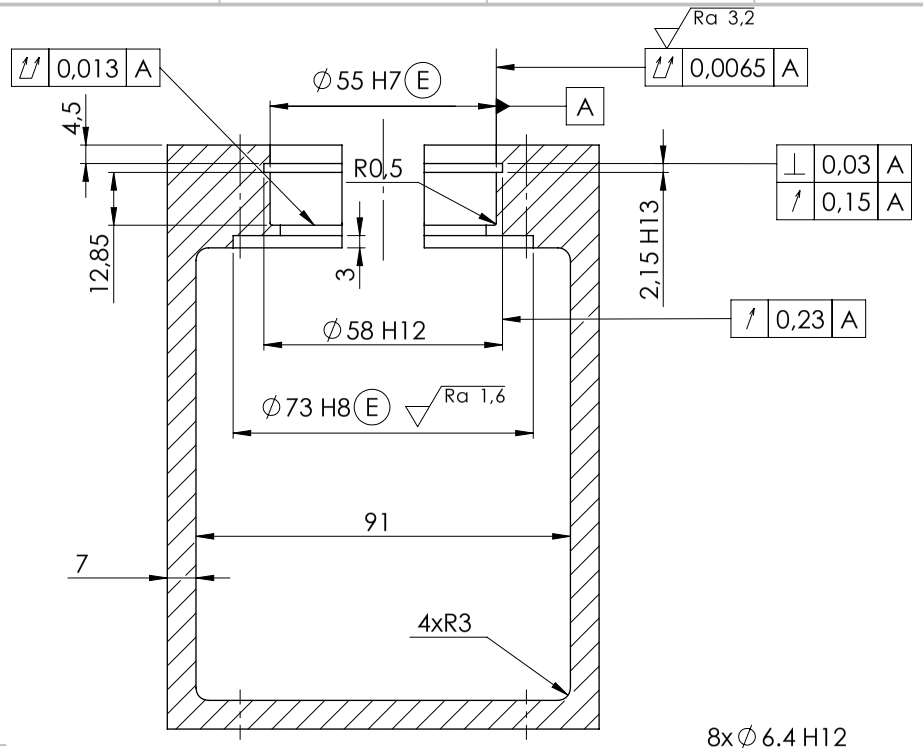
ISO 2768 - mk
ISO 8015

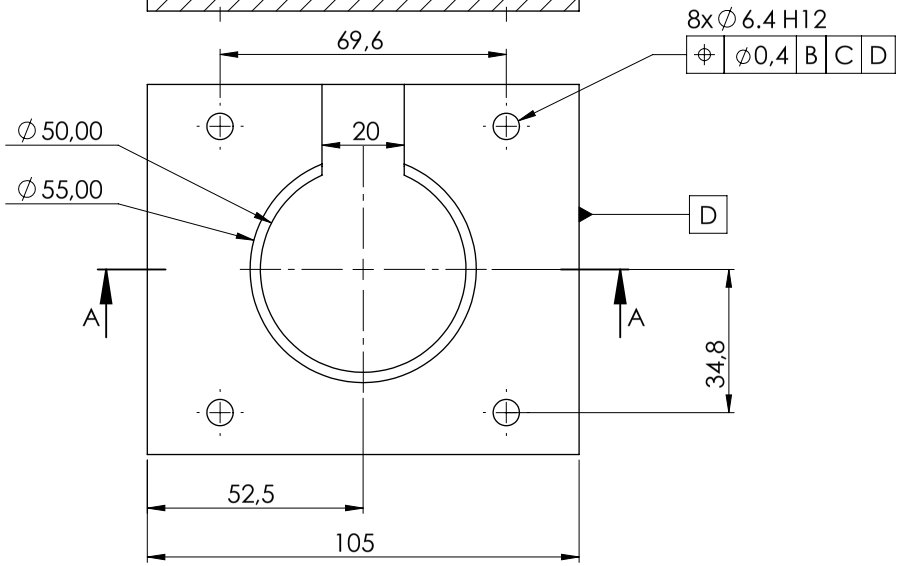
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH: Ra 6,3		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING	REVISION
	NAME	SIGNATURE	DATE			TITLE: Cubo	
DRAWN							
CHK'D							
APPV'D							
MFG							
Q.A				MATERIAL: Al 6061-T6		DWG NO.	A3
				WEIGHT:		SCALE:3:1	SHEET 1 OF 1

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.

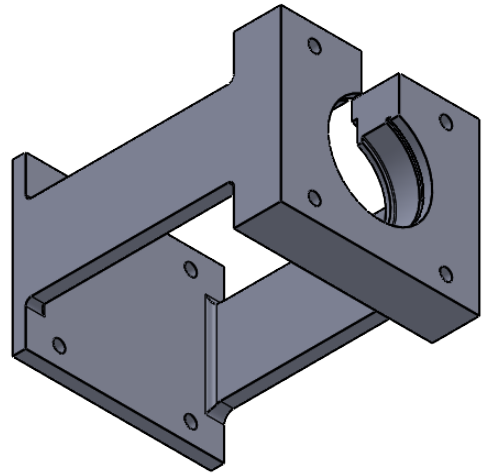
Capítulo XXVII

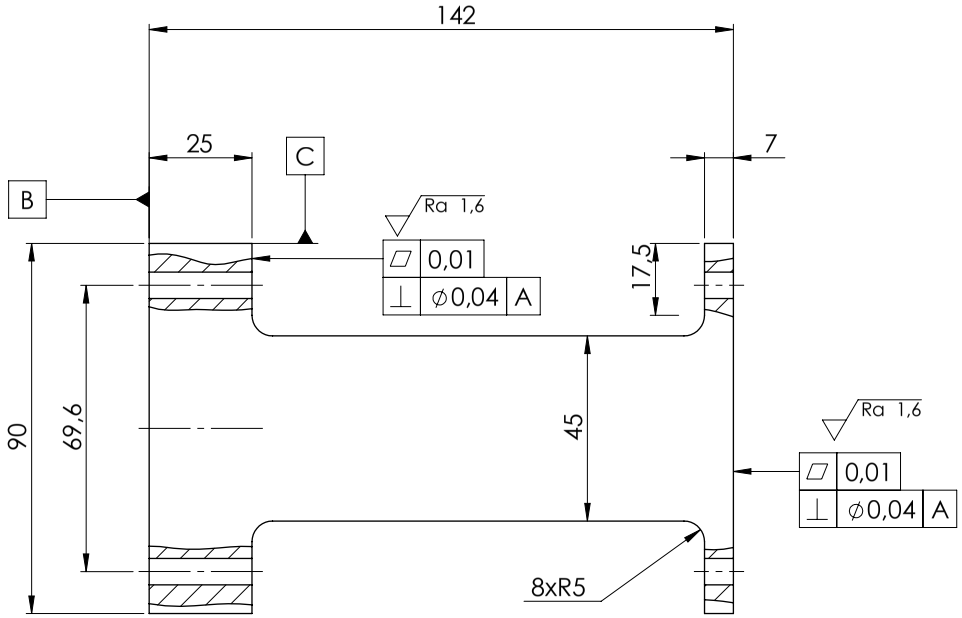
Desenho de Definição: Estrutura de Suporte do Motor RI/RE





SECTION A-A





ISO 2768-mk
ISO 8015

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:	FINISH: Ra 6,3	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES	DO NOT SCALE DRAWING / REVISION

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

MATERIAL: ASTM A36	TITLE: Estrutura Suporte do Motor RI/RE		
WEIGHT:	DWG NO.	A3	
SCALE:1:1,3	SHEET 1 OF 1		

SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only.