



Departamento de Engenharia Mecânica

Projeto de um transportador modular

Alexandre Duarte Ribeiro Eusébio

Porto 2018

Alexandre Duarte Ribeiro Eusébio

Projeto de um transportador modular

Dissertação submetida na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto para
o Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Orientador na Reiman	Engenheiro Tiago Dias de Sousa
Orientador na FEUP	Professor Paulo M. S. T. de Castro
Co-orientador na FEUP	Professor José L. S. Esteves

Departamento de Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia
Universidade do Porto

O trabalho presente nesta dissertação foi desenvolvido na Reiman
Rua Manuel Sousa Marques, Armazém 1
4475-482 Maia
Portugal

Alexandre Duarte Ribeiro Eusébio
E-mail: up201307997@fe.up.pt

Abstract

This dissertation aims at studying the development of industrial conveyors. Within this scope of work, we started by analysing, comparing and categorizing the different designs already available according with their driving and transmission systems.

After weighing the advantages and disadvantages of each design solution, we focused on the belt conveyors as they are the ones that best suit the needs of Reiman's clients.

Before initiating the design phase, we accounted for the range of components that Reiman has available in its catalogue and could be employed in the construction of the equipment. We also identified potential suppliers for those components which are not part of the catalogue in question, (namely metal sheet and tube).

The first stage of the conveyor design process included selecting the drive and transmission systems, as well as developing a calculus sheet in Excel where one could define application parameters and ascertain whether the adopted driving system is valid. Then, we moved on to design the skidbed through finite element simulation and optimize the section of the profile previously chosen to build the structure for the skidbed as well as the conveyor legs. We also dimensioned the roller supports, as well as the roller components' fatigue behaviour. In the last stage of the design phase, we present the method used to determine the torque used in the tensioning device.

In the second stage we select the variable frequency drive most suitable for the chosen electric motor and also the other elements that belong to the control system.

Resumo

A presente dissertação tem como objetivo o estudo e desenvolvimento de transportadores industriais. Assim, numa primeira fase, foram analisadas as diferentes soluções construtivas existentes no mercado para este tipo de equipamentos. Estas foram comparadas entre si e distinguidas quanto aos seus sistemas de acionamento e transmissão.

No seguimento da análise das vantagens e desvantagens de cada uma das soluções construtivas, direccionou-se este estudo para transportadores de tela, uma vez que estes são os que melhor se adequam às necessidades dos clientes da Reiman.

Antes do início do projeto do transportador fez-se uma filtragem prévia dos componentes comercializados pela Reiman que podem ser utilizados na produção do transportador. Fez-se também uma seleção de fornecedores para alguns componentes exteriores à gama da Reiman, tais como as chapas e os tubos que são necessários para a realização deste projeto.

A primeira etapa do dimensionamento do transportador foi a seleção do sistema de acionamento e transmissão, assim como o desenvolvimento de uma folha de cálculo de Excel que permite determinar os requisitos da aplicação e validar o sistema de acionamento escolhido. Posteriormente, fez-se o dimensionamento da placa de fricção através de simulações de elementos finitos, otimizou-se a secção do perfil escolhido para construir a estrutura de suporte da placa de fricção assim como as pernas do transportador. Foi também feito o dimensionamento dos apoios dos rolos, assim como o dimensionamento à fadiga dos componentes dos rolos. Na última etapa do dimensionamento, apresenta-se o método utilizado para determinar o binário de aperto que deve ser utilizado no tensionador da tela.

Na segunda etapa da dissertação faz-se a seleção do variador de frequência adequado para o motor escolhido e também os restantes elementos do circuito de controlo do sistema.

À minha família e amigos

'Once we accept our limits, we go beyond them'

Albert Einstein

Agradecimentos

Aos meus pais e irmãos, pelo vosso amor incondicional e por estarem sempre presentes, mesmo nos dias mais difíceis. Obrigado também por nunca me deixarem desistir e me forçarem a seguir em frente.

Ao Engenheiro Júlio Rei, pela oportunidade de trabalhar na Reiman. Ao Engenheiro Tiago Sousa pela paciência e apoio, mas principalmente pela ajuda na procura de soluções e desenvolvimento do projeto. Ao Engenheiro Jorge Carboila pela disponibilidade demonstrada e pela participação ativa neste projeto. Ao Engenheiro Manuel Oliveira e à Sandra Paiva, pelo apoio dado ao longo do projeto.

Aos meus orientadores, Professores Paulo Tavares de Castro e José Esteves, por me terem guiado e ajudado ao longo desta dissertação, sempre que necessário, estando sempre disponíveis para discutir todos os temas abordados.

Aos meus amigos Débora Pereira, Gustavo Barbosa, Luís Brás, Luís Castro e Raquel Reis. Obrigado pelo espírito de suporte que criaram e apoio ao longo da minha passagem pela faculdade de engenharia.

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Apresentação da Reiman	1
1.2	Objetivos e estrutura da dissertação	2
2	Estado da arte	3
2.1	Transportadores industriais	3
2.1.1	Contextualização histórica	3
2.1.2	Sistema de acionamento	4
2.1.3	Sistema de transmissão	4
3	Seleção do transportador e principais componenetes	13
3.1	Seleção do tipo de transportador	13
3.2	Sistema de acionamento	14
3.3	Sistema de transmissão	15
3.3.1	Redutor	15
3.3.2	Rolos	16
3.3.3	Suportes dos rolos	17
3.3.4	Tela	18
3.4	Sistema de controlo	18
3.5	Estrutura de suporte	19
3.5.1	Placa de fricção	19
3.5.2	Perfil técnico de alumínio	20
3.5.3	Acessórios de ligação	21
4	Solução Construtiva	25
4.1	Especificações do tapete transportador	25
4.2	Procedimento de cálculo do acionamento	26
4.2.1	Seleção da tela	33
4.2.2	Requisitos da aplicação	34
4.2.3	Seleção do motoredutor	35
4.3	Dimensionamento da placa de fricção	38
4.3.1	Módulos de chapas lisa	39
4.3.2	Módulos de chapa quinada	41
4.4	Perfil da estrutura de suporte da placa de fricção	44
4.5	Dimensionamento das pernas	46
4.6	Sistema de suporte dos rolos do transportador	48
4.7	Dimensionamento dos rolos	51
4.7.1	Geometria do tubo	51
4.7.2	Dimensionamento dos discos	52

Conteúdo

4.7.3	Diagramas de esforços	53
4.7.4	Dimensionamento à fadiga	57
4.8	Tensionador	63
5	Sistema de controlo	65
5.1	Seleção do variador de frequência	65
5.2	Diagrama de contactos	66
6	Conclusões e trabalhos futuros	69
	References	70
A	Fichas técnicas	73
B	Desenhos técnicos	87

Lista de Figuras

1.1	Logótipo da Reiman.	2
2.1	Configurações de correntes (a) Correntes simples, dupla e tripla (b) Corrente transportadora.	5
2.2	Acionamento por correntes de um transportador de rolos (a) Montagem tangencial (b) Montagem “rolo-a-rolo”.	5
2.3	Acionamento por correias dentadas de um transportador de rolos, montagem “rolo-a-rolo”.	7
2.4	Correia com perfil em “O” (a) Montagem em transportador curvo (b) Montagem “rolo-a-rolo” com eixo de transmissão.	8
2.5	Correia de perfil em “V” com esquema de montagem “rolo-a-rolo”.	8
2.6	Tapete transportador (a) Com rolos livres (b) Com placa de suporte.	9
2.7	Tensionador de varão roscado.	10
2.8	Tensionador de pinhão e cremalheira.	10
2.9	Tensionador Tip-Up tail.	11
2.10	Tensionador pneumático.	11
3.1	Motor trifásico 0.75 KW 4 pólos tamanho 80 (a) B3 (b) B5 (c) B14.	14
3.2	(a) Redutor Bernati da série BG (b) Montagem do redutor com um motor trifásico de flange B14.	15
3.3	Braco de reação CHM40.	16
3.4	Vista em corte do rolo EM-51 utilizado para suportar a tela no retorno.	17
3.5	Chumaceiras (a) Chiaravalli UCF (b) Chiaravalli UCFL (c) Elesa UCFL.	18
3.6	Suporte tubular da série GN 145.	18
3.7	Variador de frequência Optidrive E3 0.75 kW (a) IP20 <i>Non-Switched</i> (b) IP66 <i>Switched</i>	19
3.8	Tipos de rasgos e respetiva correspondência com os tamanhos de perfil.	20
3.9	Travessa de reforço utilizada em estruturas produzidas em perfil de tamanho 30.	21
3.10	Acessórios de ligação de perfil, (a) CAC40OL, (b) CBR4040.	21
3.11	CAC40OL (a) Vista em corte (b) Montagem.	22
3.12	(a) Fêmea em “T” BPN (b) Montagem de um esquadro CBR4040.	22
3.13	(a) Fêmea em “T” BAN10M6 (b) Esquema de montagem de uma fêmea BAN.	23
4.1	Esquema representativo dos ângulos de projeção de um carregamento gravítico.	27
4.2	Diagrama representativo das forças máxima e mínima no rolo mandante.	31
4.3	Influência no momento torsor transmissível do ângulo de contacto e do coeficiente de atrito entre o rolo e tela.	32

Lista de Figuras

4.4	Influência do ângulo de contacto e do coeficiente de atrito entre o rolo e tela no rácio $\frac{F_m}{F_{PC}}$	33
4.5	Estrutura de suporte da placa de fricção.	38
4.6	Condições de carregamento e ligações ao exterior nos módulos de chapa lisa.	39
4.7	Módulo de placa lisa 2.99x1000x1000 [mm] (a) Campo de deslocamentos (b) Campo de tensões.	40
4.8	Módulo de placa quinada (a) Planificação (b) Após quinagem.	42
4.9	Condições de carregamento e ligações ao exterior nos módulos de chapa quinada.	42
4.10	Módulo de placa quinada 2.0x500x1000 (a) Campo de deslocamentos (b) Campo de tensões.	43
4.11	LV.A-60-14-M14X148 (a) Fotografia (b) Desenho técnico.	48
4.12	Sistema de suporte dos rolos do transportador (a) Vista interna (b) Vista externa.	48
4.13	Placa do sistema de suporte dos rolos.	49
4.14	Condições de fronteira utilizadas na simulação da placa dos topos.	50
4.15	Esquema representativo de rolos cónicos.	51
4.16	Diagramas de corpo livre do tubo (a) Troço 1 (b) Troço 2 (c) Troço 3.	54
4.17	Diagramas de esforços do tubo do rolo mandante (a) Momento fletor (b) Momento torsor.	55
4.18	Diagramas de corpo livre do veio (a) Troço 1 (b) Troço 2 (c) Troço 3 (d) Troço 4 (e) Troço 5.	55
4.19	Diagramas de esforços do veio do rolo mandante (a) Momento fletor (b) Momento torsor.	57
4.20	Coeficientes usados no cálculo de σ_{f0}^c (a) C_2 - Efeito do tamanho (b) C_3 - Efeito do acabamento superficial.	58
4.21	Fator de concentração de tensões para escatéis.	59
4.22	(a) Fator de concentração de tensões teórico do rasgo do anel elástico, K_{tae} (b) Conversão de K_t em K_f	59
4.23	Diagramas de tensões do tubo do rolo mandante (a) σ_{est}^{eq} (b) τ_{est}^{eq}	61
4.24	(a) Diagrama da tensão equivalente de Tresca do tubo (b) Coeficiente de segurança à fadiga do tubo.	61
4.25	Diagramas de tensões do veio do rolo mandante (a) σ_{est}^{eq} (b) τ_{est}^{eq}	62
4.26	(a) Diagrama da tensão equivalente de Tresca do veio (b) Coeficiente de segurança à fadiga do veio.	63
4.27	Solução construtiva adotada para o tensionador.	63
5.1	Nomenclatura dos utilizada para os terminais de controlo do variador.	66
5.2	Diagrama elétrico do sistema de controlo.	67

Lista de Tabelas

2.1	Intervalo de tolerância para a distância entre o centro dos apoios dos rolos.	6
3.1	Propriedades mecânicas do perfil tubular.	16
3.2	Propriedades mecânicas do aço F10.	17
3.3	Propriedades mecânicas mínimas da chapa laminada.	19
3.4	Propriedades mecânicas dos perfis de alumínio.	20
4.1	Parâmetros definidos para o tapete transportador.	25
4.2	Coefficientes de atrito para rolamentos.	28
4.3	Propriedades da tela NA-868 1M12-U0-U3-HP-PN-N-S.	34
4.4	Forças utilizadas na verificação da tela.	34
4.5	Variáveis utilizadas no cálculo do acionamento.	35
4.6	Requisitos da aplicação.	35
4.7	Características técnicas do redutor U-40 i=10.	36
4.8	Características técnicas dos motores RMN71 selecionados.	37
4.9	Comparação das características dos motoredutores em estudo.	37
4.10	Coefficientes de segurança dos motoredutores em estudo.	37
4.11	Resultados obtidos para as simulações do módulo da placa lisa 2.99x1000x1000 [mm].	40
4.12	Resultados obtidos para as simulações do módulo da placa lisa 2.99x500x1000 [mm].	41
4.13	Resultados obtidos para as simulações do módulo da placa lisa 2.5x500x1000 [mm].	41
4.14	Resultados obtidos para as simulações da placa quinada de 2.5x500x1000.	44
4.15	Resultados obtidos para as simulações da placa quinada de 2.0x500x1000.	44
4.16	Resultados obtidos para as simulações da placa quinada de 1.6x500x1000.	44
4.17	Comparação das propriedades geométricas e mecânicas das diferentes séries de perfil 40x80.	45
4.18	Distâncias máximas admissíveis entre pernas para as diferentes séries do perfil 40x80.	45
4.19	Variáveis utilizadas no cálculo à encurvadura e resultados obtidos.	47
4.20	Propriedades da chumaceira UCF-204.	49
4.21	Forças atuantes em cada chumaceira.	50
4.22	Resultados obtidos para as simulações da placa dos topos.	50
4.23	Dimensões dos tubos do transportador.	52
4.24	Valores utilizados no cálculo dos limites de interferência radial.	53
4.25	Variáveis usadas no cálculo dos diagramas de momento fletor do tubo.	54
4.26	Variáveis usadas no cálculo dos diagramas de momento fletor do veio.	56

Lista de Tabelas

4.27	Fatores de correção da tensão limite de fadiga utilizados no dimensionamento do tubo.	60
4.28	Variáveis utilizadas no dimensionamento à fadiga do veio.	62
5.1	Variáveis utilizadas na seleção do ODE-3-120043-1 e caracteriscas.	65

Nomenclatura

Variável	Descrição	Unidade
a	Aceleração da carga	[m/s ²]
A	Variável auxiliar no cálculo de diagramas de esforços	[mm]
A_{eff}	Área efetiva da secção reta do perfil	[mm ²]
A_{SR}	Área da secção reta do perfil	[mm ²]
B	Variável auxiliar no cálculo de diagramas de esforços	[mm]
b_p	Largura do perfil	[mm]
C	Variável auxiliar no cálculo de diagramas de esforços	[mm]
C_1	Coefficiente de efeito do tipo de carregamento	[-]
C_2	Coefficiente de efeito da dimensão	[-]
C_3	Coefficiente de efeito de acabamento superficial	[-]
D	Variável auxiliar no cálculo de diagramas de esforços	[mm]
E	Variável auxiliar no cálculo de diagramas de esforços	[mm]
E_c	Módulo de Young do material das chapas	[GPa]
E_{F10}	Módulo de Young do aço F10	[MPa] / [GPa]
E_p	Módulo de Young do perfil de alumínio	[GPa]
E_t	Módulo de Young do material dos tubos	[MPa] / [GPa]
F_a	Força de atrito	[N]
$F_{a_{p-t}}$	Força de atrito entre a tela e a placa de fricção	[N]
$F_{a_{t-b}}$	Força na tela causada pelo atrito do rolamento	[N]
F_e	Força de encurvadura	[N]
$F_{e_{max}}$	Força limite de encurvadura	[N]
F_{I_c}	Força de inércia da aceleração da carga	[N]
F_{I_r}	Força de inércia da aceleração do rolo	[N]
F_{I_t}	Força de inércia da aceleração da tela	[N]
F_{ma}	Força motora de arranque	[N]
F_{mc}	Força motora em regime contínuo	[N]
F_N	Força normal	[N]
$F_{N_{p-t}}$	Força normal entre a placa de fricção e a tela	[N]
F_{P_c}	Força devido ao peso da carga	[N]
$F_{P_c}^x$	Força devido ao peso da carga na direção x (paralela à tela)	[N]
$F_{P_c}^y$	Força devido ao peso da carga na direção y (perpendicular à tela)	[N]

Variável	Descrição	Unidade
F_{P_t}	Força devido ao peso da tela	[N]
$F_{P_t}^y$	Força devido ao peso da tela na direção y	[N]
F_{PC}	Força de Pré carga na tela	[N]
F_{r_b}	Força radial aplicada ao rolamento	[N]
$F_{t_{max}}$	Força máxima na tela	[N]
$F_{t_{min}}$	Força mínima na tela	[N]
$F_{t_{crit}}$	Força máxima por unidade de largura admitida pela tela	[N/mm]
$F.S.$	Fator de serviço	[-]
g	Aceleração gravítica	[m/s ²]
h_c	Diferença de diâmetros do rolo	[mm]
H_{tt}	Altura das maiores pernas do transportador	[mm]
i	Razão de transmissão	[-]
I_y	Momento de inércia da secção reta do perfil	[mm ⁴] / [cm ⁴]
I_{am}	Corrente de arranque do motor	[A]
I_{aap}	Corrente de arranque da aplicação	[A]
$I_{x_{r_t}}$	Momento de inércia da secção reta do tubo do rolo	[mm ⁴] / [cm ⁴]
$I_{x_{r_v}}$	Momento de inércia da secção reta do veio do tolo	[mm ⁴] / [cm ⁴]
$I_{p_{r_t}}$	Momento polar de inércia da secção reta do tubo do rolo	[mm ⁴] / [cm ⁴]
$I_{p_{r_v}}$	Momento polar de inércia da secção reta do veio do tolo	[mm ⁴] / [cm ⁴]
I_{v_n}	Corrente nominal do variador,	[A]
J_r	Momento polar de inércia do rolo	[kg.m ²]
J_{r_d}	Momento polar de inércia do disco do rolo	[kg.m ²]
J_{r_t}	Momento polar de inércia do tubo do rolo	[kg.m ²]
J_{r_v}	Momento polar de inércia do veio do rolo	[kg.m ²]
K_f	Fator de concentração de tensões	[-]
K_{f_c}	Fator de concentração de tensões da chaveta	[-]
$K_{f_{ae}}$	Fator de concentração de tensões do anel elástico	[-]
$K_{t_{ae}}$	Fator de concentração de tensões teórico do anel elástico	[-]
L_t	Comprimento da tela	[m] / [mm]
L_{tt}	Comprimento do transportador	[m] / [mm]
L_p	Distancia entre pernas do transportador	[m]
L_{r_d}	Espessura do disco do rolo	[m] / [mm]
L_{r_t}	Comprimento do tubo do rolo	[m] / [mm]
$L_{r_{tc}}$	Comprimento da região cilíndrica do tubo do rolo	[m] / [mm]
L_{r_v}	Comprimento do veio do rolo	[m] / [mm]
M_f	Momento fletor (Tubo e Veio)	[N.mm]
$M_{f_1}(x)$	Momento fletor no troço 1 (Tubo e Veio)	[N.mm]
$M_{f_2}(x)$	Momento fletor no troço 2 (Tubo e Veio)	[N.mm]
$M_{f_3}(x)$	Momento fletor no troço 3 (Tubo e Veio)	[N.mm]
$M_{f_4}(x)$	Momento fletor no troço 4 (Veio)	[N.mm]
$M_{f_5}(x)$	Momento fletor no troço 5 (Veio)	[N.mm]
m_{r_d}	Massa do disco do rolo	[kg]
m_{r_t}	Massa do tubo do rolo	[kg]
m_{r_v}	Massa do veio do rolo	[kg]
n_{m_c}	Velocidade de rotação dos rolos em regime contínuo	[r.p.m.]
n_{mr}	Velocidade de rotação à saída do motoredutor	[r.p.m.]
n_m	Velocidade de rotação nominal do motor	[r.p.m.]
N^o_{rs}	Número de rolos de suporte	[-]
P_c	Pressão de contacto entre o disco e o tubo	[MPa]

Variável	Descrição	Unidade
P_{mc}	Potência motora em regime contínuo	[W]
P_{nm}	Potência nominal do motor	[W]
P_{nmr}	Potência nominal do motoedutor	[W]
P_{nr}	Potência nominal do redutor	[W]
P_T	Passo do parafuso do tensionador	[mm]
P_v	Potência nominal do variador	[W]
Q_1	Carregamento distribuído atuante no tubo do rolo	[N/mm]
Q_2	Carregamento distribuído atuante nos discos do rolo	[N/mm]
Q_c	Capacidade de carga do transportador	[kg/m]
Q_p	Carregamento distribuído nas travessas de perfil	[kg/m]
r_g	Raio de giração da secção reta do perfil	[mm]
r_{rt}^e	Raio exterior do tubo do rolo	[mm]
r_{rd}^e	Raio exterior do disco do rolo	[mm]
r_{rd}^i	Raio interior do disco do rolo	[mm]
t_a	Tempo de aceleração	[s]
t_p	Espessura da parede do perfil	[mm]
T_{am}	Binário de arranque do motor	[N.m]
T_{amr}	Binário de arranque do motoredutor	[N.m]
T_{ab}	Binário de atrito gerado no rolamento	[N.m]
T_{d-t}	Binário transmitido entre o disco e o tubo	[N.m] / [N.mm]
T_{I_r}	Binário de aceleração dos rolos	[N.m]
T_{ma}	Binário motor de arranque	[N.m]
T_{mc}	Binário motor em regime contínuo	[N.m] / [N.mm]
T_{nm}	Binário nominal do motor	[N.m]
T_{nmr}	Binário nominal do motoredutor	[N.m]
T_{nr}	Binário nominal fornecido pelo redutor	[N.m]
T_{r-t}	Binário máximo transmissível do rolo para a tela	[N.m]
T_{Ta}	Binário de tensionamento da tela	[N.mm]
v	Velocidade de funcionamento do transportador	[m/s] / [m/min]
W_t	Largura da tela	[m] / [mm]
α	Pendente do transportador	[degree]
β	Ângulo de contacto entre o rolo e a tela	[rad]
β'_T	Ângulo de rosca medido na direção normal á hélice	[rad]
γ_{M1}	Fator de segurança parcial	[-]
γ_T	Ângulo de hélice da rosca do parafuso do tensionador	[rad]
δ_{pf}	Flecha da placa de fricção	[mm]
δ_r	Interferência radial na ligação disco tubo	[μm]
δ_{tp}	Flecha das travessas de perfil	[mm] / [m]
ε	Fator de imperfeições	[-]
η_{dr}	Rendimento dinâmico do redutor	[-]
θ	Variável auxiliar no cálculo à encurvadura	[-]
ι	Coefficiente de condição de fronteira	[-]
κ	Fator de fragilização de soldadura	[-]
$\bar{\lambda}$	Coefficiente de esbelteza adimensional	[-]
$\bar{\lambda}_0$	Limite horizontal do patamar das curvas de encurvadura	[-]
μ_b	Coefficiente de atrito do rolamento	[-]
μ_s	Coefficiente de atrito estático	[-]
$\mu_{s_{p-t}}$	Coefficiente de atrito estático entre a placa e a tela	[-]
$\mu_{s_{r-t}}$	Coefficiente de atrito estático entre o rolo e a tela	[-]

Variável	Descrição	Unidade
μ_{sd-t}	Coefficiente de atrito estático entre o disco e o tubo	[-]
μ_T	Coefficiente de atrito no Tensionador	[-]
ρ_t	Massa por unidade de área da tela	[kg/m ²]
ρ_p	Densidade linear do perfil	[kg/m]
σ_a	Tensão normal alternada	[MPa]
σ_{cedc}	Tensão de cedência do material das chapas	[MPa]
σ_{cedF10}	Tensão de cedência do aço F10	[MPa]
σ_{cedp}	Tensão de cedência do perfil de alumínio	[MPa]
σ_{cedrt}	Tensão de cedência do material dos tubos	[MPa]
σ_{eqT}	Tensão equivalente de Tresca	[MPa]
σ_{est}^{eq}	Tensão normal estática equivalente	[MPa]
σ_{f0}	Tensão limite de fadiga	[MPa]
σ_{f0}^c	Tensão limite de fadiga corrigida	[MPa]
σ_m	Tensão normal estática	[MPa]
σ_{rotc}	Tensão de rutura do material das chapas	[MPa]
σ_{rotF10}	Tensão de rutura do aço F10	[MPa]
σ_{rotp}	Tensão de rutura do perfil de alumínio	[MPa]
σ_{rotrt}	Tensão de rutura do material dos tubos	[MPa]
τ_a	Tensão de corte alternada	[MPa]
τ_{ced}	Tensão de cedência ao corte	[MPa]
τ_{est}^{eq}	Tensão de corte estática equivalente	[MPa]
τ_{f0}^c	Tensão limite de fadiga ao corte corrigida	[MPa]
τ_m	Tensão de corte estática	[MPa]
ϕ_{b_i}	Diâmetro interno do rolamento	[m] / [mm]
$\phi_{r_d}^e$	Diâmetro exterior do disco do rolo	[m] / [mm]
$\phi_{r_d}^i$	Diâmetro interior do disco do rolo	[m] / [mm]
$\phi_{r_t}^e$	Diâmetro exterior do tubo do rolo	[m] / [mm]
$\phi_{r_t}^i$	Diâmetro interior do tubo do rolo	[m] / [mm]
$\phi_{r_v}^i$	Diâmetro do veio do rolo	[m] / [mm]
$\phi_{T_{max}}$	Diâmetro máximo da rosca do parafuso do tensinador	[mm]
$\phi_{T_{med}}$	Diâmetro médio da rosca do parafuso do tensinador	[mm]
$\phi_{T_{min}}$	Diâmetro mínimo da rosca do parafuso do tensinador	[mm]
χ	Fator de redução de resistência à encurvadura	[-]
ω_{mc}	Velocidade angular dos rolos em regime contínuo	[rad/s]
$\dot{\omega}$	Aceleração angular dos rolos	[rad/s ²]

Abreviaturas

Abreviatura	Descrição
ABS	Acrilonitrila butadieno estireno
PA	Poliamida
PE	Polietileno
POM	Polioximetileno
PP	Polipropileno
PVC	Policloreto de vinil

Introdução

1.1 Apresentação da Reiman

A Reiman é uma empresa de referência no comércio de equipamentos industriais que foi criada em finais de 1988, para satisfazer as necessidades da indústria nacional, tendo sido pioneira na importação e comércio de acessórios normalizados e de motores elétricos. Quando iniciou a sua atividade possuía um único membro e uma marca representada e, devido ao seu crescimento, conta hoje com cerca de trinta elementos, dez marcas representadas e mais de duzentas e cinquenta mil referências em sistema [1].

A gama de produtos da Reiman permite que esta se posicione de forma transversal em quase toda a indústria, desde as instituições de desenvolvimento e investigação, onde se inicia o projeto de novos produtos, até à indústria pesada. Os produtos comercializados pela Reiman encontram-se divididos em cinco departamentos.

- ***Power Transmission*** - Neste departamento estão incluídos produtos dedicados a acionamento, tais como motores elétricos de corrente contínua ou alternada e também variadores de frequência para controlar os últimos. Os produtos dedicados à transmissão de potência, dos quais se destacam redutores, correntes, cremalheiras, fusos trapezoidais e fusos de esferas estão também incluídos neste departamento [1].
- ***Linear Motion*** - No departamento de *Linear Motion*, encontram-se todas as soluções de guiamento disponíveis pela empresa, onde se destacam patins de rolos ou esferas, patins de fricção e corrediças telescópicas [1].
- ***Machine Parts*** - Neste departamento encontram-se todos os acessórios normalizados necessários à construção de equipamentos industriais, tais como fechos, dobradiças, pés niveladores, acessórios hidráulicos, rodízios e manípulos [1].
- ***Engineering Plastics*** - Nesta secção estão presentes os plásticos técnicos, dos quais se destacam o ABS, PA, PE, POM, PP, PVC. Todos os plásticos comercializados estão disponíveis sob a forma de placas de diversas espessuras e varões de diferentes diâmetros [1].
- ***Aluminium Profiles*** - O departamento mais recente da empresa engloba perfis técnicos de alumínio de diferentes tamanhos e os respetivos acessórios. Para além destes produtos serem comercializados independentemente, estes podem também ser fornecidos sob a forma de estruturas completas como bancadas de trabalho, barreiras de proteção de máquinas ou linhas de produção, estruturas de máquinas, equipamentos produtivos e de apoio à produção, todos de acordo com as especificações dos clientes.



Figura 1.1: Logótipo da Reiman [1].

1.2 Objetivos e estrutura da dissertação

Esta dissertação tem como principal objetivo o desenvolvimento de uma solução construtiva modular para transportadores industriais de modo a que haja um procedimento de cálculo expedito dos principais componentes e sempre que possível os componentes sejam facilmente intermutáveis entre transportadores semelhantes, com o objetivo de reduzir as referências de artigos existentes em stock.

Com isto em mente, no segundo capítulo da dissertação é feita uma breve contextualização histórica dos transportadores industriais, seguida de uma análise de soluções existentes no mercado contemporâneo, classificando-as quanto aos seus sistemas de acionamento e de transmissão, comparando-os entre si.

No terceiro capítulo direciona-se o estudo da dissertação em transportadores de tela e apresenta-se, de um modo geral, os componentes que se encontram disponíveis para serem utilizados neste projeto, referindo particularidades de cada um deles e apresentando algumas justificações para decisões que são tomadas antes de iniciar a fase de dimensionamento do transportador.

No quarto capítulo apresenta-se o procedimento de cálculo utilizado para o acionamento do transportador, que se baseia na norma ISO 5048. Em segundo lugar inicia-se o dimensionamento da estrutura do transportador, sendo o primeiro elemento a ser estudado a placa de fricção, onde se apresentam as diversas soluções construtivas analisadas e a solução final obtida. O segundo elemento da estrutura a ser dimensionado é a estrutura de suporte da placa de fricção na qual se escolhe a série de perfil mas indicada, passando depois para o dimensionamento à encurvadura das pernas do transportador e seleção dos pés niveladores. Em terceiro lugar apresenta-se a seleção das chumaceiras de suporte dos rolos, assim como a solução construtiva adotada para as placas de suporte dos rolos, assim como o estudo da geometria dos rolos em conjunto com o dimensionamento à fadiga dos mesmos. Por fim apresenta-se a solução construtiva utilizada nos tensionadores do transportador, assim como o método para determinar o binário de aperto a conferir à tela para obter a pré carga desejada.

No capítulo cinco apresenta-se a seleção do variador de frequência e do sistema de controlo a utilizar no transportador.

Estado da arte

2.1 Transportadores industriais

2.1.1 Contextualização histórica

A revolução industrial iniciou-se em Inglaterra no último terço do século XVIII, estendendo-se gradualmente a toda a Europa. Esta teve como ponto de partida, o melhoramento que James Watt introduziu, em 1765, na máquina a vapor de Thomas Newcomen, desenvolvida pelo último em 1712. Esta mudança de paradigma ficou caracterizada pela substituição da produção artesanal pela produção fabril, onde a mão de obra diminuiu progressivamente, sendo os operários substituídos por máquinas [2].

Os primeiros tapetes transportadores surgiram também nesta altura, mais concretamente em 1795. Estes eram de construção simples e utilizavam telas de pele que corriam em placas de madeira. O sistema era acionado manualmente por um conjunto de alavancas e polias. Mais tarde, em 1804, deu-se a união das duas tecnologias, aparecendo o primeiro tapete transportador de acionamento mecânico [3].

No fim do século XIX, em 1892, Thomas Robins desenvolveu um tapete transportador que era utilizado para transportar carvão e outros minérios. Em 1901, a empresa sueca Sandvik desenvolveu a primeira tela metálica e em 1905, surgiram as primeiras aplicações de tapetes transportadores em minas. No ano 1913 surgiu a primeira linha de montagem, criada por Henry Ford, que utilizava tapetes transportadores para deslocar os automóveis em produção ao longo da fábrica, o que reduziu o tempo de montagem do automóvel para cerca de 90 minutos. Na segunda metade do século XX começaram a ser utilizados materiais sintéticos nas telas [3, 4].

Atualmente, devido à evolução tecnológica que ocorreu nas últimas décadas, as empresas recorrem cada vez mais a processos automatizados para realizar as mais diversas tarefas. Um problema que é transversal a uma grande maioria destas é o deslocamento de produtos no seu interior. Uma das soluções para este problema são os transportadores industriais, responsáveis por movimentar, de forma mais ou menos automática, objetos entre dois pontos. Quando a distância a ser percorrida é grande, vários transportadores podem ser combinados, de modo a que cada um seja responsável por parte do percurso.

Estes equipamentos facilitam a movimentação contínua de objetos pesados ou volumosos, podendo deslocá-los num plano horizontal, ou num plano inclinado, no sentido ascendente ou descendente. São assim úteis no transporte de embalagens, situação comum em empresas armazenistas, sendo também utilizados em linhas de produção, para agilizar a transferência dos produtos entre cada uma das etapas do processo de fabrico e também para fazer o deslocamento dos mesmos ao longo de vários postos de montagem. Por fim podem também ser utilizados no transporte de materiais granulares, tais como,

carvão, sal ou areia. Assim sendo, estes equipamentos estão otimizados para a tarefa que desempenham, diferindo entre si em algumas características. De seguida distinguem-se os transportadores com base no seu modo de acionamento e com base no modo de transmissão de movimento para a carga.

2.1.2 Sistema de acionamento

Quanto ao modo de acionamento, estes equipamentos separam-se em dois grupos, transportadores sem acionamento, designados por transportadores gravíticos e transportadores acionados mecanicamente [5].

- **Acionamento gravítico**

Os transportadores sem acionamento normalmente possuem alguma inclinação e utilizam a força gravítica para deslocar os produtos. No caso de se encontrarem dispostos na horizontal, recorrem a forças exteriores, por exemplo força humana, para deslocar o material, tendo assim como principal função suportar o peso da carga [5].

- **Acionamento mecânico**

Os transportadores acionados mecanicamente utilizam, como fonte de potência, motores elétricos. Normalmente estes equipamentos estão instalados em ambiente fabril, onde existe uma rede elétrica de elevada potência e por este motivo os motores utilizados são de corrente alternada trifásica. As condições de funcionamento mais comuns em transportadores, carga e velocidade aproximadamente constantes, são os fatores que levam a que estes motores sejam frequentemente utilizados nestes sistemas, pois estas são as condições de serviço que lhes são mais favoráveis [5].

2.1.3 Sistema de transmissão

O sistema de transmissão é responsável por ligar o motor à carga, ou seja, transmitir o movimento de rotação do motor aos objetos a deslocar. O primeiro elemento da maioria dos sistemas de transmissão é o redutor, muitas vezes agrupado com o motor elétrico, num conjunto designado por motoredutor. Este é um elemento essencial pois os motores trifásicos, no ponto de funcionamento ideal, possuem um binário relativamente baixo e uma velocidade de rotação elevada para a maioria das aplicações. Por exemplo um motor de quatro pólos com potência de 5.5 [kW], no ponto nominal de funcionamento, possui uma velocidade de sincronismo 1440 [r.p.m.] e produz um binário de 27 [N.m] [6]. O redutor é responsável por transformar o movimento, aumentando o binário à custa de uma redução da velocidade de rotação. Se for necessário alterar a direção do movimento, existem redutores de eixos perpendiculares, tais como redutores de roda coroa e parafuso-sem-fim, ou caixas angulares.

Depois da transformação do movimento realizada pelo redutor, a transmissão para os restantes elementos do transportador pode ser realizada por cinco formas diferentes: corrente, correia, das quais se distinguem coreia dentada, com perfil em “V”, ou com perfil em “O” e por fim, tela [7]. Nos transportadores de tela, o acionamento do rolo mandante pode ser feito também por intermédio de correntes ou correias, ou acionado diretamente pelo motoredutor.

Transmissão por corrente

Uma transmissão por corrente é composta por três elementos, um carreto mandante, que recebe potência do motor ou redutor, um carreto mandado, responsável por efetuar o retorno da corrente e, por fim, a corrente. As correntes estão disponíveis em materiais poliméricos ou metálicos, sendo as últimas mais comuns. O passo, distância entre pinos do mesmo elo, é a característica principal das correntes. As correntes existem nas variantes simples, duplas e triplas, tal como se vê na Figura 2.1a, ocorrendo o mesmo para os carretos. As configurações de corrente dupla e tripla têm como finalidade aumentar o binário transmitido. Existe um último tipo de corrente, comum para transportadores, caracterizada por possuir um passo superior e abas que permitem a fixação de elementos à corrente, tal como se vê na Figura 2.1b [8].

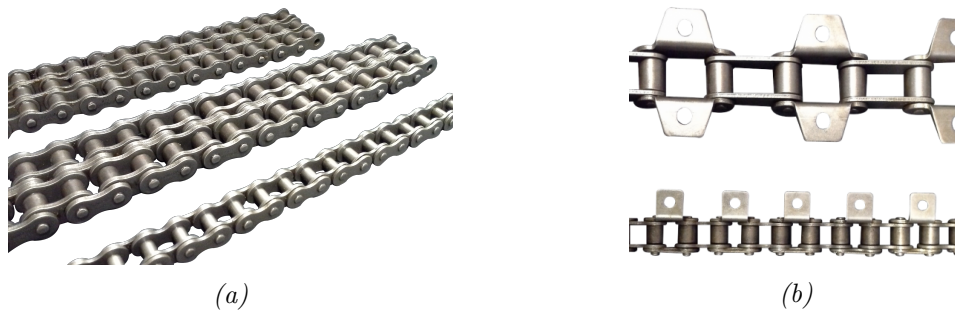


Figura 2.1: Configurações de correntes (a) Correntes simples, dupla e tripla (b) Corrente transportadora [9].

A principal vantagem deste componente em relação às correias é o seu atravancamento reduzido para transmitir a mesma potência. As principais desvantagens deste componente são a necessidade de lubrificação regular e a necessidade de proteções que assegurem a segurança dos operadores. As proteções impedem que, durante o funcionamento do equipamento, cabelos ou roupas sejam puxadas e que a corrente seja projetada caso esta quebre. A velocidade limite de funcionamento ronda as 6000 [r.p.m.], uma vez que a velocidades superiores as correntes geram muito ruído e a lubrificação destas fica comprometida [7, 8].

A transmissão por corrente é uma das mais utilizadas para acionar os rolos de um transportador e pode ser realizada de dois modos diferentes, tangencial, tal como se vê na Figura 2.2a, ou “rolo a rolo” como se vê na Figura 2.2b [7].

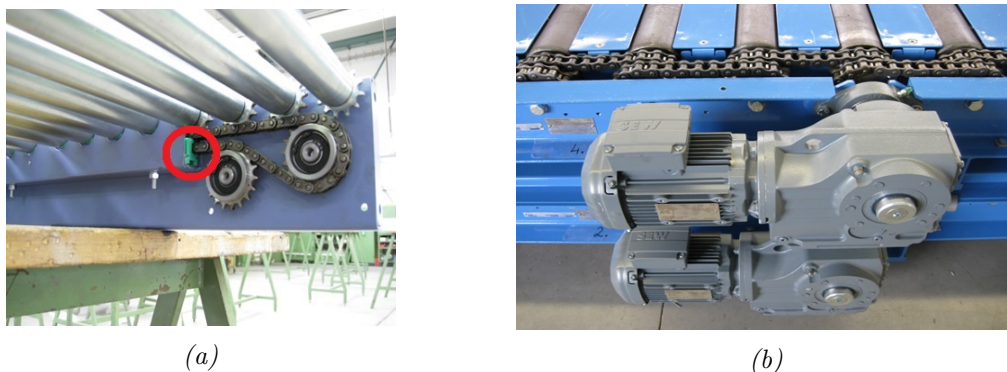


Figura 2.2: Acionamento por correntes de um transportador de rolos (a) Montagem tangencial (b) Montagem “rolo-a-rolo” [10].

Num transportador com montagem tangencial, apenas um carreto é utilizado como mandante, utilizando-se também uma única corrente. A corrente engrena com os carretos dos restantes rolos, sendo responsável por lhes fornecer potência conforme estes necessitem. Devido ao seu comprimento elevado, a corrente necessita de um guiamento externo, que garante o correto engrenamento entre os elementos. Este guiamento é produzido num polímero de baixo atrito, normalmente PE, elemento verde assinalado na Figura 2.2a e pode ser instalado na região superior ou inferior dos carretos, sendo 0.5 [mm] o valor limite para a folga da corrente. Este tipo de solução construtiva apresenta como vantagens a elevada eficiência e a montagem simples, uma vez que permite que os rolos sejam substituídos rapidamente [7].

Na montagem “rolo-a-rolo” existem várias correntes, cada uma responsável por transmitir potência entre dois rolos adjacentes. Assim cada um dos rolos possui dois carretos, um responsável por receber potência do rolo anterior e um para enviar potência para o rolo seguinte. Este sistema não necessita de guiamento externo para a corrente, no entanto a distância entre o centro dos rolos está sujeita a tolerâncias rigorosas, que diminuem conforme a diminuição do passo da corrente utilizada. Na Tabela 2.1 encontram-se intervalos para estas tolerâncias para correntes com passos mais comuns [7].

Tabela 2.1: Intervalo de tolerância para a distância entre o centro dos apoios dos rolos [7].

Passo da corrente		Tolerâncias para distância entre rolos
[polegadas]	[mm]	[mm]
3/8	9.52	[0 ; -0.4]
1/2	12.70	[0 ; -0.5]
5/8	15.88	[0 ; -0.7]
3/4	19.05	[0 ; -0.8]
1	25.40	[0 ; -1.0]

Transmissão por correia dentada

Esta transmissão é composta pela correia dentada e pela polias dentadas, a mandante e a mandada. São uma alternativa à transmissão por corrente, uma vez que tal como as correntes, a transmissão de movimento é feita com base na interferência dos “dentes” da polia com os rasgos da correia. Este modo de transmissão de movimento impede o deslizamento da correia na polia. As correias dentadas são produzidas em material polimérico sendo normalmente reforçadas com fibras de vidro, kevlar ou aço para transmitirem mais binário. As características principais de uma correia dentada são o número de dentes, a largura e o passo. O passo de uma correia dentada é medido com esta esticada e define-se como sendo a distância entre o centro de dois dentes consecutivos. A velocidade tangencial nestas correias deve estar compreendida no intervalo [10; 50] [m/s] uma vez que, a velocidades superiores, forças de inércia tendem a afastar a correia das polias. Este afastamento é indesejado pois prejudica o engrenamento, provoca perdas na transmissão de binário e diminui a vida útil do componente [8].

As principais vantagens desta transmissão são a manutenção reduzida, uma vez que não necessitam de lubrificante, baixa emissão de ruído e montagem simples. As desvantagens deste sistema são a sua baixa eficiência, uma vez que grande parte da potência é dissipada pela correia. Acrescenta-se estes inconvenientes a sensibilidade deste tipo de transmissão a poeiras que limita esta solução a ambientes limpos [8].

As correias dentadas podem ser montadas de forma similar às correntes, sendo que a montagem tangencial só é recomendada para velocidades reduzidas, devido à dificuldade

do engrenamento da correia com as polias. A montagem “rolo-a-rolo” é a mais utilizada nestes sistemas, uma vez que pode ser utilizada em situações de velocidade e binário elevados. Na instalação de uma correia, esta é colocada nas respectivas polias com os rolos fora dos apoios. A distância existente entre os apoios dos rolos faz com que a correia fique sob tensão quando estes são instalados. A montagem “rolo-a-rolo” de correias dentadas encontra-se na Figura 2.3 [8].



Figura 2.3: Acionamento por correias dentadas de um transportador de rolos, nontagem “rolo-a-rolo” [11].

Transmissão por correia com perfil em “O”

A transmissão por correia de perfil em “O” pode envolver ou não polias, uma vez que esta correia pode trabalhar inserida numa ranhura maquinada no veio que desempenha a mesma função. Contrariamente às soluções analisadas anteriormente, a transmissão de binário é feita com base em atrito e, por isso, caso a correia seja mal selecionada, esta vai ter tendência a deslizar, desgastando-se prematuramente. Esta tipologia de correias é utilizada principalmente pela sua facilidade de instalação e baixo custo. Possui como inconvenientes a baixa potência que é capaz de transmitir e vida útil reduzida. Tal como os sistemas de transmissão anteriores, os modos de instalação destas correias são o modo tangencial e modo “rolo-a-rolo” [7].

Devido à simetria da secção da correia em “O” e à flexibilidade elevada típica de correias, esta é uma solução interessante para situações em que os veios não possuem eixos paralelos, tal como acontece em transportadores curvos, Figura 2.4a. Esta propriedade permite mais uma forma de montagem que as alternativas analisadas anteriormente, “rolo-a-rolo” com um eixo de transmissão. Esta utiliza um veio, que está colocado por baixo dos rolos e encontra-se orientado paralelamente ao transportador. O veio é acionado pelo motoredutor e possui polias, onde se montam as correias, para acionar os rolos, tal como se observa na Figura 2.4b [7].

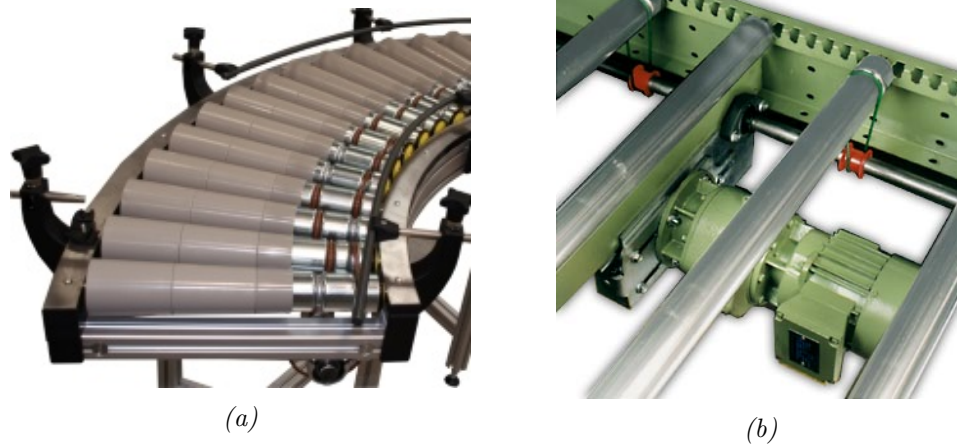


Figura 2.4: Correia com perfil em “O” (a) Montagem em transportador curvo (b) Montagem “rolo-a-rolo” com eixo de transmissão [11, 12].

Transmissão por correia com perfil em “V”

As transmissões com correias em “V” utilizam polias com ranhuras onde a correia é inserida. Tal como nas correias com perfil em “O”, a transmissão é feita com base em atrito, podendo por isso ocorrer deslizamento. Estas correias são capazes de transmitir binários três vezes superiores às correias de perfil em “O”, uma vez que possuem uma maior área de contacto com as polias. Devido à flexibilidade destas correias estas podem também ser utilizadas em transportadores curvos. As correias em “V” são apenas utilizadas na montagem “rolo-a-rolo”, uma vez que são incapazes de transmitir binário na montagem tangencial. As correias em “V” estão disponíveis com uma ou múltiplas ranhuras, sendo recomendadas para cargas inferiores a 50 [kg] e velocidades tangenciais compreendidas no intervalo [10; 30] [m/s] [8, 7].

Na Figura 2.5 encontra-se um transportador de rolos com um sistema de transmissão de polia de perfil em “V”, com múltiplas ranhuras, com montagem “rolo-a-rolo”.

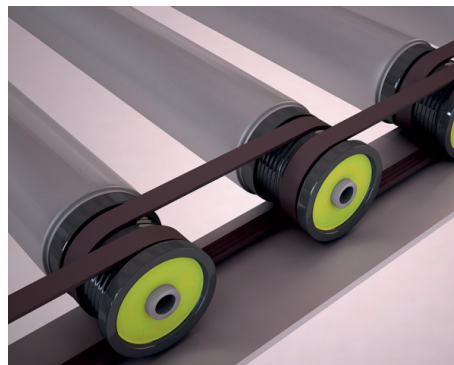


Figura 2.5: Correia de perfil em “V” com esquema de montagem “rolo-a-rolo” [13].

Transmissão por tela

Neste tipo de transmissão utiliza-se uma tela, que se encontra tensionada pelos dois rolos situados nos extremos do transportador, não havendo a necessidade de utilizar polias. Embora o modo de acionamento da carga seja igual, existem duas soluções que se distinguem pelo modo como suportam a carga. Um dos modos, utiliza rolos ao longo

2.1. Transportadores industriais

de todo o tapete para suportarem a carga, tal como se vê na Figura 2.6a. Esta solução apresenta uma boa eficiência quando combinada com chumaceiras nos apoios dos rolos, conseguindo suportar cargas elevadas. Em alternativa aos rolos, pode-se utilizar uma placa horizontal fixa à estrutura do transportador, que é responsável por suportar a carga ao longo da extensão do mesmo, como se vê na Figura 2.6b. Esta solução deve ter em atenção o coeficiente de atrito entre a placa e o tapete, para evitar desgaste excessivo destes elementos e minimizar a dissipação de energia, mas ao mesmo tempo garantir um coeficiente de atrito elevado entre os rolos e o tapete, para que se dê a transmissão de potência sem escorregamento. A placa de fricção apresenta como principal vantagem, em relação aos rolos, a capacidade de suportar uniformemente a carga, contrariamente aos rolos que possuem limite no tamanho mínimo das embalagens que transportam, pois em qualquer instante uma embalagem deve estar em contacto com três rolos para se manter equilibrada.



Figura 2.6: Tapete transportador (a) Com rolos livres (b) Com placa de fricção [11, 14].

Para que o transportador funcione corretamente, é necessário que haja uma tensão instalada na tela. Tal como nas correias, a instalação é feita aproximando os rolos para facilitar a montagem e, posteriormente, ao colocar os rolos nos respetivos apoios, a tela fica sob tensão. No entanto, devido à deformação da tela durante o período de rotação, esta adquire folga. Assim, o transportador deve possuir um mecanismo capaz de tensionar a tela. Uma vez que o movimento lateral (ao longo do eixo do rolo) da tela se encontra livre, é também necessário um mecanismo que seja capaz de compensar pequenos desalinhamentos dos apoios dos rolos, para que a tela não se desvie do centro do transportador. Esta operação é designada por alinhamento e só deve ser realizada depois de se garantir o nivelamento de toda a estrutura do transportador, principalmente, nivelamento transversal nos apoios. No entanto, outros aspetos devem ser verificados, sendo um deles a conicidade dos rolos, que pode ser compensada por este mecanismo, caso não seja muito pronunciada.

Existem quatro formas de conferir tensão à tela, de entre as quais, varão roscado, conjunto pinhão cremalheira, *Tip-Up Tail* e atuador pneumático. As últimas três soluções são somente capazes de impor tensão na tela e são combinadas com o varão roscado, ou uma solução semelhante, para realizar o alinhamento da mesma [15].

A solução de varão roscado, Figura 2.7, é a solução construtiva mais simples. Aciionando manualmente os varões roscados existentes de ambos os lados do transportador, desloca-se o bloco que contém o rolo e tensiona-se a tela. Este sistema deve estar instalado em ambos os rolos do transportador. Esta solução tem como vantagem o custo reduzido. Os tempos de manutenção são superiores, uma vez que este mecanismo é utilizado para regular a tensão e alinhar a tela. Assim, sempre que se ajusta a tensão da tela, interfere-se

com o seu alinhamento [15].

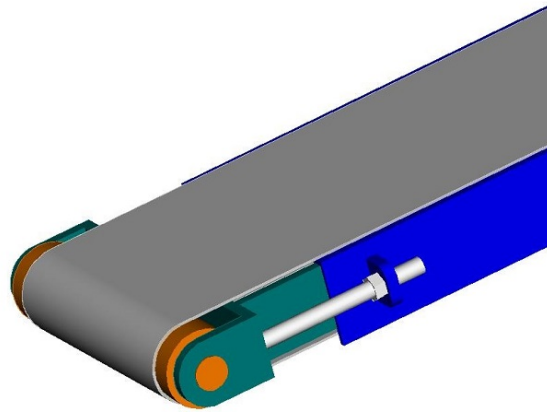


Figura 2.7: Tensionador de varão roscado [15].

Em alternativa ao varão roscado, pode-se utilizar um conjunto pinhão cremalheira, Figura 2.8. Duas cremalheiras encontram-se instaladas no bloco do rolo e os dois pinhões encontram-se ligados por um veio que pode ser acionando manualmente de qualquer um dos lados do transportador. Nesta solução construtiva utiliza-se o varão roscado para alinhar a tela. As principais vantagens são a utilização de sistemas separados para tensionar e alinhar a tela, assim, uma vez que a cremalheria desloca igualmente os dois suportes do rolo, é possível reajustar a tensão sem interferir com o alinhamento. A cremalheira melhora a sensibilidade do utilizador e ajuda a evitar o sobretensionamento da tela [15].

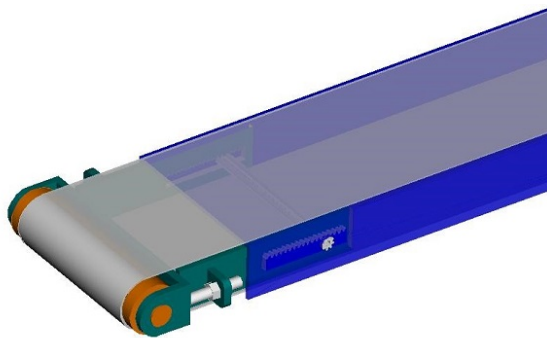


Figura 2.8: Tensionador de pinhão e cremalheira [15].

O tensionamento da tela com *Tip-Up Tail* consiste em instalar o bloco com os rolos num *pivot*, como representado na Figura 2.9. Este mecanismo permite a rotação de uma das extremidades do transportador, de modo a que seja possível a instalação da tela. Com a tela colocada, baixa-se o braço para a posição inferior e a tela fica sob tensão. Esta solução consegue impor apenas um nível de tensão, não sendo capaz de a ajustar. Utiliza um varão roscado para fazer o alinhamento da tela e pequenos ajustes de tensão.

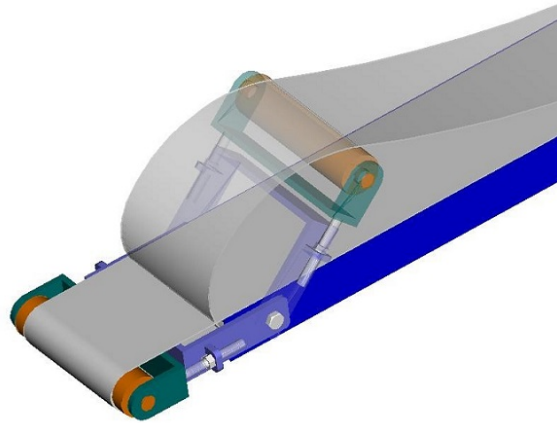


Figura 2.9: *Tensionador Tip-Up tail* [15].

Por fim, é possível utilizar um mecanismo que recorre a uma mola ou atuador pneumático para regular automaticamente a tensão da tela. Esta é a solução construtiva mais complexa para tensionar a tela de um tapete transportador e é comum em transportadores de carga elevada, uma vez que as telas destes sofrem maior deformação plástica ao longo da sua vida útil. Este mecanismo encontra-se na Figura 2.10, juntamente com os três rolos auxiliares que o constituem. O atuador pneumático encontra-se ligado ao rolo vermelho e é capaz de o deslocar para variar a tensão da tela. A principal vantagem deste tipo de solução é a capacidade de regulação automática da tensão instalada na tela. O alinhamento do tapete é feito recorrendo à solução de varão roscado [15].

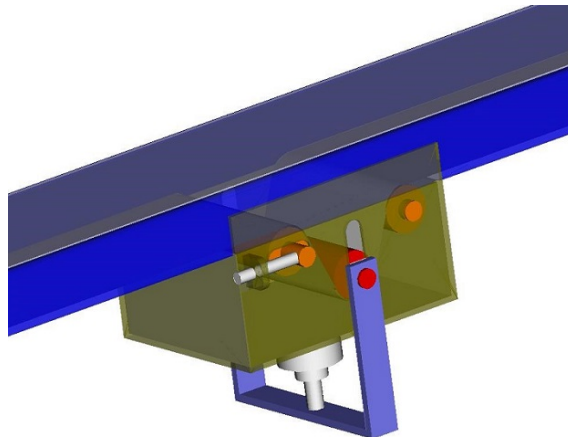


Figura 2.10: *Tensionador pneumático* [15].

Seleção do transportador e principais componentes

Neste capítulo será escolhido o transportador que melhor se enquadra nas necessidades da Reiman, assim como uma breve apresentação dos produtos disponíveis que são passíveis de serem integrados neste.

Serão assim apresentados os elementos normalizados disponíveis para os sistemas de acionamento, transmissão e controlo. Será também apresentada a gama de perfis de alumínio assim como os respetivos acessórios de montagem.

Por fim, serão apresentados alguns detalhes que não devem ser desprezados na escolha destes elementos e apresentadas justificações para alguns pressupostos que vão ser tomados no capítulo seguinte.

3.1 Seleção do tipo de transportador

Com base na classificação dos diferentes tipos de acionamento feita no capítulo 2, apresentaram-se os tipos de transportadores mais comuns, transportadores de rolos e transportadores de tela.

De um modo geral, os transportadores de rolos são utilizados para transportar cargas elevadas, uma vez que utilizam correntes como sistema de transmissão, estando limitados a percursos horizontais ou de inclinação bastante reduzida. Este transportador é somente capaz de transportar produtos com base plana, para que estes assentem corretamente nos rolos. É ainda recomendado que o produto transportado contacte com três rolos em qualquer posição do transportador, de modo a que se mantenha equilibrado, ou seja as dimensões mínimas do material a transportar estão também limitadas pelo sistema, sendo impossível transportar material granular.

Os transportadores de tela com placa de fricção são capazes de transportar produtos de dimensões reduzidas e de formas irregulares. Devido ao coeficiente de atrito elevado criado pelo revestimento de borracha vulcanizada presente na maioria das telas, este tipo de transportador é capaz de vencer inclinações até cerca de 18° , sendo este ângulo limitado pela possibilidade de as caixas se desequilibrarem e rolares [16]. Por outro lado, devido ao utilização de uma placa de aço para suportar a carga, estes transportadores são de construção simples e económica, quando comparados com transportadores de rolos.

Assim sendo, o transportador de tela é o que mais facilmente se adapta às necessidades dos clientes da Reiman e, por isso, será o principal objeto de estudo desta dissertação.

3.2 Sistema de acionamento

Para o acionamento de equipamentos industriais a Reiman possui motores de corrente alternada trifásicos e monofásicos, de fornecedores externos como Electro Adda® e SATI®, possuindo também motores de marca própria, RMN Motors®. Neste projeto será dada prioridade aos motores de marca própria, uma vez que estão disponíveis no inventário numa gama de potências e tamanhos alargada.

Os motores RMN Motors® são fabricados segundo a diretiva europeia IEC e possuem como características técnicas mais relevantes:

- Isolamento: Classe F
- Proteção: IP55
- Fator de serviço: S1 (contínuo)
- Material da carcaça: Ferro fundido (RFF) ou Alumínio (RMN)
- Tipo de fixação
- Número de pólos: 2/4/6

Os motores estão disponíveis em carcaças de diferentes tamanhos, normalizadas pela IEC, sendo a carcaça menor o tamanho 56 e a carcaça maior, o tamanho 315. A potência do motor vai aumentando progressivamente com o aumento do tamanho da carcaça, podendo haver no mesmo tamanho de carcaça motores de potências diferentes. Para além das opções existentes em catálogo, a potência mais baixa disponível para uma carcaça, encontra-se também no tamanho anterior. Por exemplo, no tamanho 80, existem dois motores com as potências de 0.55 [kW] e 0.75 [kW], sendo que o motor de 0.55 [Kw] encontra-se também disponível na carcaça de tamanho 71. Embora esta configuração designada normalmente como *increased power* ou carcaça reduzida não esteja catalogada, é normalizada, sendo particularmente útil quando existem limitações de espaço na aplicação em que o motor vai ser instalado [6].

Os motores possuem três configurações de montagem, patas, flange, ou ambas. Cada tamanho de motor possui um tamanho de patas correspondente, sendo esta opção de montagem designada por B3. Por outro lado, existem duas flanges por tamanho de carcaça que diferem no diâmetro exterior, sendo a flange mais pequena denominada flange B14 e a maior, flange B5. Nas Figuras 3.1a, 3.1b e 3.1c encontram-se, respetivamente as montagens com patas, flange B5 e flange B14, para um motor trifásico com carcaça de tamanho 80 [6].

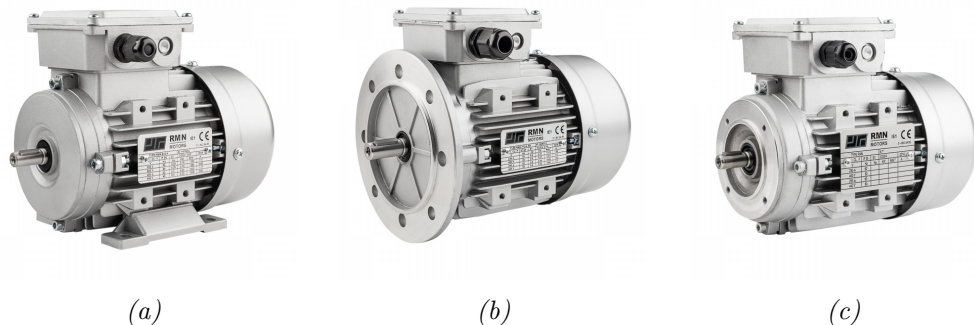


Figura 3.1: Motor trifásico 0.75 KW 4 pólos tamanho 80 (a) B3 (b) B5 (c) B14 [1].

3.3 Sistema de transmissão

3.3.1 Redutor

Para fazer a transformação de potência fornecida pelo motor, a Reiman possui redutores de engrenagens cilíndricas de dentado helicoidal, redutores de engrenagens hipoides e redutores de roda coroa e parafuso sem fim. Os fornecedores da Reiman para esta gama de produtos são a SITI[®], a Chiaravalli[®] e a Bernati[®].

Os redutores de dentado cilíndrico helicoidal possuem elevados rendimentos e baixo ruído operacional, sendo os eixos de entrada e saída paralelos. As características de rendimento elevado e baixo ruído operacional estão também presentes nos redutores de engrenagens hipoides, no entanto estes possuem eixos de saída e entrada perpendiculares. Os redutores de roda coroa e parafuso sem fim são soluções compactas com eixos perpendiculares, gama alargada de razões de transmissão, irreversibilidade mecânica e custo reduzido, apresentando como maior desvantagem o rendimento inferior.

Das características referidas, os eixos perpendiculares é uma das mais relevantes, pois, permite que o motor fique disposto paralelamente ao transportador, reduzindo assim o seu atravancamento. Neste grupo inserem-se os redutores de engrenagens hipoides e os de roda coroa e parafuso sem fim. Destes, opta-se pelos redutores de roda coroa e parafuso sem fim pelo sua irreversibilidade mecânica e custo reduzido. Na Figura 3.2a encontra-se um redutor de roda coroa e parafuso sem fim da Bernati[®] e, na Figura 3.2b encontra-se o motorreductor.



Figura 3.2: (a) Redutor Bernati da série BG (b) Montagem do redutor com um motor trifásico de flange B14 [1].

Para que os motoredutores sejam capazes de transmitir movimento a uma carga necessitam de um ponto de fixação. A montagem pode ser feita através das patas do motor ou de furações existentes na base do redutor. Adicionalmente existe a possibilidade de o redutor possuir um veio de saída oco, ficando assim montado no veio do equipamento que vai acionar, sendo a ligação ao exterior feita por um braço de reação. Na Figura 3.3, encontra-se um braço de reação para um redutor de tamanho 40. Note-se que o braço de reação possui oito furos igualmente espaçados para que possa ser fixo à saída do redutor em diferentes posições. O casquilho dourado onde se insere o parafuso para fazer a ligação a um ponto fixo encontra-se revestido por uma camada espessa de borracha para que seja possível absorver desvios de perpendicularidade entre o veio de saída do redutor e a superfície de fixação.



Figura 3.3: Braco de reação CHM40 [1].

3.3.2 Rolos

O fornecedor de rolos da Reiman, *Eurotransis*, possui rolos para transportadores gravíticos e transportadores acionados por correia ou corrente. Uma vez que não possuem rolos para transportadores de tela a solução construtiva destes elementos será desenvolvida internamente.

A maquinagem de um cilindro de aço com um diâmetro inicial ligeiramente superior ao pretendido para os rolos é uma solução dispendiosa e conduz a rolos com peso elevado para serem facilmente manuseados, sendo apenas viável para transportadores com telas de largura reduzida, cerca de 10 [mm]. Assim sendo, a solução construtiva adotada passa por utilizar um tubo em aço com o diâmetro pretendido, montando-o por interferência em dois discos, de modo a que seja possível transmitir binário nesta ligação. Posteriormente este conjunto é montado num veio e a transmissão de movimento entre estes elementos é feita por intermédio de chavetas. O bloqueio do movimento axial do tubo e dos discos no veio é feito recorrendo a dois anéis elásticos.

O tubo de aço será fornecido pela Chagas, classificando-se como tubo estrutural laminado a quente. Este encontra-se disponível em perfil redondo com diâmetros exteriores normalizados, compreendidos entre 21.3 [mm] e 193.7 [mm], variando a espessura de parede entre 2.3 [mm] e 16 [mm]. O material deste segue a norma EN-10025, sendo a sua designação S355 J2 H [17]. Na Tabela 3.1 encontram-se as propriedades mecânicas que são garantidas para este material.

Tabela 3.1: Propriedades mecânicas do perfil tubular [18].

Grandeza	Unidade	Valor
Tensão de rotura, $\sigma_{rot_{rt}}$	[MPa]	470
Tensão de cedência, $\sigma_{ced_{rt}}$	[MPa]	345
Módulo de Young, E_t	[GPa]	210

Para a produção dos veios e discos, utiliza-se o aço F10 da Ramada aços. Este aço é um aço de construção de médio carbono, equivalente ao Aço CK45 da norma DIN. Na Tabela 3.2 apresentam-se as propriedades mecânicas deste material.

Tabela 3.2: Propriedades mecânicas do aço F10 [19].

Grandeza	Unidade	Valor
Tensão de rotura, $\sigma_{rot_{F10}}$	[MPa]	580
Tensão de cedência, $\sigma_{ced_{F10}}$	[MPa]	305
Módulo de Young, E_{F10}	[GPa]	210

Para prevenir flechas excessivas da tela na zona de retorno utilizam-se rolos da *Eurotransis*. Os rolos deste fabricante possuem um tubo na região de contacto com a tela que se encontra montado em dois rolamentos, um em cada extremidade, estando estes montados num veio, tal como se vê na Figura 3.4. Não se utilizam estes rolos para os rolos principais do transportador pois a sua capacidade de carga é relativamente baixa, estando normalmente compreendida no intervalo [4; 120] [N] e porque não é possível transmitir movimento do veio para o tubo, uma vez que estes se encontram ligados por rolamentos de esferas.

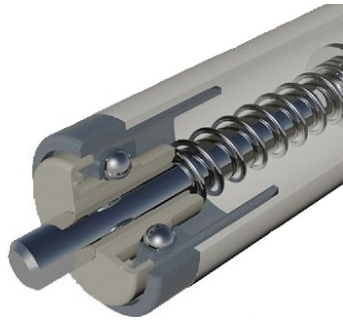


Figura 3.4: Vista em corte do rolo EM-51 utilizado para suportar a tela no retorno [20].

3.3.3 Suportes dos rolos

Para que não haja desgaste dos extremos dos veios dos rolos, estes encontram-se apoiados em suportes. A estrutura do transportador não é completamente rígida como a carcaça de um redutor, logo é possível que surjam desalinhamentos entre os dois apoios de um rolo. Esta situação é bastante comum durante o tensionamento e alinhamento da tela, que implica que se ajuste sequencialmente a posição de cada uma das placas de suporte do rolo livre.

Para compensar estes desalinhamentos utilizam-se, como suportes, rolamentos de contacto angular ou chumaceiras. Optou-se pela utilização de chumaceiras pois os rolamentos de contacto angular são dispendiosos e implicam a maquinaria das caixas onde estes são instalados nas caixas das placas de suporte, enquanto que as chumaceiras são fixas através de ligações aparafusadas, necessitando apenas de furos roscados.

Os fornecedores para chumaceiras são a Chiaravalli® e a Elesa®. As chumaceiras estão disponíveis com carcaça em ferro fundido, aço e termoplástico, para veios com diâmetros compreendidos entre 12 mm e 90 mm. Nas Figuras 3.5a e 3.5b apresentam-se chumaceiras de ferro fundido das séries UCF e UCFL da Chiaravalli. Na Figura 3.5c apresenta-se a alternativa da Elesa®, fabricada em poliamida, para chumaceiras UCFL.

Por fim, as placas de fixação da chumaceira à estrutura do perfil serão produzidas em aço F10.

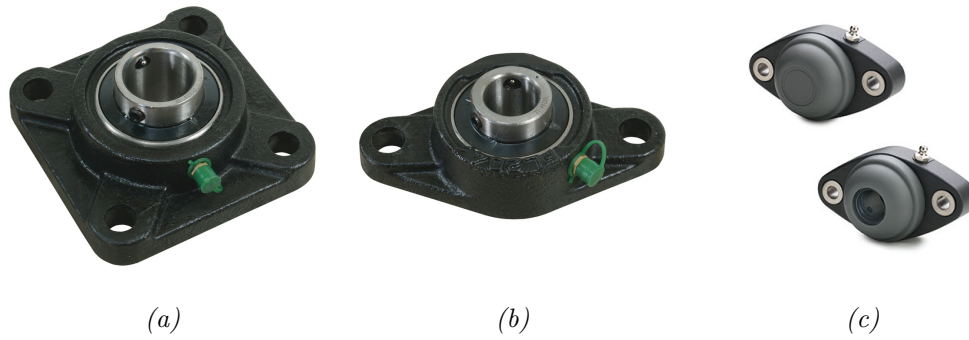


Figura 3.5: Chumaceiras (a) Chiaravalli UCF (b) Chiaravalli UCFL (c) Eles UCFL [1].

Os rolos utilizados na região de retorno do transportador necessitam apenas de dois apoios para suportar as extremidades do seu veio central. Para desempenhar esta função utilizam-se suportes da Elesa[®] da série GN 145, Figura 3.6, que são indicados para montar no rasgo dos perfis de alumínio.



Figura 3.6: Suporte tubular da série GN 145 [1].

3.3.4 Tela

A tela do transportador foi selecionada na marca Chiorino[®], que possui uma gama de telas com diferentes materiais tais como poliuretano, algodão e PVC. Os parâmetros relevantes para a seleção da tela são a largura W_t [mm], o comprimento L_t [mm], massa por metro quadrado de tela ρ_t [kg/m²]. A força máxima por unidade de largura admitida pela tela, $F_{t_{crit}}$, tipicamente expressa em [N/mm]. Os coeficientes de atrito estáticos entre a placa de fricção e a tela μ_{sp-t} , ou entre os rolos e a tela, μ_{sr-t} , estão também presentes na ficha técnica do produto para diferentes materiais destes elementos [21].

Dentro da gama da Chiorino[®] vão ser analisadas as telas adequadas para transportadores de placa de fricção com inclinação, sendo a escolha feita com base na resistência da tela e na densidade da mesma uma vez que os coeficientes de atrito são idênticos para todas as opções.

3.4 Sistema de controlo

Para controlar a velocidade do transportador, será utilizado um variador de frequência que é responsável por alimentar o motor elétrico selecionado. Para desempenhar esta função estão disponíveis os variadores de frequência da Invertek Drives[®]. Deste fabricante os variadores indicados para efetuar o controlo de motores trifásicos são os da gama

Optidrive E3. Estes variadores encontram-se disponíveis com proteção IP20 até potências de 22 [kW] e com IP66 até potências de 7.5 [kW].

Estes são ainda divididos em três grupos conforme o tipo de alimentação. Existem variadores alimentados com corrente monofásica que fornecem ao motor corrente monofásica, variadores alimentados com corrente monofásica que fornecem ao motor corrente trifásica e, por fim, variadores alimentados com corrente trifásica que fornecem ao motor corrente trifásica.

Quanto aos comandos externos existem duas versões de variador, *Switched*, disponível apenas para variadores IP66 e *Non-Switched* disponível para variadores IP20 e IP66. A versão *Switched* possui, adicionalmente sobre versão *Non-Switched*, um potenciômetro para regular a velocidade de rotação do motor e um botão com 3 posições para desligar o sistema ou acioná-lo em dois sentidos diferentes.

Na Figura 3.7a encontra-se um variador IP20 (*Non-Switched*) e na Figura 3.7b encontra-se um variador IP66 (*Switched*) de 0.75 [kW] da gama Optidrive E3.

A versão utilizada para este projeto é IP20 pois não existe necessidade da proteção contra ambientes húmidos fornecida pelo grau IP66, e utiliza-se um variador com alimentação monofásica capaz de alimentar o motor com corrente trifásica pois é mais conveniente para o local de utilização deste equipamento.



(a)



(b)

Figura 3.7: Variador de frequência Optidrive E3 0.75 kW (a) IP20 Non-Switched (b) IP66 Switched [1].

3.5 Estrutura de suporte

3.5.1 Placa de fricção

A placa de fricção será produzida em chapa de aço com tratamento de galvanização para prevenir a oxidação do metal. Tal como os tubos utilizados na produção dos rolos, as chapas de aço serão fornecidas pela Chagas. O material das chapas deste fornecedor segue a norma EN 10025, sendo a sua designação S235. As chapas estão disponíveis nas dimensões 2x1 [m], 2.5x1.25 [m] e 3x1.5 [m] e podem ser fornecidos em espessuras de 0.3 [mm] a 2.99 [mm]. Na Tabela 3.3 estão as propriedades mecânicas mínimas de fornecimento para este material [22].

Tabela 3.3: Propriedades mecânicas mínimas da chapa laminada [22].

Grandeza	Unidade	Valor
Tensão de rotura, σ_{rot_c}	[MPa]	360
Tensão de cedência, σ_{ced_c}	[MPa]	235
Módulo de Young, E_c	[GPa]	210

3.5.2 Perfil técnico de alumínio

A estrutura do transportador deve ser capaz de suportar as cargas transportadas pelo equipamento e também não sofrer deformações exageradas que comprometam o correto funcionamento dos elementos de transmissão. Esta será construída utilizando perfis extrudidos de alumínio. Assim sendo, deve-se também procurar a configuração ótima que confere a rigidez necessária à estrutura e utiliza o mínimo de perfil de modo a que os gastos com material e operações de fresagem e furação sejam minimizados. Os perfis são fornecidos pela Wolweiss[®] em comprimentos de 5800 [mm] e podem ser cortados com a dimensão necessária para a aplicação em questão. Na Tabela 3.4 encontram-se as propriedades mecânicas do perfil de alumínio.

Tabela 3.4: Propriedades mecânicas dos perfis de alumínio [23].

Propriedade	Unidade	Valor
Tensão de rotura, σ_{rot_p}	[MPa]	185
Tensão de cedência, σ_{ced_p}	[MPa]	145
Módulo de rigidez, E_p	[GPa]	70

Os perfis disponíveis para a execução deste projeto encontram-se divididos em sete grupos, 15, 20, 30, 40, 45, 50 e 60, sendo estes separados com base nas suas dimensões e posicionamento dos rasgos. Os rasgos são relevantes pois são estes que ditam os acessórios que podem ser utilizados para fazer a ligação entre perfis e construir estruturas. Esta característica deve ser considerada na fase de projeto, pois alguns tipos de acessórios não são compatíveis com todos os tamanhos de rasgo [23].

Existem quatro tamanhos diferentes de rasgos, sendo estes caracterizados pela sua largura interior, espessura de parede e pela sua profundidade. Na Figura 3.8 encontram-se representados os quatro rasgos existentes, assim como as suas dimensões. É também feita a correspondência entre os tipos de rasgo e os grupos de perfil. Dentro de cada tamanho de perfil, para os perfis mais comuns, existem variantes do mesmo perfil, séries super ligeira, ligeira, normal e pesada. Os perfis possuem as mesmas dimensões funcionais, distinguindo-se entre si na área da sua secção reta, sendo que os perfis da série super ligeira possuem menos material e são por isso os de menor momento de inércia [23].

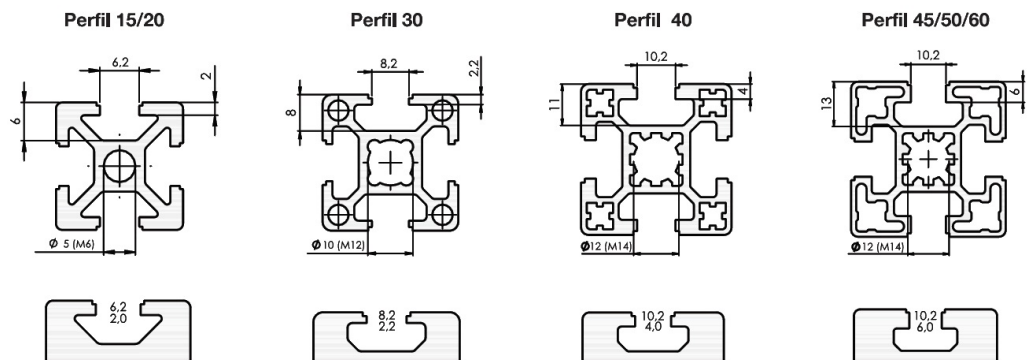


Figura 3.8: Tipos de rasgos e respetiva correspondência com os tamanhos de perfil [23].

Em projetos desenvolvidos anteriormente na empresa verificou-se que os perfis dos tamanhos 15 a 30 não são indicados para serem utilizados em partes cruciais de uma estrutura, sendo estes mais adequados para construir componentes ligeiros tais como janelas ou portas. Estes perfis são normalmente excluídos no desenvolvimento de componentes

estruturais dos projetos pois, devido às suas dimensões, quando montados possuem uma área de contacto reduzida. A área de contacto reduzida leva a que as estruturas resultantes, embora sejam capazes de suportar os carregamentos a que estão sujeitas, não sejam estáveis e oscilam facilmente. Este problema é resolvido adicionando travessas de perfil, cortadas a 45° , às ligações perpendiculares da estrutura, tal como se vê na Figura 3.9 para aumentar a rigidez global da ligação. Apesar das estruturas construídas em perfil de maior dimensão não necessitarem dos reforços angulares nos cantos das ligações é aconselhado fazer o travamento dos apoios com um H em perfil, tal como se vê nas pernas do transportador da Figura 2.6b para aumentar a estabilidade da mesma.



Figura 3.9: Travessa de reforço utilizada em estruturas produzidas em perfil de tamanho 30 [23].

3.5.3 Acessórios de ligação

Para fazer a ligação dos perfis os acessórios mais relevantes, são os CAC (conectores angulares) e os CBR (esquadros), uma vez que são indicados para trabalhar em situações com cargas elevadas. Os tamanhos indicados para perfil de tamanho 40 encontram-se representados nas Figuras 3.10a e 3.10b respetivamente.

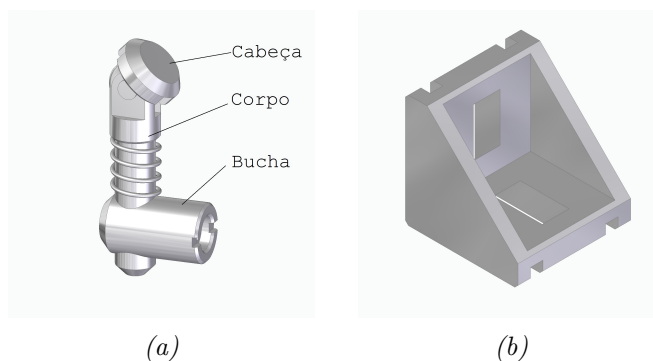


Figura 3.10: Acessórios de ligação de perfil, (a) CAC40OL, (b) CBR4040 [23].

Na Figura 3.11a encontra-se representada uma vista em corte de uma montagem de um CAC40OL, onde se observa que para a instalação deste acessório, é necessário abrir um furo no perfil inferior para permitir alojar a bucha do conector. De seguida, a cabeça do conector, que se encontra ligada ao corpo através de um pino, é inserida no perfil superior. Por fim, como se vê na Figura 3.11a, a ligação entre os dois perfis é estabelecida

através de um parafuso sem cabeça, ISO 4026, que rosca na bucha e os comprime. Na Figura 3.11b encontra-se uma montagem finalizada deste acessório, que apresenta como vantagens sobre o CBR, a possibilidade de permitir que os perfis formem um ângulo entre si de 30° a 150° e o facto deste acessório ficar embutido no perfil.

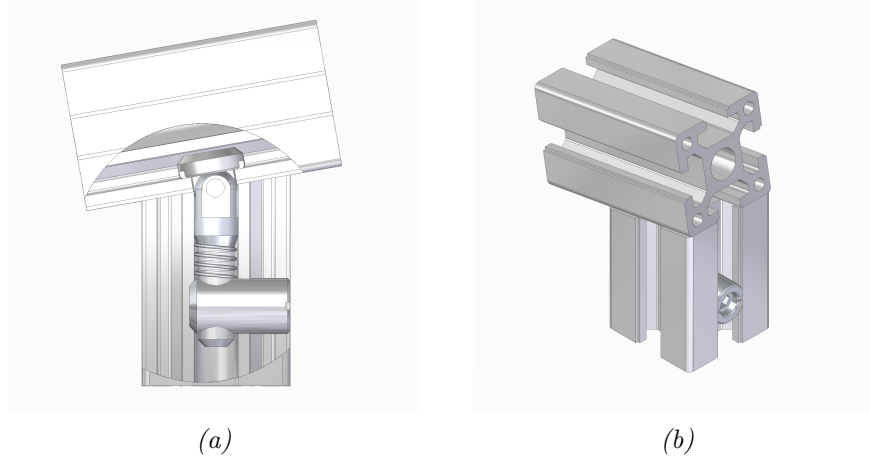


Figura 3.11: CAC400L (a) Vista em corte (b) Montagem.

A instalação de um esquadro CBR não necessita de operações de furação no perfil, pois este é instalado utilizando parafusos de cabeça cilíndrica de oco hexagonal, que roscam em fêmeas em “T”, inseridas nos rasgos dos perfis. Na Figura 3.12a encontra-se representada uma fêmea em “T”, mais concretamente uma BPN. Na Figura 3.12b encontra-se uma montagem de um esquadro CBR4040. Embora este acessório não fique embutido no perfil tal como os conectores angulares, possui como vantagem a capacidade de suportar um esforço de torsão superior, sendo também mais económico.

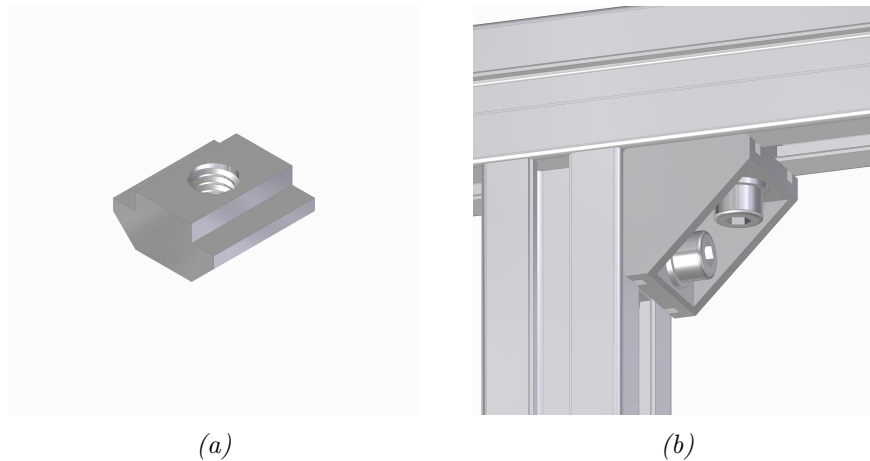


Figura 3.12: (a) Fêmea em “T” BPN (b) Montagem de um esquadro CBR4040.

Um dos inconvenientes na instalação de fêmeas BPN é a limitação desta fêmea só conseguir ser inserida no rasgo através do topo do perfil. Em alternativa a esta fêmea pode-se utilizar a fêmea BAN que é mais pequena e pode ser inserida em qualquer ponto do rasgo do perfil. Na Figura 3.13a encontra-se representada a fêmea BAN10M6 e na Figura 3.13b apresenta-se um esquema de montagem deste acessório, onde se vê que a mola lateral deste a pressiona contra a parte superior do rasgo mantendo-a na posição

pretendida, funcionalidade particularmente útil em aplicações na vertical, pois evita o deslizamento desta pelo perfil.

Assim sendo, para fazer a ligação de perfis devem ser utilizados, sempre que possível, os esquadros CBR, devido à sua capacidade de carga superior e menor número de operações de maquinagem sobre o perfil. Os esquadros devem ser fixos com fêmeas BPN pois estas conferem uma ligação mais estável. Os conectores angulares devem ser utilizados quando os perfis não se encontram dispostos perpendicularmente entre si, enquanto que as fêmeas BAN podem ser utilizadas para fixação da placa de fricção pois podem ser inseridas nos rasgos após a estrutura principal estar construída.

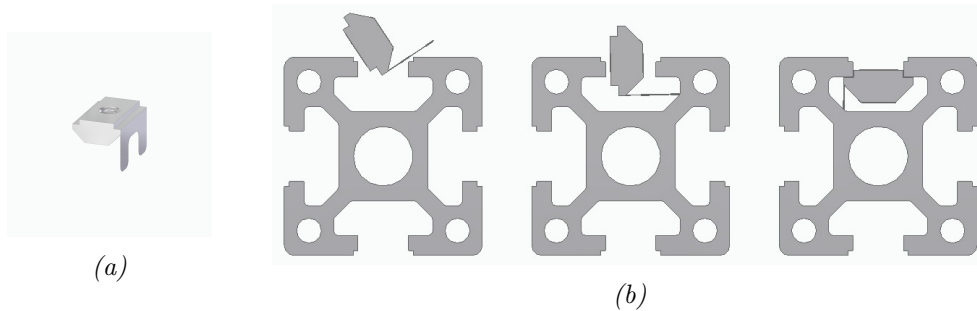


Figura 3.13: (a) Fêmea em “T” BAN (b) Esquema de montagem de uma fêmea BAN [23].

Solução Construtiva

4.1 Especificações do tapete transportador

Em qualquer situação de projeto de um equipamento industrial, este deve ser dimensionado para operar segundo as condições mais exigentes da aplicação, mesmo que estas ocorram raramente ao longo da vida útil do equipamento. Assim, garante-se que o mecanismo suporta a situação extrema de funcionamento e consequentemente todas as situações admissíveis.

Do ponto de vista de projeto, os parâmetros relevantes para um tapete transportador são a sua capacidade e carga Q_c [kg/m] e a sua velocidade de funcionamento v [m/s]. As dimensões são também parâmetros que devem ser definidos inicialmente. A largura da tela, W_t [mm], é imposta pela largura dos produtos a transportar, enquanto que o comprimento do transportador, L_{tt} [m] depende da distância que deve ser percorrida. Por fim, a altura do transportador é imposta pelos outros equipamentos com que o tapete pode interagir, ou ergonomia, caso interaja com operadores.

Na Tabela 4.1 apresentam-se os parâmetros escolhidos para o cálculo do transportador que servirá de módulo base.

Tabela 4.1: Parâmetros definidos para o tapete transportador.

Parâmetro	Unidade	Valor
Altura de entrada	[mm]	900
Pendente do transportador, α	[degree]	10
Velocidade de funcionamento, v	[m/min]	35
Capacidade de carga, Q_c	[kg/m]	40
Tempo de aceleração, t_a	[s]	2
Comprimento do transportador, L_{tt}	[m]	3
Largura da tela, W_t	[mm]	900

A altura de entrada de 900 [mm] foi escolhida por ser a altura normal para estes equipamentos interagirem com operadores. A pendente de 10° foi escolhida para que seja possível estudar o efeito da inclinação e, consequentemente, a influência do peso da carga na escolha do acionamento e no dimensionamento da estrutura de suporte. O tempo de aceleração foi escolhido para analisar o efeito das forças de inércia na escolha do acionamento, sendo o valor de 2 [s] um valor que corresponde a um período de aceleração impercetível para uma máquina que funciona maioritariamente em regime contínuo não se justificando por isso o utilização de tempos menores. Por fim, a velocidade e capacidade de carga escolhidas são valores comuns para transportadores de placa de fricção [14].

As restantes dimensões do transportador, largura e comprimento, vão depender do tamanho da placa de fricção. Tal como foi referido, a placa de fricção será produzida através de chapa laminada que é fornecida com dimensões normalizadas. Uma das condições que deve ser satisfeita neste projeto é o aproveitamento máximo da chapa de modo a minimizar desperdícios. Com estas limitações, o transportador deverá ter um comprimento útil L_{tt} próximo de 3 [m] e uma largura útil, ou seja largura da tela, L_t , de 0.9 [m].

Visto que o transportador não necessita de elevado rigor de posicionamento, as vigas que o constituem podem sofrer flechas superiores às encontradas em máquinas de precisão elevada, como centros de maquinagem. Assim, a flecha máxima admitida para as vigas do transportador encontra-se no intervalo de 0.5 [mm] a 3 [mm] por cada metro de comprimento da viga em questão. Para o dimensionamento deste equipamento será utilizado como limite máximo para a flecha das travessas de perfil, δ_{tp} , 1 [mm] por metro de perfil, entre apoios consecutivos [24]. Para a placa de fricção será permitida uma flecha máxima, δ_{pf} , de 1.5 [mm].

4.2 Procedimento de cálculo do acionamento

No projeto de tapetes transportadores é recomendado que, em primeiro lugar, se calculem todas as forças que se opõem ao movimento da tela. Estas forças vão permitir fazer o cálculo da pré carga que deve ser imposta na tela para que se dê a transmissão de movimento. Permitem também calcular a tensão máxima instalada na tela e, juntamente com a velocidade do tapete, impõe os requisitos de potência do sistema de modo a que seja possível selecionar o motoredutor adequado para a aplicação.

Segundo a norma ISO 5048 [16], as forças resistentes que surgem em transportadores podem ser divididas em cinco grupos diferentes, forças principais, forças secundárias, forças principais especiais, forças secundárias especiais e forças de declive.

Nestes grupos estão incluídas todas as forças resistentes que devem ser ultrapassadas pelo sistema de acionamento do transportador, tais como forças de atrito e de inércia. As forças principais e secundárias são encontradas em todos os transportadores, enquanto que as forças especiais apenas se encontram em algumas instalações. Por fim, as forças principais atuam de forma contínua ao longo da extensão do transportador, enquanto que as forças secundárias atuam pontualmente [16].

Os principais representantes das forças principais são a força de atrito gerado no contacto da tela com a placa de fricção F_{ap-t} [N], a força de inércia associada à aceleração da carga transportada, F_{Ic} [N] e a componente do peso da carga transportada na direção paralela à tela, F_{Pc}^x [N]. Um exemplo de forças secundárias é o atrito existente nos apoios dos rolos. Como forças especiais contabilizam-se as interações entre a tela e acessórios responsáveis pela sua limpeza e a interação entre o material transportado e guias laterais. Esta última interação pode ser considerada como secundária caso a guia se encontra somente numa região do transportador ou principal, caso esta se estenda ao longo de todo o comprimento do transportador [16].

Serão agora apresentadas as diferentes forças atuantes no sistema em estudo, assim como o seu método de cálculo. A primeira força a ser calculada é o peso associado à carga máxima transportada pelo equipamento, pois a maioria das forças existentes no transportador derivam desta. Este cálculo é feito recorrendo à equação (4.1), onde F_{Pc} [N] é o peso resultante da carga distribuída, Q_c [kg/m] é a capacidade de carga do transportador, L_{tt} [m] é o comprimento do tapete transportador e g [m/s²] é a aceleração gravítica .

$$F_{Pc} = Q_c \cdot L_{tt} \cdot g \quad (4.1)$$

4.2. Procedimento de cálculo do acionamento

Deve ser notado que a força F_{P_c} [N] ocorre devido à ação gravítica sobre os corpos transportados e, por isso, atua sempre na direção vertical. Uma vez que o transportador possui inclinação, é necessário decompô-la na direção paralela à tela, aqui definida como direção x e na direção perpendicular a esta, direção y . Com base na Figura 4.1 é possível estabelecer a relação entre a inclinação do transportador, α [°] e as componentes da força gravítica F_{P_c} [N], que atuam nas direções x e y . Nas equações (4.2a) e (4.2b) encontram-se as expressões de cálculo para as forças $F_{P_c}^x$ [N] e $F_{P_c}^y$ [N] respetivamente.

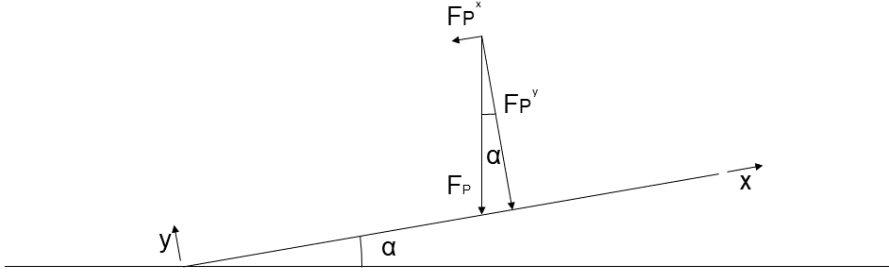


Figura 4.1: Esquema representativo dos ângulos de projeção de um carregamento gravítico.

$$F_{P_c}^x = F_{P_c} \cdot \sin(\alpha) \quad (4.2a)$$

$$F_{P_c}^y = F_{P_c} \cdot \cos(\alpha) \quad (4.2b)$$

O cálculo da força de atrito atuante na tela é feito através da lei de atrito de Coulomb, apresentada na equação (4.3). Nesta equação, F_a [N] é a força de atrito existente entre as duas superfícies em contacto, μ_s é o coeficiente de atrito estático, propriedade que depende dos materiais de ambas as superfícies e, por fim, F_N [N] é a força normal existente entre as duas superfícies.

Quando o tapete se encontra em funcionamento existe movimento relativo entre a tela e a placa de fricção. Nessa situação o coeficiente de atrito estático deve ser substituído pelo coeficiente de atrito cinético, uma vez que estes coeficientes são diferentes. Embora o coeficiente de atrito cinético seja normalmente inferior ao estático, pode haver a necessidade de o transportador arrancar com carga. Por este motivo, no cálculo do acionamento será contabilizado o coeficiente de atrito estático, pois este representa a situação mais exigente.

$$F_a = \mu_s \cdot F_N \quad (4.3)$$

O peso da tela, F_{P_t} [N], é calculado recorrendo às dimensões da tela, comprimento L_t [m], largura W_t [m] e à massa por metro quadrado da mesma, ρ_t [kg/m²], tal como apresentado na equação (4.4). Depois de calculado o peso da tela, esta força pode ser projetada nas direções x e y através das equações (4.2a) e (4.2b). O comprimento da tela é calculado através da equação (4.5), onde $\phi_{r_t}^e$ [m], é o diâmetro exterior do tubo selecionado para o rolo.

$$F_{P_t} = L_t \cdot W_t \cdot \rho_t \cdot g \quad (4.4)$$

$$L_t = 2 \cdot L_{tt} + \pi \cdot \phi_{r_t}^e \quad (4.5)$$

Com base na equação (4.6) calcula-se a força normal existente entre a placa e a tela, $F_{N_{p-t}}$ [N]. Esta depende das projeções dos pesos da carga e da tela na direção y . Note-se que apenas metade do peso da tela deve ser contabilizado para este cálculo pois, no máximo, somente a metade superior da tela é suportada pela placa.

$$F_{N_{p-t}} = F_{P_c}^y + \frac{F_{P_t}^y}{2} = \left(F_{P_c} + \frac{F_{P_t}}{2} \right) \cdot \cos(\alpha) \quad (4.6)$$

Substituindo a equação (4.6) na equação (4.3) e introduzindo o coeficiente de atrito estático entre a placa e a tela, $\mu_{s_{p-t}}$, obtém-se a equação (4.7), que permite calcular a força de atrito entre a tela e a placa.

$$F_{a_{p-t}} = \mu_{s_{p-t}} \cdot \left(F_{P_c} + \frac{F_{P_t}}{2} \right) \cdot \cos(\alpha) \quad (4.7)$$

As forças de atrito geradas nos rolamentos dependem do tipo de rolamento que esteja a ser utilizado e da carga radial a que o rolamento está sujeito. Na equação (4.8a) apresenta-se uma expressão de cálculo que permite estimar o binário de atrito gerado no rolamento, T_{ab} [N.m], que depende do coeficiente de atrito do rolamento, μ_b , da carga radial aplicada ao rolamento, F_{r_b} [N] e do diâmetro interno do rolamento, ϕ_{b_i} [m]. A carga radial atuante no rolamento é dada pela equação (4.25). A equação (4.8b) permite calcular a força que se instala na tela devido a esta interação, $F_{a_{t-b}}$ [N], sendo esta força inversamente proporcional ao diâmetro do rolo na zona de contacto com a tela [16].

$$T_{ab} = \mu_b \cdot F_{r_b} \cdot \frac{\phi_{b_i}}{2} \quad (4.8a)$$

$$F_{a_{t-b}} = \frac{T_{ab}}{\frac{\phi_{r_t^e}}{2}} = \mu_b \cdot \frac{\phi_{b_i}}{\phi_{r_t^e}} \cdot F_{r_b} \quad (4.8b)$$

Na Tabela 4.2 encontram-se os coeficientes de atrito que devem ser utilizados nas equações (4.8a) e (4.8b) para diferentes rolamentos.

Tabela 4.2: Coeficientes de atrito para rolamentos [25].

Tipo de rolamento	Coeficiente de atrito, μ_b
Rolamento radial de esferas	0.0015
Rolamento de contacto angular	0.0020
Rolamento de agulhas	0.0010
Rolamento de rolos cilíndricos	0.0020
Rolamento de rolos cónicos	0.0020
Rolamento de rolos esféricos	0.0020
Rolamento axial de esferas	0.0015
Rolamento axial de rolos cilíndricos	0.0050
Rolamento axial de rolos cónicos	0.0020

Para transportadores de comprimentos elevados, é recomendado que se utilizem rolos na região inferior do transportador para minimizar a flecha sofrida pela tela. O espaçamento entre rolos consecutivos deve ser inferior a 2 [m]. O número de rolos de suporte, N_{rs}^o , a utilizar no transportador é o inteiro que satisfaz a equação (4.9). Assim sendo o transportador em desenvolvimento deve possuir um rolo na região de retorno [26].

$$N_{rs}^o = \frac{L_{tt} - 2}{2} \quad (4.9)$$

4.2. Procedimento de cálculo do acionamento

Os rolamentos destes rolos são apenas responsáveis por suportar a metade inferior da tela, ou seja, metade do peso da tela, que é igualmente dividido pelos rolos existentes. Assim sendo, a carga radial a que estes estão sujeitos é reduzida e por isso não geram uma quantidade de atrito relevante. Por estes motivos esta componente é desprezada no cálculo do acionamento.

As forças de inércia existentes no sistema são divididas em três componentes distintas, a inércia associada à aceleração da carga, a inércia associada à aceleração da tela e, por último, a inércia associada à aceleração dos rolos.

Todas estas forças dependem do tempo de aceleração da carga. De um modo simplificado, as forças de inércia serão calculadas assumindo o valor médio para a aceleração da carga a [m/s²], que é calculada com base na equação (4.10), onde v é a velocidade de funcionamento do transportador em [m/s] e t_a é o tempo de aceleração expresso em [s].

$$a = \frac{v}{t_a} \quad (4.10)$$

Assim, as forças de inércia da carga, F_{I_c} [N] e da tela, F_{I_t} [N] são calculadas com base nas equações (4.11a) e (4.11b).

$$F_{I_c} = a \cdot Q_c \cdot L_{tt} \quad (4.11a)$$

$$F_{I_t} = a \cdot L_t \cdot W_t \cdot \rho_t \quad (4.11b)$$

Para o cálculo das forças de inércia dos rolos é primeiro necessário obter a aceleração angular de cada um dos rolos, $\dot{\omega}$ [rad/s²]. Esta é igual para ambos os rolos, uma vez que possuem o mesmo diâmetro na zona de contacto com a tela e é dada pela equação (4.12a). O binário que é necessário para acelerar os rolos, T_{I_r} [N.m], é calculado através da equação (4.12b), onde J_r [kg.m²] representa o momento polar de inércia do rolo.

$$\dot{\omega} = a \cdot \frac{2}{\phi_{rt} e} \quad (4.12a)$$

$$T_{I_r} = \dot{\omega} \cdot J_r \quad (4.12b)$$

A inércia do rolo mandado requer um tratamento adicional pois afeta a tensão instalada na tela. Assim, não basta calcular o binário requerido para acelerar este rolo, é também necessário calcular a sua contribuição para o aumento da tensão instalada na tela, F_{I_r} [N], que é calculada com base na equação (4.13), tal como os rolamentos do rolo mandado.

$$F_{I_r} = \frac{2}{\phi_{rt} e} \cdot T_{I_r} \quad (4.13)$$

O momento polar de inércia dos rolos, J_r , é dado pela soma dos momentos polares de inércia dos seus componentes, tubo J_{rt} , veio J_{rv} e os dois discos J_{rd} , tal como representado na equação (4.14).

$$J_r = J_{rt} + J_{rv} + 2 \cdot J_{rd} \quad (4.14)$$

O cálculo do momento polar de inércia de cada veio é feito recorrendo à equação (4.15), onde m_{rv} [kg] é massa do veio e ϕ_{rv} [m] é o diâmetro máximo do veio. Esta equação trata o veio como um cilindro com o diâmetro máximo do veio e por isso obtêm-se valores sobrestimados para o valor do momento polar de inércia do veio. Embora o veio do rolo

mandante seja mais comprido que o veio do rolo mandado, despreza-se este aumento de comprimento e consideram-se os dois veios como sendo do comprimento do veio mandado.

$$J_{r_v} = \frac{1}{2} \cdot m_{r_v} \cdot \left(\frac{\phi_{r_v}}{2} \right)^2 \quad (4.15)$$

O tubo e os discos são tratados como cilindros ocos, cujos diâmetros interno e externo são respetivamente, o diâmetro máximo e mínimo destes elementos. O momento polar de inércia do tubo é calculado através da equação (4.16), onde m_{r_t} é a massa do tubo em [kg], $\phi_{r_t}^e$ é o diâmetro exterior máximo do tubo em [m] e $\phi_{r_t}^i$ é o diâmetro interior mínimo do tubo em [m]. O momento polar de inércia de um disco, J_{r_d} é também dado pela equação (4.16), mas utilizando as variáveis correspondentes ao disco, m_{r_d} , $\phi_{r_d}^e$ e $\phi_{r_d}^i$.

$$J_{r_t} = \frac{1}{2} \cdot m_{r_t} \cdot \left[\left(\frac{\phi_{r_t}^e}{2} \right)^2 + \left(\frac{\phi_{r_t}^i}{2} \right)^2 \right] \quad (4.16)$$

Estão agora definidas as componentes que são necessárias para calcular a força motora que deve ser vencida durante o acionamento, na fase de arranque e na fase de movimento uniforme do transportador. Na equação (4.17a) encontra-se a força motora que deve ser vencida durante o arranque F_{m_a} [N] e na equação (4.17b) a força motora que deve ser vencida em regime contínuo F_{m_c} [N]ⁱ. As equações diferem entre si nas forças de inércia que só se contabilizam durante a fase de arranque.

$$F_{m_a} = F_{P_c}^x + F_{I_c} + F_{I_t} + F_{I_r} + F_{a_{p-t}} + 2 \cdot F_{a_{t-b}} \quad (4.17a)$$

$$F_{m_c} = F_{P_c}^x + F_{a_{p-t}} + 2 \cdot F_{a_{t-b}} \quad (4.17b)$$

Calculam-se agora através das equações (4.18a) e (4.18b) os requisitos de binário para o motoredutor durante o arranque T_{m_a} [N.m] e durante o funcionamento em regime contínuo T_{m_c} [N.m]. Nestas equações considera-se, para além do binário devido à força motora atuante em cada regime, o binário de atrito nos rolamentos do rolo mandante, T_{a_b} [N], calculado através da equação (4.8a) e, para o regime de aceleração, considera-se o binário necessário para acelerar o rolo mandante T_{I_r} [N]. Com os binários necessários, durante o arranque e durante o regime contínuo, assim como velocidade de rotação, é possível selecionar o motoredutor mais indicado para a aplicação.

$$T_{m_a} = \frac{\phi_{r_t}^e}{2} \cdot F_{m_a} + T_{I_r} + 2 \cdot T_{a_b} \quad (4.18a)$$

$$T_{m_c} = \frac{\phi_{r_t}^e}{2} \cdot F_{m_c} + 2 \cdot T_{a_b} \quad (4.18b)$$

Por fim, a potência motora requerida pela aplicação em regime contínuo, P_{m_c} [W] é dada pela equação (4.19), onde ω_{m_c} [rad/s] representa a velocidade angular dos rolos.

$$P_{m_c} = \omega_{m_c} \cdot T_{m_c} \quad (4.19)$$

Como já foi referido, a transmissão de movimento do rolo mandante para a tela é feita por atrito. Para que a tela não possua uma vida útil curta e para que a velocidade pretendida para a carga seja atingida, não pode ocorrer deslizamento entre a tela e o rolo mandante. Para que esta condição se verifique, é necessário satisfazer a equação (4.20),

ⁱNestas expressões considera-se que o material chega à entrada do transportador com velocidade (módulo, direção e sentido) semelhante à velocidade nominal do transportador, desprezando-se assim a força que seria necessária para o acelerar.

4.2. Procedimento de cálculo do acionamento

onde $F_{t_{max}}$ [N] é a força instalada na tela do lado tensionado, $F_{t_{min}}$ [N] é a força do lado livre da tela, μ_{sr-t} é o coeficiente de atrito entre o rolo mandante e a tela e β [rad] é o ângulo de contacto da tela com o rolo mandante [27].

$$F_{t_{max}} \leq e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta} \cdot F_{t_{min}} \quad (4.20)$$

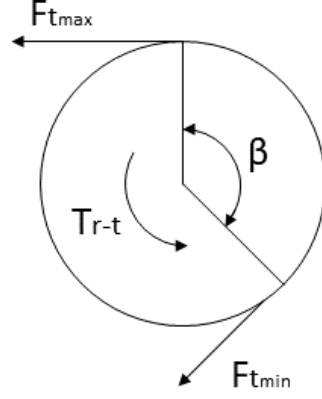


Figura 4.2: Diagrama representativo das forças máxima e mínima no rolo mandante.

Com base na Figura 4.2 e no caso de se verificar a igualdade na equação (4.20) estabelece-se a equação (4.21a), que traduz um equilíbrio de momentos no eixo do rolo mandante e permite calcular o binário máximo transmissível do rolo para a tela, T_{r-t} [N.m].

Substituindo a equação (4.20) na equação (4.21a) obtém-se a equação (4.21b), que relaciona o momento transmissível pelo rolo mandante com o diâmetro do rolo, a tensão da tela, ângulo de contacto e coeficiente de atrito da tela com o rolo.

$$T_{r-t} = \frac{\phi_{rt}^e}{2} \cdot (F_{t_{max}} - F_{t_{min}}) \quad (4.21a)$$

$$T_{r-t} = \frac{\phi_{rt}^e}{2} \cdot F_{t_{max}} \cdot \frac{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta} - 1}{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta}} \quad (4.21b)$$

Na Figura 4.3 encontra-se representada a influência do ângulo de contacto e do coeficiente de atrito entre o rolo e tela no parâmetro $\frac{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta} - 1}{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta}}$ e consequentemente no binário transmissível. Analisando esta Figura, conclui-se que se podem transmitir binários mais elevados através do aumento do coeficiente de atrito, do ângulo de contacto, ou de ambos. Nota-se também que o aumento do ângulo de contacto é mais acentuado em ângulos pequenos do que em ângulos elevados, sendo este efeito ainda mais notório com coeficientes de atrito maiores. Por exemplo, para um coeficiente de atrito de 0.8, o parâmetro $\frac{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta} - 1}{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta}}$ varia de 0 para cerca de 0.8 com uma variação de β de 0 para $\frac{\pi}{2}$, aumentando depois para valores próximos da unidade quando β aumenta para $\frac{3\pi}{2}$. Este efeito é menos perceptível quando o coeficiente de atrito é baixo, sendo que a evolução do parâmetro $\frac{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta} - 1}{e^{\mu_{sr-t} \cdot \beta}}$ com o aumento de β é quase linear.

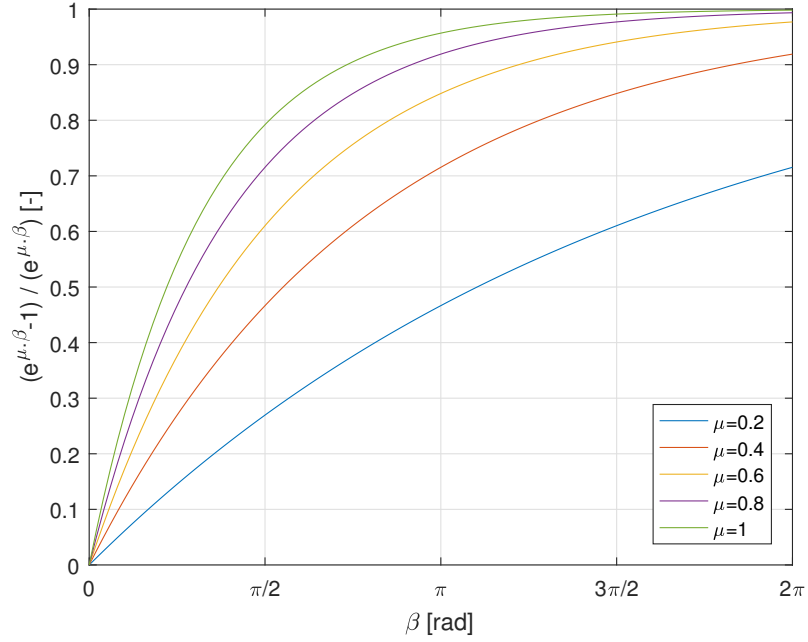


Figura 4.3: Influência no momento torsor transmissível do ângulo de contacto e do coeficiente de atrito entre o rolo e tela.

Como foi visto anteriormente, o binário máximo é atingido durante a fase de arranque do transportador. Nesta situação, a região superior da tela fica sujeita à força máxima, $F_{t_{max}}$ [N], que é dada pela soma da força motora na fase de arranque com a força de pré carga imposta na tela, F_{PC} [N], tal como representado na equação (4.22).

$$F_{t_{max}} = F_{m_a} + F_{PC} \quad (4.22)$$

Impondo a condição limite, binário admitido na transmissão do rolo mandante para a tela igual ao binário causado pela força motora na fase de arranque e substituindo a equação (4.22) na equação (4.21b), obtém-se a equação (4.23a). Trabalhando a equação (4.23a) obtém-se (4.23b), que relaciona a força de pré carga que deve ser imposta na tela com a força motora que se pretende transmitir.

$$\frac{\phi_{r_t}^e}{2} \cdot F_{m_a} = \frac{\phi_{r_t}^e}{2} \cdot (F_{m_a} + F_{PC}) \cdot \frac{e^{\mu_{s_{r-t}} \cdot \beta} - 1}{e^{\mu_{s_{r-t}} \cdot \beta}} \quad (4.23a)$$

$$F_{PC} = F_{m_a} \cdot \frac{1}{e^{\mu_{s_{r-t}} \cdot \beta} - 1} \quad (4.23b)$$

Na Figura 4.4 encontra-se representada o rácio $\frac{F_{m_a}}{F_{PC}}$ em função do ângulo de contacto entre a tela e o rolo mandante, para diferentes coeficientes de atrito. É possível observar que o rácio $\frac{F_{m_a}}{F_{PC}}$ aumenta exponencialmente com o aumento de β ou $\mu_{s_{r-t}}$. Nota-se também que para valores de $\beta \leq \frac{\pi}{2}$ a variação de $\mu_{s_{r-t}}$ tem pouca influência no valor de $\frac{F_{m_a}}{F_{PC}}$, sendo o oposto verificado para $\beta \geq \frac{\pi}{2}$.

4.2. Procedimento de cálculo do acionamento

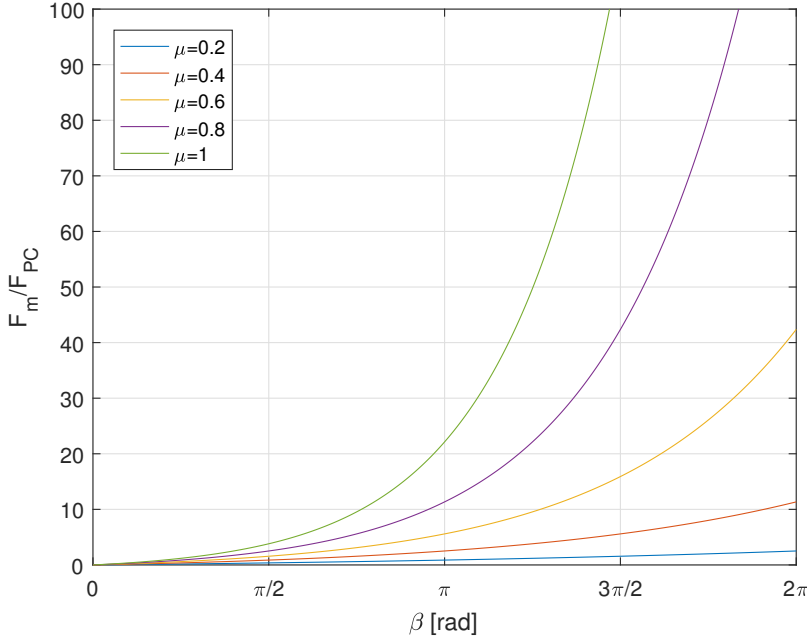


Figura 4.4: Influência do ângulo de contacto e do coeficiente de atrito entre o rolo e tela no rácio $\frac{F_m}{F_{PC}}$.

Depois de determinada a força de pré carga que deve ser imposta na tela e consequentemente calculada a força máxima instalada na tela, verifica-se que a tela suporta os esforços a que está sujeita caso se verifique a equação (4.24).

$$F_{t_{crit}} > \frac{F_{t_{max}}}{W_t} \quad (4.24)$$

Com o valor da força máxima instalada na tela e com base na equação (4.20) é possível, através da equação (4.25), calcular a força radial atuante em cada rolamento, F_{r_b} [N]. Note-se que esta equação apenas é válida no caso de $\beta = \pi$, pois somente nessa situação é que se pode somar as forças como escalares. A interdependência da carga radial atuante nos rolamentos e da força motora, torna o processo de cálculo iterativo.

$$F_{r_b} = \frac{F_{t_{min}} + F_{t_{max}}}{2} = \frac{F_{t_{max}}}{2} \cdot \frac{e^{\mu_{s_r-t} \cdot \pi} + 1}{e^{\mu_{s_r-t} \cdot \pi}} \quad (4.25)$$

Conclui-se assim, que os cálculos a serem feitos envolvem parâmetros que nesta fase são ainda desconhecidos, tais como as propriedades da tela, os diâmetros dos rolos nas regiões de contacto da tela e o tipo de rolamentos e respetivos diâmetros internos. Tendo isto em consideração, será escolhida uma tela que seja indicada para o transporte de embalagens e, nos cálculos, serão utilizadas as propriedades da mesma. As propriedades em questão dos veios e rolamentos serão inicialmente arbitrados sendo que, numa fase mais avançada serão verificadas e, se necessário, recalculadas.

4.2.1 Seleção da tela

O primeiro elemento do transportador a ser selecionado é a tela, uma vez que esta dita os materiais que podem ser transportados pelo sistema. O fabricante de telas em análise, Chiorino[®], possui telas compostas por três camadas diferentes. A camada exterior, designada por superfície de transporte, é a que contacta diretamente com o material

transportado, a camada central responsável por suportar os esforços de tração e, por fim, a camada interna que contacta com a placa de fricção e com os rolos do transportador.

Na seleção da tela, os parâmetros mais relevantes na escolha desta são a força máxima por unidade de largura admitida, $F_{t_{crit}}$ [N/mm], uma vez que esta dita se a tela é capaz de suportar os esforços a que esta está sujeita, a massa por unidade de área ρ_t , uma vez que este valor influencia a força de atrito presente no sistema e por fim, os coeficientes de atrito que devem ser utilizados no cálculo das forças de contacto entre a tela e a placa de fricção mas também entre a tela e os rolos. Na Tabela 4.3 estão as propriedades da tela escolhida relevantes para o dimensionamento do sistema. O principal fator que levou à escolha desta para primeira iteração foi a baixa massa por unidade de área, que permite que o sistema possua menos gastos energéticos. A largura máxima de fornecimento deve também ser verificada, pois a largura requerida pode não ser produzida. Neste caso, todas as telas analisadas são fornecidas até largura de 2 [m], logo este fator não é limitante.

Caso esta tela não seja capaz de suportar os esforços instalados devem ser progressivamente analisadas as telas mais espessas que, consequentemente, aguentam forças de tração superiores, mas possuem uma massa por unidade de área superior.

Tabela 4.3: Propriedades da tela NA-868 1M12-U0-U3-HP-PN-N-S [21].

Propriedade	Unidade	Grandeza
Massa por unidade de área, ρ_t	[kg/m ²]	1.6
Força máxima por unidade de largura admitida, $F_{t_{crit}}$	[N/mm]	12
Coeficiente de atrito estático com aço	[-]	0.2

Na Tabela 4.4 apresentam-se as forças utilizadas nas equações (4.22) e (4.24), assim como o coeficiente de segurança que a tela possui nesta aplicação. Os valores destas forças são derivados dos apresentados na Subsecção 4.2.2. Conclui-se assim que a tela suporta os requisitos da aplicação.

Tabela 4.4: Forças utilizadas na verificação da tela.

Propriedade	Unidade	Grandeza
Força motora de arranque, F_{ma}	[N]	486.01
Força de Pré carga na tela, F_{PC}	[N]	55.78
Largura da tela, W_t	[mm]	900
Coeficiente de segurança	[-]	10.37

4.2.2 Requisitos da aplicação

Para o cálculo dos requisitos da aplicação foram utilizadas as expressões apresentadas na Secção 4.2. Na Tabela 4.5 apresentam-se os valores utilizados nessas expressões, para cada uma das variáveis aprestadas anteriormente. Os valores apresentados para a massa dos componentes dos rolos foram calculados tendo em conta o volume de cada elementos e a massa volúmica do aço que se considerou como sendo 7800 [Kg/m³]. Os valores apresentados para o comprimento do tubo e espessura dos discos são justificados nos capítulos posteriores, enquanto que o valor apresentado para o comprimento dos veios foi arbitrado, de modo a que fosse ligeiramente superior ao comprimento do tubo.

4.2. Procedimento de cálculo do acionamento

Tabela 4.5: Variáveis utilizadas no cálculo do acionamento.

Variável	Unidade	Valor
Comprimento do transportador, L_{tt}	[m]	3
Aceleração gravítica, g	[m/s ²]	9.81
Diâmetro exterior do tubo dos rolos, ϕ_{rt}^e	[mm]	88
Diâmetro interior do tubo dos rolos, ϕ_{rt}^i	[mm]	78.9
Comprimento do tubo dos rolos, L_{rt}	[mm]	984
Massa do tubo dos rolos, m_{rt}	[kg]	10.14
Diâmetro máximo do veio dos rolos, ϕ_{rv}	[mm]	22
Comprimento do veio dos rolos, L_{rv}	[mm]	1500
Massa do veio dos rolos, m_{rv}	[kg]	4.48
Diâmetro exterior dos discos dos rolos, ϕ_{rd}^e	[mm]	78.9
Diâmetro interior dos discos dos rolos, ϕ_{rd}^i	[mm]	22
Espessura dos discos dos rolos, L_{rd}	[mm]	15
Massa dos discos dos rolos, m_{rd}	[kg]	0.53
Coefficiente de atrito estático entre a placa e a tela, μ_{sp-t}	[-]	0.2
Coefficiente de atrito estático entre o tubo e a tela, μ_{sr-t}	[-]	0.2
Coefficiente de atrito dos rolamentos, μ_b	[-]	0.0015
Ângulo de contacto da tela com o rolo, β	[rad]	π
Diâmetro interno do rolamento, ϕ_{bi}	[mm]	20

Como o coeficiente de atrito dos rolamentos é baixo, a influência destes na força máxima é reduzida. Assim sendo, o cálculo iterativo pode ser iniciado considerando a força atuante nos rolamentos como nula, calculando os requisitos da aplicação e consequentemente a força máxima na tela e a força radial atuante nos rolamentos. Com o valor obtido para a carga radial nos rolamentos, recalculam-se os novos requisitos da aplicação e repete-se o procedimento de cálculo até que a força radial atuante nos rolamentos estabilize, o que ocorre após três iterações. Na Tabela 4.6 apresentam-se os valores obtidos no cálculo dos requisitos da aplicação.

Tabela 4.6: Requisitos da aplicação.

Variável	Unidade	Valor
Força motora de arranque, F_{ma}	[N]	486.01
Binário motor de arranque, T_{ma}	[N.m]	21.75
Força motora em regime contínuo, F_{mc}	[N]	445.56
Binário motor em regime contínuo, T_{mc}	[N.m]	19.83
Potência motora em regime contínuo, P_{mc}	[W]	260.22
Velocidade angular dos veios em regime contínuo, ω_{mc}	[rad/s]	13.12
Rotações por minuto dos veios em regime contínuo, n_{mc}	[r.p.m.]	123.787

4.2.3 Seleção do motoredutor

Para a escolha do motoredutor que será utilizado no transportador deve ser considerado o binário motor de arranque, T_{ma} [N.m], pois este é o binário mínimo que satisfaz o tempo de aceleração especificado. O binário motor em regime contínuo, T_{mc} [N.m], a potência motora em regime contínuo, P_{mc} [W] e a velocidade angular dos veios em regime contínuo, ω_{mc} [rad/s] são os requisitos mínimos que devem ser satisfeitos pelo motoredutor a trabalhar nas condições de serviço nominais.

Redutor

O redutor é o primeiro elemento do motoredutor a ser selecionado. A escolha do redutor é feita tendo em consideração a velocidade de rotação nominal que este atinge, quando montado com um motor trifásico de quatro pólos, que depende da sua razão de transmissão, i . Para além da razão de transmissão do redutor é também relevante ter em atenção o seu rendimento dinâmico, η_{dr} , pois, uma vez que se tratam de redutores de roda coroa e parafuso sem fim, este oscila entre 40% a 90% e reduz os binários que se encontram disponíveis à saída do motoredutor. Por fim deve-se ter em consideração o fator de serviço, $F.S.$ que é dado pela equação (4.26). Este rácio contabiliza características da aplicação em que o redutor vai ser utilizado, dividindo-as em três grupos, trabalho leve (*Light Duty*), trabalho moderado (*Medium Duty*) e trabalho pesado (*Heavy Duty*). A SITI[®], marca do redutor em estudo, considera que transportadores com cargas uniformemente distribuídas se encontram no grupo de trabalho leve e, por isso, recomenda um fator de serviço mínimo de 0.75 para funcionamento diário inferior a duas horas e um fator de serviço máximo de 1.5 para funcionamento diário superior a dezassete horas [28].

$$F.S. = \frac{T_{n_r}}{T_{m_c}} \quad (4.26)$$

Dos redutores disponíveis, nenhum possui uma razão de transmissão que permita atingir velocidade de rotação pretendida, sendo 10 e 15 as razões de transmissão normalizadas que conferem as velocidades mais próximas. Escolheu-se a razão de transmissão 10, que permite atingir uma velocidade superior à necessária, sendo depois o ajuste de velocidade feito através do variador de frequência. O redutor escolhido para a aplicação deve assim possuir um binário nominal superior ao binário requerido pela aplicação em regime contínuo. O redutor mais pequeno que satisfaz estas condições é o tamanho 40. Na Tabela 4.7 apresentam-se as características técnicas do redutor U-40 $i=10$, assim como o fator de serviço obtido para esta aplicação.

Tabela 4.7: Características técnicas do redutor U-40 $i=10$ [28].

Grandeza	Unidade	Valor
Potência nominal admitida, P_{n_r}	[W]	760
Binário nominal fornecido pelo redutor, T_{n_r}	[N.m]	45
Razão de transmissão, i	[-]	10
Rendimento dinâmico, η_{dr}	[-]	0.86
Fator de serviço, $F.S.$	[-]	2.27

O fator de serviço obtido com este redutor encontra-se fora do intervalo recomendado no entanto, como é superior ao valor máximo, indica que o redutor irá possuir um vida útil superior a vinte mil horas de serviço.

Motor elétrico

Depois da seleção do redutor, escolhe-se o motor de corrente alternada trifásica com quatro pólos com uma potência nominal superior à potência requerida pela carga em regime contínuo P_{m_c} e inferior à potência nominal do redutor P_{n_r} . A validação da escolha do motor e, consequentemente do motoredutor é feita através das equações (4.27a) a (4.27d), onde $P_{n_{mr}}$ [W], $T_{n_{mr}}$ [N.m], $T_{a_{mr}}$ [N.m] e n_{mr} [r.p.m.], são respetivamente a potência nominal, binário nominal, binário de arranque e velocidade nominal do motoredutor e P_{n_m} [W], T_{n_m} [N.m], T_{a_m} [N.m] e n_m [r.p.m.], são respetivamente a potência nominal, binário

4.2. Procedimento de cálculo do acionamento

nominal, binário de arranque e velocidade nominal do motor. Nestas equações nota-se a relevância do rendimento dinâmico do redutor, uma vez que este reduz a potência e os binários disponíveis à saída do motoredutor.

$$P_{n_{mr}} = \eta_{dr} \cdot P_{n_m} \quad (4.27a)$$

$$T_{n_{mr}} = \eta_{dr} \cdot T_{n_m} \quad (4.27b)$$

$$n_{mr} = i_r \cdot n_m \quad (4.27c)$$

$$T_{a_{mr}} = \eta_{dr} \cdot \frac{T_{a_m}}{T_{n_m}} \cdot T_{n_m} \quad (4.27d)$$

Foram considerados os motores RMN71 de 0.37 [kW] e RMN71 de 0.55 [kW], pois estes são os motores que são compatíveis com o redutor escolhido quer em tamanho de carcaça quer em potência e possuem potência superior a P_{m_c} . Na Tabela 4.8 encontram-se as características técnicas destes motores.

Tabela 4.8: Características técnicas dos motores RMN71 selecionados [6].

Grandeza	Unidade	RMN71 0.37 [kW]	RMN71 0.55 [kW]
Potência nominal, P_{n_m}	[W]	370	550
Binário nominal, T_{n_m}	[N.m]	2.5	3.8
Velocidade de rotação nominal, n_m	[r.p.m.]	1370	1370
Rácio de binários, T_{a_m}/T_{n_m}	[-]	2.2	2.2
Corrente de arranque, I_{a_m}	[A]	6.66	9.48

Na Tabela 4.9 encontram-se as características técnicas dos motoredutores em estudo e na Tabela 4.10 os coeficientes de segurança destes motoredutores em relação a cada um dos requisitos da aplicação.

Tabela 4.9: Comparação das características dos motoredutores em estudo.

Grandeza	Unidade	Motoredutor 0.37 [kW]	Motoredutor 0.55 [kW]
Binário nominal, $T_{n_{mr}}$	[N.m]	21.5	32.68
Binário de arranque, $T_{a_{mr}}$	[N.m]	47.3	71.9
Velocidade de rotação, n_{mr}	[r.p.m.]	137	137
Potência, $P_{n_{mr}}$	[W]	320	470

Tabela 4.10: Coeficientes de segurança dos motoredutores em estudo.

Grandeza	Motoredutor 0.37 [kW]	Motoredutor 0.55 [kW]
C.S. Binário nominal	1.08	1.65
C.S. Binário de arranque	2.17	3.31
C.S. Velocidade de rotação	1.09	1.09
C.S. Potência	1.22	1.82

Com base nos valores apresentados na Tabela 4.10 escolhe-se o motor RMN71 0.55 [kW] de quatro pólos, pois é o único motor que confere ao motoredutor coeficientes de segurança para o binário e potência superiores a 1.5.

4.3 Dimensionamento da placa de fricção

A placa de fricção é o primeiro elemento responsável por suportar a carga. Tal como foi referido, este elemento suporta metade do peso da tela, assim como toda a carga transportada, descarregando as forças na estrutura de suporte. Adicionalmente, a placa possui peso próprio, que também deve ser contabilizado no cálculo dos campos de tensão e deslocamento da mesma.

Para a produção da placa de fricção optou-se por utilizar chapa laminada a frio com tratamento de galvanização para prevenir oxidação da chapa, tomando como valor limite de flecha 1.5 [mm]. Adicionalmente as chapas não podem possuir arestas vivas pois estas danificam a tela e comprometem a vida da mesma, para além de dificultarem o seu manuseamento. Deve-se ainda garantir que, na interface entre duas chapas em contacto, estas possuem o mesmo deslocamento, ou seja, estão rigidamente ligadas. Deste modo impede-se o aparecimento de um desnível entre as placas que danificaria a tela. Por fim a placa de fricção tem como função adicional impedir contacto entre a tela e o perfil de alumínio, de modo a que este não sofra desgaste de abrasão devido ao escorregamento da tela.

Na Figura 4.5 encontra-se representada a estrutura de alumínio onde a placa de fricção será montada. Esta utiliza perfil de secção reta retangular, para aproveitar o maior momento de inércia de segunda ordem da secção reta e colocar o respetivo eixo a trabalhar à flexão.



Figura 4.5: Estrutura de suporte da placa de fricção.

Como o tapete transportador deve ser modular, a placa de fricção será dividida em várias placas de dimensões mais pequenas de modo a que seja possível construir transportadores com comprimento superior aumentando o número de placas. Para minimizar os desperdícios, as dimensões dos módulos de chapa devem ser tais que as sobras do corte das chapas originais sejam mínimas.

Uma vez que se pretende produzir um transportador com largura de tela de 900 [mm] utiliza-se a chapa mais pequena, ou seja 2x1 [m] para produzir os módulos de chapa, pois a largura de 1 [m] é suficiente para suportar a tela, aproveitando-se assim o comprimento de 2 [m] para a divisão em módulos.

De seguida apresentam-se os resultados obtidos para as soluções construtivas analisadas, placa de fricção produzida através de chapas planas e placa de fricção produzida através de chapa quinada. As simulações de elementos finitos que permitem calcular os campos de deslocamento e de tensão foram realizadas no *software SolidEdge®*. Para asse-

gurar a precisão e exatidão dos resultados obtidos, cada situação em estudo foi simulada com malhas progressivamente mais finas sendo o critério de paragem a estabilização dos valores máximos de deslocamento e tensão com um erro inferior a 2% em relação à simulação precedente, exceto nos casos em que tal não era possível devido a limitações de *hardware*.

4.3.1 Módulos de chapas lisa

A utilização da chapa plana implica que esta seja fixa na face superior da estrutura de suporte. A fixação é feita através de ligações aparafusadas com fêmeas BAN e como a cabeça do parafuso fica na área de trabalho da tela devem-se utilizar parafusos de cabeça cônica, tais como os da norma ISO 10 642. A utilização destes parafusos em conjunto com os respetivos furos escariados na placa permite que as cabeças dos parafusos fiquem ao nível da superfície da placa de fricção e não danifiquem a tela. A rosca métrica mais pequena em que as fêmeas BAN se encontram disponíveis é M4 e neste tamanho a caixa de alojamento destes parafusos possui profundidade de 2.34 [mm]. Assim sendo este é o limite mínimo para a espessura da chapa, sendo as espessuras normalizadas de chapa disponíveis 2.5 [mm] 2.8 [mm] e 2.99 [mm].

Optou-se por dividir a chapa inicial em duas chapas de 1x1 [m] para diminuir a massa de cada placa para valores inferiores a 30 [kg], com o intuito de facilitar o seu manuseamento durante a montagem e manutenção, mas também para permitir incrementos mais reduzidos ao comprimento do transportador.

Nas simulações dos módulos de chapa lisa, utilizou-se para as condições de fronteira encastramento nos quatro lados da placa, tal como se apresenta na Figura 4.6 através de esferas laranjas. Estas são as condições de fronteira existentes na região da placa que se encontra diretamente suportada pelo perfil. Está também representado o carregamento a que a placa está sujeita, neste caso, uma força de 406.53 [N] distribuída uniformemente na superfície, que corresponde aos pesos da carga e da tela que atuam ao longo da extensão de uma placa. Contabiliza-se também o peso próprio da placa, pois este não deve ser desprezado uma vez que é da mesma ordem de grandeza dos carregamentos em estudo. Embora na Figura 4.6 a ação do peso próprio da placa esteja representada como uma força concentrada atuante no centro de massa da placa, este carregamento é também distribuído ao longo da superfície. O valor de 406.53 [N] para a força distribuída foi obtido considerando que a placa se encontra na horizontal, ou seja, estuda-se assim o caso limite em que toda a carga transportada contribui para a flecha da placa de fricção.

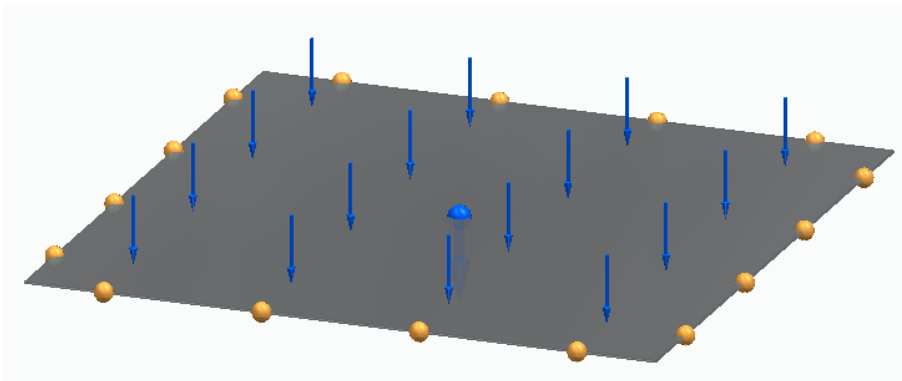


Figura 4.6: Condições de carregamento e ligações ao exterior nos módulos de chapa lisa.

Nas Figuras 4.7a e 4.7b apresentam-se respetivamente, para o módulo de placa lisa 2.99x1000x1000 [mm], os campos de deslocamento e tensão. Analisando a Figura 4.7a

conclui-se que o deslocamento é máximo no centro da placa e nulo nos extremos. Por sua vez, a Figura 4.7b mostra que a tensão máxima ocorre no centro das arestas da placa.

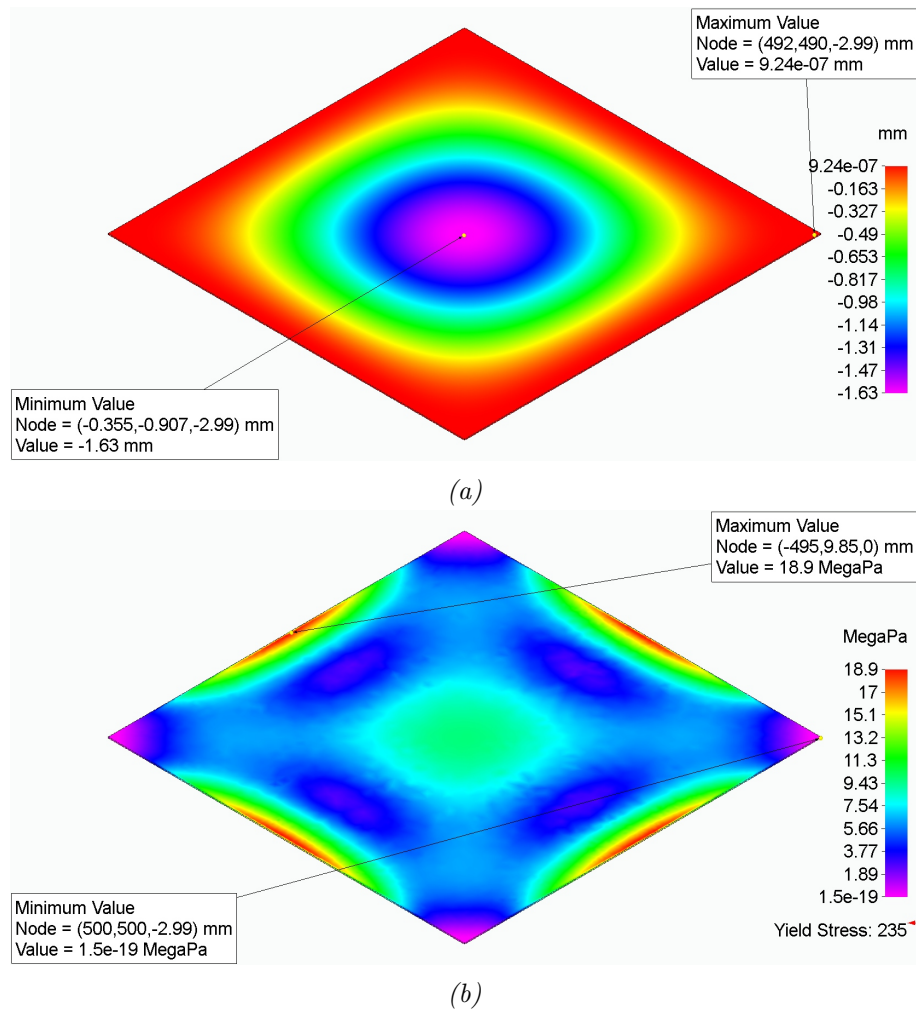


Figura 4.7: Módulo de placa lisa $2.99 \times 1000 \times 1000$ [mm] (a) Campo de deslocamentos (b) Campo de tensões.

Analisando a Tabela 4.11, onde se apresenta os resultados para as diferentes simulações realizadas para o módulo de dimensões $2.99 \times 1000 \times 1000$ [mm], nota-se que a flecha máxima é superior ao limite permitido e que a tensão de Von Misses é bastante inferior à tensão de cedência do material. Assim conclui-se que embora não haja risco de deformação plástica do material a flecha máxima é superior ao limite admitido e por isso a utilização de módulos quadrados com 1 [m] de largura não é uma solução válida para a placa de fricção.

Tabela 4.11: Resultados obtidos para as simulações do módulo da placa lisa $2.99 \times 1000 \times 1000$ [mm].

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4
Deslocamento máximo [mm]	1.60	1.63
Erro relativo do deslocamento [%]	-	1.87
Tensão critério de von Misses [MPa]	18.60	18.90
Erro relativo da tensão [%]	-	1.61

Como a utilização de uma chapa lisa $2.99 \times 1000 \times 1000$ [mm] não garante a flecha má-

4.3. Dimensionamento da placa de fricção

xima de 1.5 [mm], estudou-se o comportamento de módulos com 500 [mm] de comprimento. Esta solução duplica o número de travessas de reforço a serem utilizadas, mas permite reduzir a espessura da chapa utilizada. Para além de reduzir a área útil do módulo que trabalha à flexão, esta solução construtiva diminui a força uniformemente distribuída atuante em cada módulo para 203.26 [N]. Analisando as Tabelas 4.12 e 4.13 nota-se que as flechas máximas sofridas pelos módulos reduziram substancialmente, sendo que agora se satisfaz o limite máximo imposto, enquanto que a tensão máxima de von Misses reduziu para metade.

Tabela 4.12: Resultados obtidos para as simulações do módulo da placa lisa 2.99x500x1000 [mm].

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4	3	2
Deslocamento máximo [mm]	0.197	0.202	0.205	0.207
Erro relativo do deslocamento [%]	-	2.54	1.49	0.98
Tensão critério de von Misses [MPa]	7.34	7.42	7.61	7.72
Erro relativo da tensão [%]	-	1.09	2.56	1.45

Tabela 4.13: Resultados obtidos para as simulações do módulo da placa lisa 2.5x500x1000 [mm].

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4	3	2
Deslocamento máximo [mm]	0.307	0.319	0.328	0.332
Erro relativo do deslocamento [%]	-	3.91	2.82	1.22
Tensão critério de von Misses [MPa]	9.83	10.10	10.20	10.40
Erro relativo da tensão [%]	-	2.75	0.99	1.96

Conclui-se que o problema da flecha excessiva pode ser solucionado reduzindo o comprimento de cada módulo. A redução do comprimento do módulo possui duas desvantagens. Em primeiro lugar obriga a que a estrutura de suporte possua uma travessa de reforço a cada 500 [mm] o que implica mais gastos em perfil e em acessórios de montagem. Em segundo lugar, tal como se vê pelos resultados das simulações dos módulos de 500 [mm] de comprimento, as chapas utilizadas são de espessura muito superior à necessária, pois levam a uma flecha máxima cinco vezes menor que o limite superior admitido. Visto que não se podem utilizar chapas mais finas devido às cabeças dos parafusos, vai-se avaliar o efeito da adição de abas quinadas na resistência à flecha dos módulos, de modo a que estas substituam as travessas de perfil e permitam alterar o ponto de fixação dos módulos à estrutura eliminando assim a necessidade de utilizar parafusos de cabeça de embeber.

4.3.2 Módulos de chapa quinada

Os módulos de placa quinada devem ser capazes de proteger os dois perfis transversais tal como os módulos de placa lisa. No entanto, para que seja possível utilizar chapas de espessura inferior a 2.5 [mm] a fixação do módulo à estrutura de suporte deve ser feita nos rasgos laterais do perfil e não nos rasgos de topo. Na Figura 4.8a encontra-se a planificação da solução construtiva adotada, onde se nota que o módulo antes de quinado fica contido num retângulo 1000x500 [mm²] e que no lado de 500 [mm] existe uma aba mais comprida que as restantes. Na Figura 4.8b mostra-se o módulo após o processo de quinagem e aqui nota-se que a aba mais comprida permite que as duas abas laterais do módulo não se estendam a todo o comprimento deste. Esta característica foi idealizada para que seja possível fixar o módulo ao lado exterior dos perfis transversais da estrutura de suporte representada na Figura 4.5, protegendo-os assim da ação abrasiva da tela, enquanto que

as abas laterais fixam nos rasgos interiores da estrutura. As abas possuem comprimentos próximos de 40 [mm] para que seja possível fixá-las ao rasgo superior do perfil retangular 40x80 [mm], cujo os rasgos se encontram a 20 [mm] da parede do perfil. Nas quinagens o raio de curvatura escolhido foi igual à espessura de cada chapa estudada, pois este é o valor mínimo recomendado para este material [22].

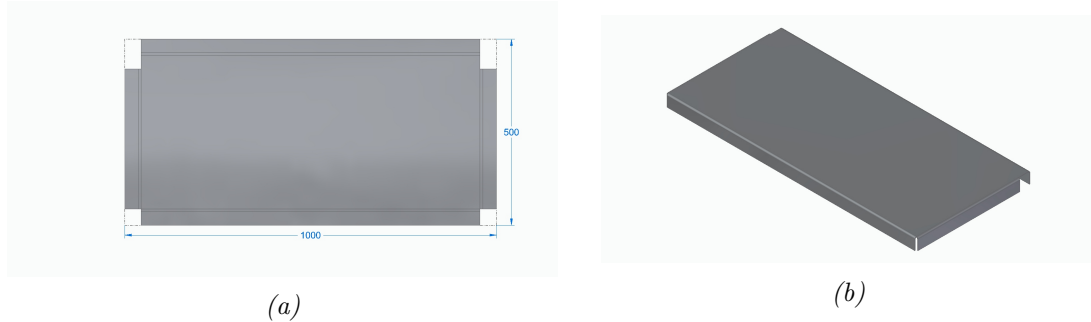


Figura 4.8: Módulo de placa quinada (a) Planificação (b) Após quinagem.

Na Figura 4.9 apresentam-se as condições de fronteira (esferas laranjas) da placa quinada. Neste caso encastramento nas duas faces laterais da placa, estando as duas faces restantes livres. Optou-se por deixar as duas laterais de comprimento 1000 [mm] livres pois esta solução construtiva foi pensada para que este módulo seja utilizado nos extremos do transportador, onde a lateral com a aba maior fica apoiada num perfil e também na região do central do transportador onde não existem perfis de reforço. Embora os módulos estejam aparafusados entre si para garantir que sofrem o mesmo deslocamento, despreza-se este efeito na simulação pois, assim, estuda-se um caso mais crítico e a simulação é numericamente menos exigente. Os carregamentos seguem a mesma lógica utilizada nas simulações com os módulos de chapa lisa, contabilizando-se o peso próprio da chapa e a carga uniformemente distribuída de 203.26 [N] devido ao peso da carga e da tela. Foram testados módulos com esta configuração produzidos em chapa com espessura de 2.5 [mm] para comparar com os resultados obtidos na solução de chapa plana com 2.5 [mm]. Testaram-se também módulos produzidos através de chapas com espessuras de 2 [mm] e 1.6 [mm].

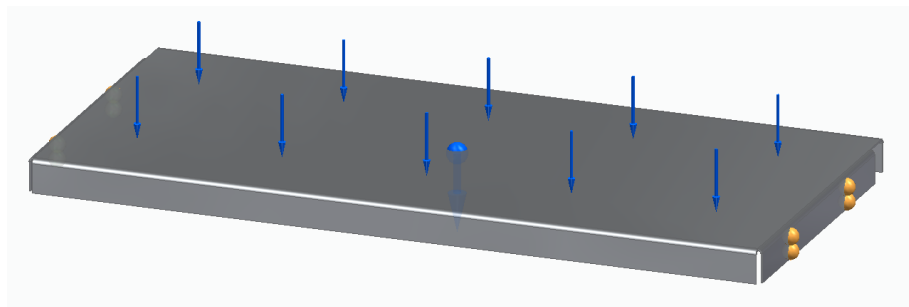


Figura 4.9: Condições de carregamento e ligações ao exterior nos módulos de chapa quinada.

Analisando o campo de deslocamentos do módulo de placa quinada 2.0x500x1000 apresentado na Figura 4.10a nota-se que existe alguma perda de rigidez da placa na região da aba maior, no entanto esta perda de rigidez não é significativa pois é uma diferença quase impercetível e os valores máximos de deslocamento continuam a ocorrer na região central da placa. O campo de tensões apresentado na Figura 4.10b mostra que a maioria

4.3. Dimensionamento da placa de fricção

do módulo apresenta uma tensão equivalente de von Misses inferior a 17 [MPa]. Verifica-se apenas um aumento pontual de tensão nos cantos aba mais comprida devido maior deformação dessa aba e ao efeito de concentração de tensões que ocorre neste ponto. A tensão de von Misses máxima atingida é de 170 [MPa] que é inferior à tensão de cedência do material, verificando-se assim um coeficiente de segurança para a tensão de 1.38.

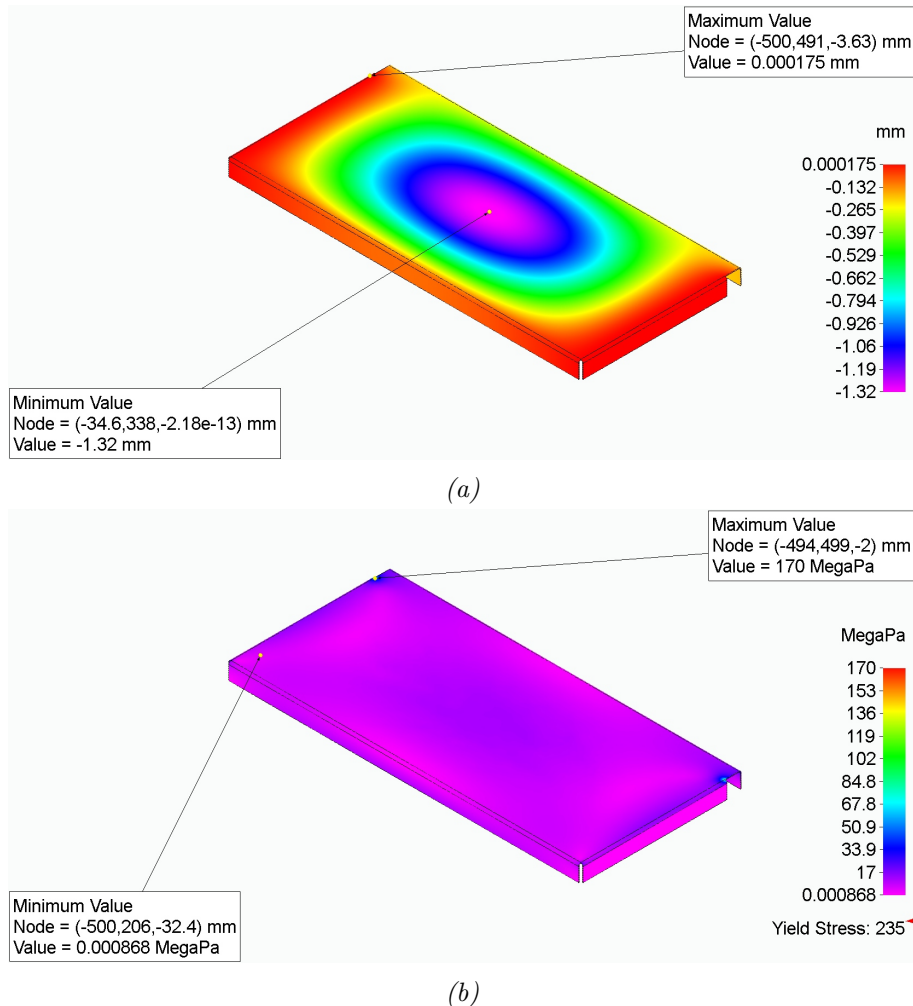


Figura 4.10: Módulo de placa quinada 2.0x500x1000 (a) Campo de deslocamentos (b) Campo de tensões.

Nas Tabelas 4.14 4.15 e 4.16 apresenta-se, respetivamente os resultados obtidos nas simulações dos módulos de chapa quinada de 2.5 [mm], 2.0 [mm] e 1.6 [mm].

Comparando as Tabelas 4.13 e 4.14 nota-se que, embora a flecha máxima apresentada pelo módulo de chapa quinada seja superior à apresentada pelo módulo de chapa lisa, estes são da mesma ordem de grandeza e valida-se assim que os reforços de perfil podem ser substituídos por abas quinadas na chapa. O aumento de flecha máxima é devido às condições de fronteira, visto que agora só se consideram apoios nas duas laterais curtas do módulo.

Nas simulações dos três módulos de chapa quinada nota-se que o valor da tensão de von Misses não estabilizou crescendo continuamente. Isto é devido ao refinamento da malha que leva a que se capte cada vez melhor o efeito de concentração de tensões dos cantos das quinagens. Por outro lado verifica-se a estabilização do valor da flecha máxima

e verifica-se que o módulo mais indicado para esta aplicação é o de chapa de 2 [mm] de espessura pois é o mais fino que satisfaz os requisitos impostos.

Tabela 4.14: Resultados obtidos para as simulações da placa quinada de 2.5x500x1000.

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4	3	2	1
Deslocamento máximo [mm]	0.733	0.728	0.738	0.757	0.761
Erro relativo [%]	-	-0.68	1.37	2.57	0.53
Tensão critério de von Misses [MPa]	69.80	70.70	88.10	106.00	140.00
Erro relativo [%]	-	1.29	24.61	20.32	32.08

Tabela 4.15: Resultados obtidos para as simulações da placa quinada de 2.0x500x1000.

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4	3	2	1
Deslocamento máximo [mm]	1.190	1.220	1.260	1.310	1.32
Erro relativo [%]	-	2.52	3.28	3.97	0.76
Tensão critério de von Misses [MPa]	103.00	94.90	116.00	140.00	170.00
Erro relativo [%]	-	-7.86	22.23	20.69	21.43

Tabela 4.16: Resultados obtidos para as simulações da placa quinada de 1.6x500x1000.

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4	3	2	1
Deslocamento máximo [mm]	1.840	1.820	2.200	2.330	2.350
Erro relativo [%]	-	-1.09	20.88	5.91	0.86
Tensão critério de von Misses [MPa]	131.00	150.00	170.00	209.00	270.00
Erro relativo [%]	-	14.50	13.33	22.94	29.19

Obtém-se assim o módulo base para a placa de fricção. Para além da omissão dos reforços de perfil, como a fixação já não é feita pelo topo, os parafusos já não necessitam de estar embebidos. Assim, a furação da placa é simples, logo mais económica e utilizam-se parafusos de cabeça cilíndrica com oco hexagonal, norma ISO 4762, em conjunto com fêmeas BAN para fixar os módulos à estrutura de suporte. A ligação dos módulos entre eles é feita também com parafusos ISO 4762, sendo o aperto feito com porcas hexagonais ISO 4032. Devido às quinagens efetuadas, o módulo possui comprimento útil de 424 [mm] e utilizam-se assim sete módulos para obter o comprimento desejado para o transportador de 3 [m].

4.4 Perfil da estrutura de suporte da placa de fricção

Como já foi referido anteriormente, o perfil a ser utilizado é de tamanho 40 e, devido à necessidade dos dois rasgos para a fixação das placas de suporte das chumaceiras, é um perfil retangular. Faltam somente definir qual das séries de perfil é que deve ser utilizada para construir a estrutura de suporte das placas de fricção. Na Tabela 4.17 apresentam-se os momentos de inércia dos perfis de tamanho 40x80 para as quatro séries em que este perfil se encontra disponível, assim como as respetivas densidades lineares.

4.4. Perfil da estrutura de suporte da placa de fricção

Tabela 4.17: Comparação das propriedades geométricas e mecânicas das diferentes séries de perfil 40x80.

Série do perfil	Momento de inércia máximo, I_y [cm ⁴]	Densidade linear, ρ_p [kg/m]
Super ligeira	52	2.3
Ligeira	59.1	2.5
Normal	63.2	2.7
Pesada	80.8	3.6

A equação (4.28a) permite calcular a distância máxima entre as pernas do transportador, L_p [m], através do limite imposto para a flecha, δ_{tp} [mm/m], do carregamento, uniformemente distribuído, a que cada travessa está sujeita Q_p [kg/m], do momento de inércia do perfil I_y [cm⁴] e do módulo de Young do alumínio E_p [GPa]. Esta equação só é válida quando se considera que o perfil se encontra encastrado nos dois extremos, condição de fronteira que representa bem a ligação das travessas de perfil às pernas do transportador. Q_p é dado pela equação (4.28b), onde se contabiliza metade da capacidade de carga do transportador e metade da massa por metro de comprimento da tela, mas também a densidade linear do perfil [23].

$$L_p = \sqrt[3]{\frac{384 \cdot \delta_{tp} \cdot E_p \cdot I_y}{Q_p \cdot g \cdot 10^2}} \quad (4.28a)$$

$$Q_p = \frac{Q_c + W_t \cdot \rho_t}{2} + \rho_p \quad (4.28b)$$

Com base nas equações apresentadas, na Tabela 4.18 encontram-se as distâncias máximas permitidas entre os perfis para satisfazer os requisitos de flecha para as travessas de perfil.

Tabela 4.18: Distâncias máximas admissíveis entre pernas para as diferentes séries do perfil 40x80.

Série do perfil	Distância máxima entre apoios, L_p [m]
Super ligeira	3.94
Ligeira	4.10
Normal	4.18
Pesada	4.48

Conclui-se assim que a utilização das séries de maior inércia leva ao aumento da distância entre os apoios do transportador. A redução da flecha sofrida pelas travessas de perfil é atenuada pelo aumento da densidade linear do perfil, o que contribui para que o ganho na distância entre os apoios seja reduzida, sendo a raiz cúbica presente na equação (4.28a) o fator mais relevante para este efeito. Este efeito é comprovado pelo aumento de 0.54 [m] (14%) para a distância entre apoios entre as séries Super Ligeira e Pesada. O aumento reduzido da distância entre os apoios das pernas não justifica a diferença de custos entre as séries de perfil.

Conclui-se que para a estrutura de suporte dos módulos da placa de fricção do transportador devem ser utilizados perfis da série Super Ligeira, uma vez que esta série permite uma distancia entre apoios superior ao comprimento do transportador e que mesmo para transportadores mais compridos, esta é a série mais indicada pois conduz à solução mais económica.

4.5 Dimensionamento das pernas

Como foi visto na secção 4.4 o transportador em estudo necessita apenas de quatro pernas para satisfazer os requisitos de flecha para a placa de fricção. Nesta secção será feita a verificação à encurvadura das pernas do transportador, uma vez que este pode também ser um fator relevante no número de apoios a utilizar. A análise à encurvadura das pernas da estrutura será feita de acordo com o procedimento do Eurocódigo 9 que é indicado para estruturas de alumínio.

Segundo esta norma, a força limite de encurvadura, F_{emax} [N] é calculada através da equação (4.29), onde κ é o fator de fragilização de soldadura, χ é o fator de redução de resistência à encurvadura, A_{eff} [mm²] é a área efetiva da secção reta do perfil, σ_{ced_p} [MPa] é a tensão de cedência do alumínio e γ_{M1} é um fator de segurança parcial [29].

$$F_{emax} = \frac{\kappa \cdot \chi \cdot A_{eff} \cdot \sigma_{ced_p}}{\gamma_{M1}} \quad (4.29)$$

Uma vez que não existem soldaduras no perfil de alumínio, o fator de fragilização de soldadura toma o valor 1. O fator de redução de resistência à encurvadura é calculado através da equação (4.30a), onde Θ é uma variável auxiliar, calculada através da equação (4.30b). Na equação (4.30b) ε representa o fator de imperfeições, $\bar{\lambda}_0$ representa o limite horizontal do patamar das curvas de encurvadura, e por fim $\bar{\lambda}$ representa o coeficiente de esbelteza relativo, que é calculado através da equação (4.30c), onde ι representa o coeficiente de condição de fronteira, H_{tt} [mm] representa o comprimento da maior perna do transportador, r_g [mm] representa o raio de giração da secção reta do perfil, A_{SR} [mm²] representa a área da secção reta do perfil, E_p [MPa] representa o módulo de Young do alumínio. O raio de giração da secção reta é calculado através da equação (4.30d), onde I_y [mm⁴] é o momento de inércia de segunda ordem da secção reta [29].

$$\chi = \frac{1}{\Theta + \sqrt{\Theta^2 - \bar{\lambda}^2}} \quad (4.30a)$$

$$\Theta = 0.5 \cdot \left(1 + \varepsilon \cdot \left(\bar{\lambda} - \bar{\lambda}_0^2\right) + \bar{\lambda}^2\right) \quad (4.30b)$$

$$\bar{\lambda} = \frac{\iota \cdot H_{tt}}{r_g \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{A_{eff}}{A_{SR}} \cdot \frac{\sigma_{ced_p}}{E_p}} \quad (4.30c)$$

$$r_g = \sqrt{\frac{I_y}{A_{SR}}} \quad (4.30d)$$

Segundo o eurocódigo 9, o alumínio que constitui os perfis é de classe B, assim os valores do fator de imperfeições e do limite horizontal do patamar das curvas de encurvadura, encontram-se tabelados. Por outro lado para secções retas que satisfaçam a equação (4.31), onde b_p [mm] representa a largura do perfil e t_p [mm] representa a espessura da parede do perfil pertencem à classe 1 e, por isso, nas equações (4.29) e (4.30c) pode-se considerar que a área efetiva é igual à área da secção reta, $A_{eff} = A_{SR}$ [29].

$$\frac{b_p}{t_p} \leq 11 \quad (4.31)$$

Na Tabela 4.19 apresentam-se os valores utilizados para as diferentes variáveis no cálculo à encurvadura. Verifica-se que a equação (4.31) é satisfeita e por isso não é necessário calcular a área efetiva da secção reta. O valor utilizado para a força de encurvadura

4.5. Dimensionamento das pernas

corresponde a um quarto do peso próprio da estrutura superior e um quarto do peso da carga transportada. A área da secção reta foi medida utilizando o *SolidEdge*®. O valor utilizado para o coeficiente de condição de fronteira, ι corresponde a considerar que o perfil se encontra encanastrado numa extremidade e livre na outra, caso que mais se aproxima à situação em estudo. Por fim, com base no coeficiente de segurança obtido, verifica-se que o perfil utilizado para as pernas do transportador, Perfil 40x40 Série Super Ligeira é capaz de suportar uma força de compressão cerca de oito vezes superior à instalada na aplicação, F_e [N].

Tabela 4.19: Variáveis utilizadas no cálculo à encurvadura e resultados obtidos [23, 29].

Grandeza	Unidade	Valor
Força limite de encurvadura, F_{emax}	[N]	5433.07
Fator de fragilização de soldadura, κ	[-]	1
Fator de redução de resistência à encurvadura, ζ	[-]	0.12
Área da secção reta do perfil, A_{SR}	[mm ²]	462.23
Tensão de cedência do alumínio, σ_{ced_p}	[MPa]	145
Fator de segurança parcial, γ_{M1}	[-]	1.1
Variável auxiliar, Θ	[-]	5.96
Fator de imperfeições, ε	[-]	0.32
Limite horizontal do patamar das curvas de encurvadura, $\bar{\lambda}_0$	[-]	0
Coeficiente de esbelteza relativo, $\bar{\lambda}$	[-]	3.15
Coeficiente de condição de fronteira, ι	[-]	2.1
Comprimento da maior perna do transportador, H_{tt}	[mm]	1300
Raio de giração da secção reta do perfil, r_g	[mm]	12.56
Módulo de Young do alumínio, E_p	[MPa]	70000
Momento de inércia de segunda ordem da secção reta, I_y	[mm ⁴]	7300
Largura da secção reta do perfil, b_p	[mm]	40
Espessura da parede do perfil, t_p	[mm]	4
Força de encurvadura, F_e	[N]	3000
Coeficiente de segurança,	[-]	8.20

Falta agora seleccionar os pés niveladores que, para além de conferirem uma base de apoio estável para o transportador, permitem fazer pequenos ajustes de altura e compensar desalinhamentos existentes no chão. Escolheu-se o pé nivelador da gama LV.A pois é uma das séries mais económicas, uma vez que possui a base em poliamida reforçada com fibra de vidro e o perno roscado em aço zincado, e é capaz de absorver desalinhamentos devido ao encaixe em rótula entre os dois elementos, tal como se apresenta na Figura 4.11. Assim, escolhe-se o pé nivelador LV.A-60-14-M14X148, que possui um diâmetro da base (D) de 60 [mm] e comprimento roscado (l) 148 mm. Escolheu-se um pé nivelador com rosca M14 pois esta é a rosca que pode ser aberta no furo central do perfil utilizado nas pernas. O comprimento roscado elevado permite ter uma ligação mais estável entre o perfil e o pé nivelador e fazer a regulação de altura, que neste acessório é facilitada devido ao encaixe em rótula entre o perno e a base. O bloqueio da perna na posição pretendida é feito recorrendo ao efeito de contra porca recorrendo a um porca hexagonal M14. Por fim, a capacidade de carga deste modelo, 14000 [N] é muito superior à força instalada na perna não havendo por isso risco que este elemento seja danificado.

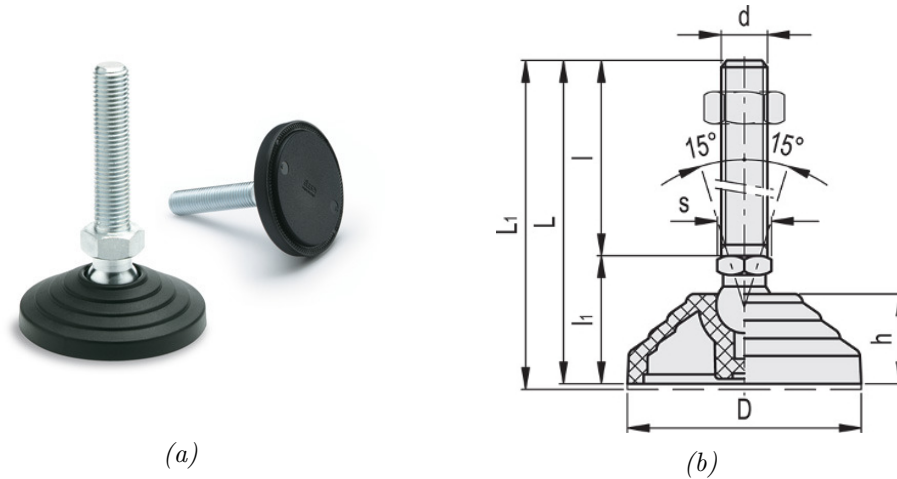


Figura 4.11: LV.A-60-14-M14X148 (a) Fotografia (b) Desenho técnico [30].

4.6 Sistema de suporte dos rolos do transportador

O sistema de suporte dos rolos do transportador é constituído pela chumaceira, placa de suporte e fêmeas CLB que permitem guiar ou fixar a placa à estrutura de suporte. Nas Figuras 4.12a e 4.12b apresenta-se a solução construtiva adaptada para estes elementos

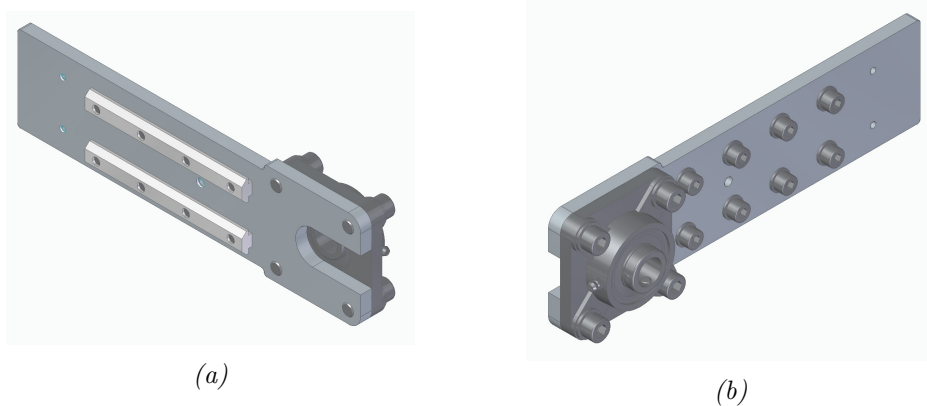


Figura 4.12: Sistema de suporte dos rolos do transportador (a) Vista interna (b) Vista externa.

A placa, uma vez que não é um elemento normalizado é produzida através de uma chapa de aço cortada a laser. Para diminuir as referências existentes em stock, desenvolveu-se a solução construtiva apresentada na Figura 4.13, que pode ser utilizada para qualquer um dos topos do transportador. Esta apresenta oito furos passantes que permitem a ligação de parafusos às placas CLB tal como apresentado na Figura 4.12. No centro desses furos existe um furo com rosca M8, este furo é utilizado para fazer a fixação à estrutura do braço de reação do motoredutor. No lado esquerdo da placa encontram-se dois furos de rosca M6 que permitem fixar na placa o sistema de tensionamento dos rolos. No lado direito da placa existem quatro furos roscados M10 para fixar a chumaceira escolhida. Por fim, existe também um rasgo com 30 [mm] de largura que se estende até à lateral e permite a passagem dos veios dos rolos. Optou-se por fazer um rasgo em vez de um furo para facilitar a montagem dos rolos nas placas.

4.6. Sistema de suporte dos rolos do transportador

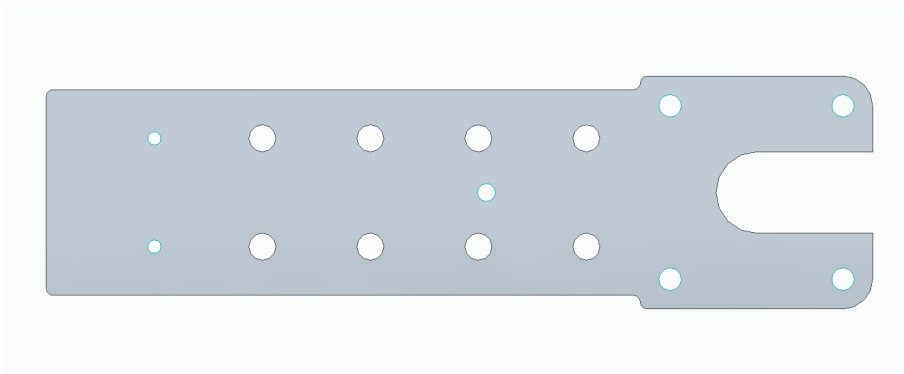


Figura 4.13: Placa do sistema de suporte dos rolos.

O primeiro elemento do sistema de suporte dos rolos a ser selecionado é a chumaceira. A seleção deste elemento é feita com base na sua geometria, capacidade de carga e raio interno do rolamento. O modelo de chumaceira escolhido, UCF, foi selecionado devido ao paralelismo entre os furos de fixação e eixo do rolamento, pois assim a placa é plana, mas também devido à sua fixação com quatro furos que, quando comparada com a chumaceira UCFL, possibilita uma melhor distribuição de forças para a placa e um menor atravancamento da estrutura.

O veio oco de saída do redutor possui diâmetro interno de 18 [mm], logo este é o diâmetro mínimo do veio, que é escalonado para facilitar a montagem das chumaceiras e do tubo. Assim sendo para a chumaceira escolhe-se o primeiro diâmetro de rolamento superior a 18 [mm], neste caso a UCF-204, cujas propriedades mais relevantes se encontram na Tabela 4.20.

Tabela 4.20: Propriedades da chumaceira UCF-204 [31].

Grandeza	Unidade	Valor
Diâmetro interno do rolamento	[mm]	20
Tamanho de rosca dos parafusos de fixação	[-]	M10
Capacidade de carga dinâmica	[N]	10000
Capacidade de carga estática	[N]	6300

Para verificar as capacidades de carga desta chumaceira é primeiro necessário calcular as reações nos apoios dos veios, ou seja as chumaceiras. Como foi visto na Subsecção 4.2.2, o sistema trabalha em dois regimes, arranque e regime contínuo. Durante o arranque a velocidade de rotação do veio é reduzida e contabilizam-se as forças de inércia. Em regime contínuo a velocidade de rotação é elevada e as forças de inércia deixam de estar presentes. A força atuante em cada chumaceira, F_b , é dada pela equação (4.25), onde $F_{t_{max}}$ é calculada pela equação (4.22), para a situação de arranque, com F_{m_a} e para a situação de regime contínuo, com F_{m_c} .

Na Tabela 4.21 apresentam-se os valores obtidos para F_b em ambos os regimes, assim como os coeficientes de segurança, que comparam os valores da reação durante os regimes de arranque e contínuo com as capacidades de carga estática e dinâmica respetivamente. Verifica-se assim que a chumaceira escolhida suporta ambos os regimes de carregamento.

Tabela 4.21: Forças atuantes em cada chumaceira.

Regime	F_b [N]	C.S.
Arranque	798.79	7.89
Contínuo	767.77	13.02

Feita a seleção das chumaceiras é agora necessário verificar se a placa do topo suporta os esforços a que está sujeita. A espessura mínima que esta deve ter é 10 [mm] devido ao comprimento da rosca dos parafusos M10 utilizados na fixação da chumaceira, mas também para que seja possível fazer a fixação do braço de reação do motoredutor e do tensionador.

O comportamento da placa em serviço foi analisado através de uma simulação com o *software SolidEdge®*. Na Figura 4.14 apresentam-se as condições de fronteira aplicadas à placa. Como carregamento aplicou-se a maior força obtida nas reações da chumaceira, sendo esta distribuída uniformemente ao longo da área de contacto da chumaceira (representada a vermelho), uma vez que esta é transmitida entre estes elemento por atrito. Como condições de fronteira, considerou-se um encastramento na face traseira da placa, atuante na área equivalente à área verde, uma vez que esta região se encontra comprimida contra a estrutura de alumínio. Não se contabilizou uma área mais reduzida para o encastramento pois nessa situação a placa deixaria de estar guiada pelas fêmeas CLB e soltava-se do perfil de alumínio. Na Tabela 4.22 apresentam-se os resultados obtidos nas simulações realizadas. Embora o refinamento só tenha estabilizado o valor do deslocamento máximo, que se encontra em valores na ordem de duas centésimas, o valor máximo de tensão encontra-se muito a baixo dos limites de cedência do material e por isso não se está perante uma situação limite.

Verifica-se assim que a placa de suporte se encontra sobredimensionada, no entanto não se pode reduzir a espessura da mesma devido aos furos roscados utilizados para fixar o tensionador e o braço de reação.

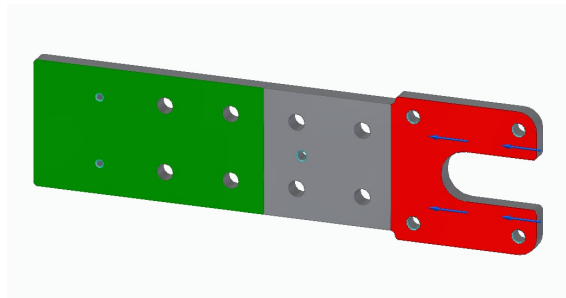


Figura 4.14: Condições de fronteira utilizadas na simulação da placa dos topos.

Tabela 4.22: Resultados obtidos para as simulações da placa dos topos.

Dimensão máxima dos elementos [mm]	5	4	3	2	1
Deslocamento máximo [mm]	0,0921	0,0199	0,0200	0,0201	0,0203
Erro relativo do deslocamento [%]	-	-78,39	0,5	0,5	1,0
Tensão critério de von Misses [MPa]	19,1	14,5	13,7	16,0	20,9
Erro relativo da tensão [%]	-	-24,08	-5,52	16,79	30,73

4.7 Dimensionamento dos rolos

Na subsecção 3.3.3 referiu-se que são os rolos compostos por três elementos principais, o veio responsável por receber potência do motor, o tubo responsável por transmitir movimento para a tela e os dois topos que ligam os dois elementos. Em primeiro lugar serão apresentados os detalhes geométricos do tubo que melhoram o funcionamento do transportador, partindo posteriormente para o dimensionamento da ligação por interferência entre o tubo e os topos. Por fim serão apresentados os diagramas de esforços do tubo e dos veios, assim como o dimensionamento destes componentes à fadiga.

4.7.1 Geometria do tubo

Para facilitar o guiamento da tela os tubos devem possuir topos cônicos, tal como representado na Figura 4.15. Os topos cônicos permitem que o rolo possua efeito de auto centragem da tela, uma vez que esta tem tendência a dirigir-se para o ponto mais elevado, ou seja, o centro do rolo. O tubo com topos cônicos é normalmente utilizado no rolo mandante, mas pode também ser utilizado no rolo mandado. Para garantir a transmissão de movimento do rolo para a tela, o tubo deve possuir acabamento liso com rugosidade de $1.6 [\mu m]$. Caso este acabamento superficial não garanta a transmissão de movimento não se devem utilizar superfícies recartilhadas pois estas conduzem a um desgaste excessivo da tela, mas sim optar por utilizar rolos com revestimento de borracha que aumentam o coeficiente de atrito entre no contacto da tela com o rolo [26].

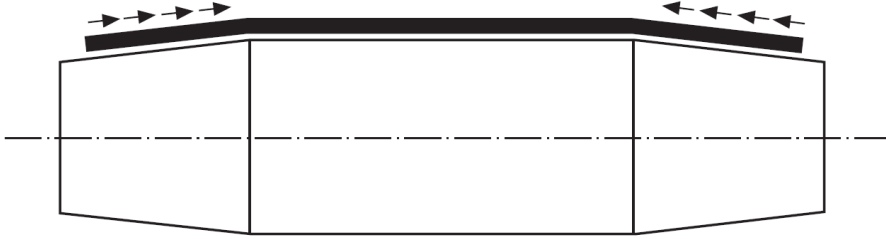


Figura 4.15: Esquema representativo de rolos cônicos [26].

Duas das dimensões do tubo, comprimento total e comprimento da região cilíndrica, dependem da largura da tela. Por outro lado, a diferença entre os dois diâmetros extremos do tubo depende do diâmetro máximo do tubo. Nas equações (4.32a) e (4.32b) apresentam-se as expressões de cálculo que definem o comprimento do tubo, L_{rt} [mm]. Nas equações (4.33a) e (4.33b) estão as expressões que permitem calcular o comprimento da região cilíndrica do tubo, L_{rtc} [mm]. Por fim a diferença entre os diâmetros máximo e mínimo do tubo, h_c [mm] é dada pela equação (4.34).

$$W_t \leq 100 [mm] \quad ; \quad L_{rt} = W_t + 20 [mm] \quad (4.32a)$$

$$W_t > 100 [mm] \quad ; \quad L_{rt} = (1,08 \cdot W_t) + 12 [mm] \quad (4.32b)$$

$$W_t \leq 2000 [mm] \quad ; \quad L_{rtc} = \frac{W_t}{2} [mm] \quad (4.33a)$$

$$W_t > 2000 [mm] \quad ; \quad L_{rtc} = W_t - 1000 [mm] \quad (4.33b)$$

$$h_c = 3 \cdot (0,001 \cdot \phi_{rt}^e + 0,075) \text{ [mm]} \quad (4.34)$$

Na Tabela 4.23 apresentam-se os valores das dimensões do tubo, obtidos com as equações anteriores e utilizando a largura da tela estabelecida na Tabela 4.3. Este é produzido através de um tubo de diâmetro externo 88,9 [mm], para que seja possível maquinar toda a superfície exterior do tubo e garantir o acabamento superficial desejado. A espessura do tubo não fica aqui definida pois esta depende das tensões geradas na montagem por interferência.

Tabela 4.23: Dimensões dos tubos do transportador.

Grandeza	Unidade	Valor
Diâmetro máximo, ϕ_{rt}^e	[mm]	88
Comprimento do tubo, L_{rt}	[mm]	984
Comprimento da região cilíndrica do tubo, L_{rtc}	[mm]	450
Diferença entre diâmetros, h_c	[mm]	0,49

4.7.2 Dimensionamento dos discos

Foi referido na Subsecção 3.3.2 que a ligação e transmissão de binário dos discos dos rolos para o tubo será feita por interferência. A montagem por interferência destes elementos deve garantir que a ligação é capaz de transmitir o momento torsor máximo e, ao mesmo tempo, não provocar o aparecimento de tensões superiores ao limite de cedência dos materiais das peças.

Para satisfazer estes requisitos, recorre-se a um sistema de ajustamento veio “furo básico” com aperto. Este ajustamento combina um furo de classe H com um veio de classe n ou superior de modo a garantir que na situação de maior folga o diâmetro do furo é inferior ao diâmetro do veio, havendo por isso interferência. O diâmetro do furo de classe H está sempre contido entre o valor nominal do furo e um valor ligeiramente superior enquanto que o diâmetro do veio está contido num intervalo de valores que é sempre superior ao seu valor nominal. A amplitude do intervalo é tanto menor quanto maior for o grau de exatidão utilizado, o que corresponde a um IT menor [32].

Com base nas considerações apresentadas, o ajustamento a ser escolhido deverá ser o de menor exatidão, para não encarecer as operações de maquinagem desnecessariamente.

Para determinar o ajustamento mais adequado para fazer esta ligação, tratou-se o disco e o tubo como cilindros de parede espessa. Assim sendo, para a montagem por interferência de dois cilindros, o binário transmitido pela ligação disco tubo, T_{d-t} [N.mm], é dado pela equação (4.35), onde P_c [MPa] é a pressão de contacto entre os elementos, L_{rd} [mm] é a espessura do disco e $\mu_{s_{d-t}}$ é o coeficiente de atrito entre o disco e o tubo. A equação (4.36) permite calcular a tensão máxima instalada na parede interna do tubo, através do critério Tresca, σ_{eqT} [MPa]. Por fim, a interferência radial δ_r [μ m] relaciona-se com a pressão de contacto e com os raios dos cilindros através da equação (4.37) [33].

Nas equações (4.36) e (4.37) as variáveis r_{rt}^e [mm], r_{rd}^e [mm] e r_{rd}^i [mm] são respetivamente o raio exterior do tubo do rolo, o raio exterior do disco do rolo e o raio interior do disco do rolo.

$$T_{d-t} = P_c \cdot \pi \cdot \phi_{rd}^e \cdot L_{rd} \cdot \frac{\phi_{rd}^e}{2} \cdot \mu_{s_{d-t}} \quad (4.35)$$

$$\sigma_{eqT} = P_c \cdot \frac{2 \cdot r_{rt}^{e2}}{r_{rt}^{e2} - r_{rd}^{e2}} \quad (4.36)$$

$$\delta_r = \frac{P_c \cdot r_{rd}^e}{E} \cdot \frac{2 \cdot r_{rd}^{e2} (r_{rt}^{e2} - r_{rd}^{i2})}{(r_{rt}^{e2} - r_{rd}^{e2}) (r_{rd}^{e2} - r_{rd}^{i2})} \cdot 10^6 \quad (4.37)$$

Reorganizando as equações (4.35) e (4.36), calculam-se os dois valores limites da pressão de contacto que satisfazem os requisitos da aplicação. Na Tabela 4.24 apresentam-se os valores de interferência radial mínimo e máximo, obtidos através da equação (4.37), onde se considerou que o binário transmitido pela ligação, T_{d-t} é metade do binário da aplicação durante o arranque, T_{ma} e que a tensão equivalente de tresca é igual à tensão de cedência do material do tubo, afetados do coeficiente de segurança indicado.

Tabela 4.24: Valores utilizados no cálculo dos limites de interferência radial.

Grandeza	Unidade	Valor
Coeficiente de segurança	[-]	1.5
Binário transmitido pela ligação disco tubo, T_{d-t}	[N.mm]	16314
Pressão de contacto mínima, P_c	[MPa]	0.20
Raio exterior do tubo do rolo, r_{rt}^e	[mm]	44
Raio exterior do disco do rolo, r_{rd}^e	[mm]	41.45
Raio interior do disco do rolo, r_{rd}^i	[mm]	11
Espessura do disco do rolo, L_{rd}^i	[mm]	15
Coeficiente de atrito entre o disco e o tubo, $\mu_{s_{d-t}}$	[-]	0.5
Interferência radial máxima, δ_{max}	[μ m]	47.11
Interferência radial mínima, δ_{min}	[μ m]	0.71

O ajustamento menos rigoroso que permite obter valores limites de interferência dentro do intervalo pretendido, para diâmetro de 82.9 [mm] o ajustamento H7/p6 que conduz a uma interferência radial mínima de 1 [μ m] e uma interferência radial máxima de 29,5 [μ m] [32].

Ficam assim definidas as tolerâncias que devem ser satisfeitas na maquinagem do disco e da caixa em que este fica alojado no tubo.

4.7.3 Diagramas de esforços

Os diagramas de momento torsor e momento fletor a que os tubos e os veios de cada rolo estão sujeitos são essenciais para verificar o comportamento à fadiga dos rolos do transportador. Os dois rolos do transportador distinguem-se, geometricamente apenas no veio, sendo os discos e os tubos iguais. Na região entre as chumaceiras, que é a zona de interesse para o cálculo dos diagramas de esforços, os dois veios são idênticos. Estes diferem entre si apenas no comprimento adicional que o veio do rolo mandante possui para estabelecer a ligação ao motorreductor. Em termos de carregamento, o rolo mandante está sujeito ao carregamento distribuído da tela e ao momento torsor imposto pelo motorreductor, enquanto que o rolo mandado está apenas sujeito ao carregamento da tela. Por estes motivos será apenas estudado o rolo mandante, uma vez que este é o que se encontra sujeito ao carregamento mais exigente. Como o efeito de fadiga está fortemente dependente do tempo, o cálculo dos diagramas de esforços para esta verificação é feito com base nos carregamentos e reações instalados durante o funcionamento em regime contínuo do transportador.

Como existem dois discos para estabelecer a ligação do tubo ao veio, as forças de reação que cada disco exerce no tubo devido ao carregamento distribuído são iguais às

atuantes nas chumaceiras em regime contínuo, Tabela 4.21. Na Figura 4.16 apresentam-se os diagramas de corpo livre que permitem obter as equações de momento fletor instaladas no tubo, note-se que este foi dividido em três troços. O primeiro e o último correspondem às zonas em que não contactam com a tela e são por isso de igual comprimento, enquanto que o segundo troço corresponde à região do tubo que contacta com a tela. Na Tabela 4.25 apresentam-se os valores das variáveis apresentadas na Figura 4.16. O valor de Q_1 [N/mm] foi obtido duplicando a força atuante em cada rolamento e dividindo o valor obtido pela largura da tela em milímetros.

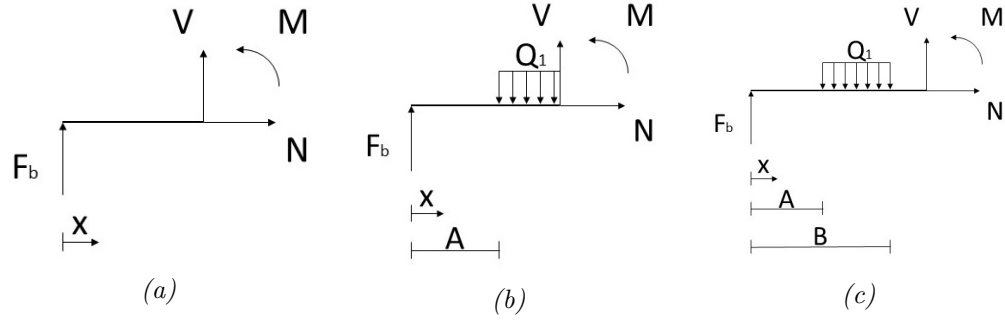


Figura 4.16: Diagramas de corpo livre do tubo (a) Troço 1 (b) Troço 2 (c) Troço 3.

Tabela 4.25: Variáveis usadas no cálculo dos diagramas de momento fletor do tubo.

Variável	Unidade	Valor
Comprimento total, x	[mm]	[0 - 984]
Carga distribuída, Q_1	[N/mm]	1.71
Comprimento, A	[mm]	42
Comprimento, B	[mm]	942

Nas equações (4.38a), (4.38b) e (4.38c) encontram-se respetivamente as expressões de momento fletor que são válidas no troço 1, 2 e 3 do tubo. Para o momento torsor, foi considerado que este é constante ao longo de todo o tubo e igual ao binário motor em regime contínuo, T_{mc} [N.mm]. Na Figura 4.17 encontra-se a representação gráfica destas equações sob a forma de diagrama de momento fletor, onde se observa a distribuição parabólica na região central do rolo, não sendo evidente a distribuição linear nas extremidades do diagrama. Tal como esperado, o diagrama é simétrico e o máximo ocorre no centro a meio do comprimento do tubo. Apresenta-se também o diagrama de momento torsor, que é constante. Nota-se que o momento fletor máximo, $2.05 \cdot 10^5$ [N.m], é uma ordem de grandeza superior ao momento torsor máximo, $1.98 \cdot 10^4$ [N.m], sendo por isso o termo principal no dimensionamento à fadiga.

$$M_{f_1}(x) = F_{r_b} \cdot x \quad (4.38a)$$

$$M_{f_2}(x) = F_{r_b} \cdot x - Q_1 \cdot \frac{(x - A)^2}{2} \quad (4.38b)$$

$$M_{f_3}(x) = F_{r_b} \cdot x - Q_1 \cdot (B - A) \cdot \left(x - \frac{A + B}{2}\right) \quad (4.38c)$$

4.7. Dimensionamento dos rolos

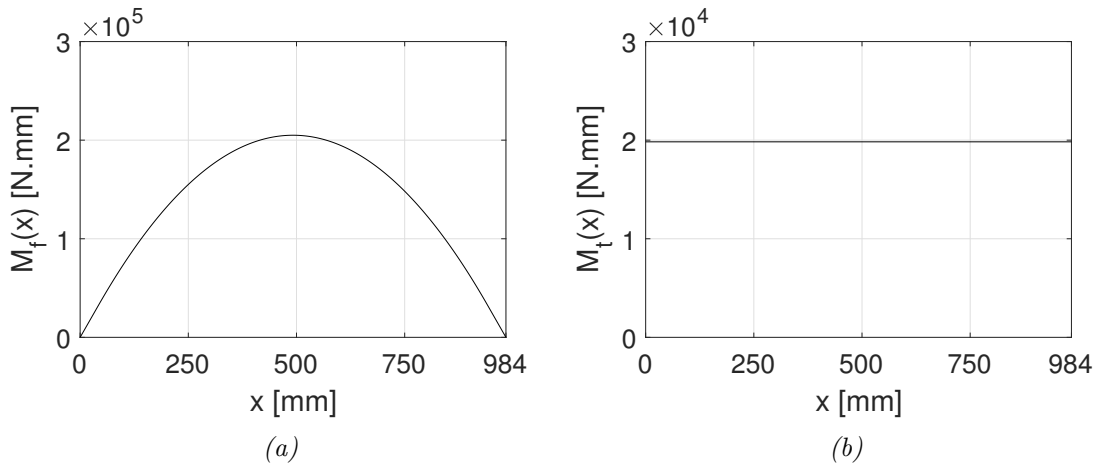


Figura 4.17: Diagramas de esforços do tubo do rolo mandante (a) Momento fletor (b) Momento torsor.

A análise aplicada ao veio é semelhante à aplicada ao tubo, no entanto este não se encontra sujeito a uma carga distribuída na sua região central que se estende quase a todo o seu comprimento, mas sim a duas cargas distribuídas que atuam nas regiões do disco. Na Figura 4.18 apresentam-se os diagramas de corpo livre que permitem obter as equações de momento fletor instaladas no veio, note-se que este foi dividido em cinco troços. Os troços 1 e 5 correspondem às zonas entre as chumaceiras e os discos, os troços 2 e 4 correspondem às regiões de contacto com os discos e, por fim, o troço 3 é a região entre os dois discos. Na Tabela 4.26 apresentam-se os valores das variáveis apresentadas na Figura 4.18. O valor de Q_2 [N/mm] foi obtido dividindo a força atuante em cada rolamento pelo comprimento do disco em milímetros.

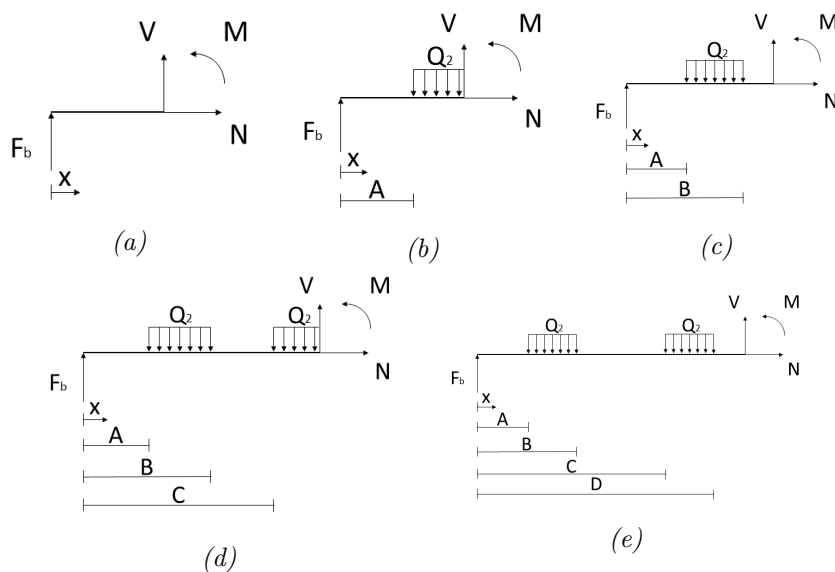


Figura 4.18: Diagramas de corpo livre do veio (a) Troço 1 (b) Troço 2 (c) Troço 3 (d) Troço 4 (e) Troço 5.

Tabela 4.26: Variáveis usadas no cálculo dos diagramas de momento fletor do veio.

Variável	Unidade	Valor
Comprimento total, x	[mm]	[0 - 1027]
Carga distribuída, Q_2	[N/mm]	51.18
Comprimento, A	[mm]	21.5
Comprimento, B	[mm]	36.5
Comprimento, C	[mm]	990.5
Comprimento, D	[mm]	1005.5
Comprimento, E	[mm]	1027

Nas equações (4.39a), (4.39b), (4.39c), (4.39d) e (4.39e) encontram-se respetivamente as equações de momento fletor que são válidas no troço 1, 2, 3, 4 e 5 do veio.

$$M_{f_1}(x) = F_{r_b} \cdot x \quad (4.39a)$$

$$M_{f_2}(x) = F_{r_b} \cdot x - Q_2 \cdot \frac{(x - A)^2}{2} \quad (4.39b)$$

$$M_{f_3}(x) = F_{r_b} \cdot x - Q_2 \cdot (B - A) \cdot \left(x - \frac{A + B}{2}\right) \quad (4.39c)$$

$$M_{f_4}(x) = F_{r_b} \cdot x - Q_2 \cdot (B - A) \cdot \left(x - \frac{A + B}{2}\right) - Q_2 \cdot \frac{(x - C)^2}{2} \quad (4.39d)$$

$$M_{f_5}(x) = F_{r_b} \cdot x - Q_2 \cdot (B - A) \cdot \left(x - \frac{A + B}{2}\right) - Q_2 \cdot (D - C) \cdot \left(x - \frac{C + D}{2}\right) \quad (4.39e)$$

O veio está sujeito ao binário fornecido pelo motorreductor numa extremidade e com binário nulo na extremidade oposta que se encontra apoiado na chumaceira. O binário que este recebe é transmitido de igual modo para o tubo através dos dois discos, assim, admite-se que o veio está sujeito ao momento torsor máximo entre o motorreductor e o primeiro disco, T_{m_c} , ao longo do largura do primeiro disco o momento torsor decresce linearmente, sendo que no fim do primeiro disco é metade do valor inicial. Entre os dois disco o momento torsor mantém-se constante e decresce linearmente até zero ao longo do contacto com o segundo disco.

Nas Figuras 4.19a e 4.19b encontram-se respetivamente os diagramas de momento fletor e de momento torsor instalados no veio do rolo mandante. O diagrama de momento fletor é simétrico e toma o valor máximo entre os discos. Nesta região o diagrama é constante pois o carregamento a que o veio se encontra sujeito é semelhante a um carregamento de flexão a quatro pontos. Comparando os valores obtidos com os obtidos para o tubo, nota-se que, embora o momento fletor máximo, $2.23 \cdot 10^4$ [N.m], seja superior ao momento torsor máximo, $1.98 \cdot 10^4$ [N.m], estes são agora da mesma ordem de grandeza.

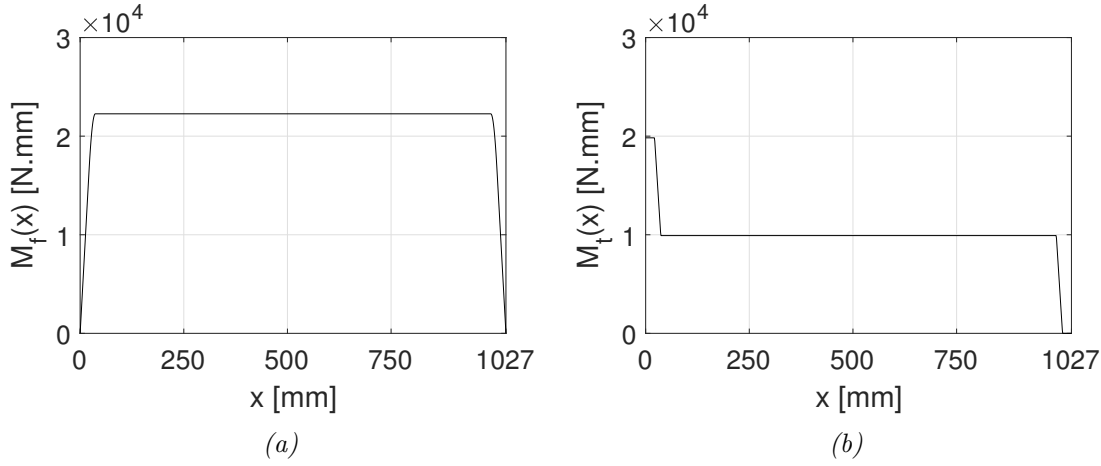


Figura 4.19: Diagramas de esforços do veio do rolo mandante (a) Momento fletor (b) Momento torsor.

4.7.4 Dimensionamento à fadiga

Para validar o comportamento do veio e do tubo à fadiga utiliza-se o critério da tensão estática equivalente. Este critério separa as tensões devido a um carregamento em duas componentes, a tensão alternada σ_a [MPa] e a tensão estática σ_m [MPa]. Posteriormente, através da reta de Soderberg obtém-se a tensão estática equivalente σ_{est}^{eq} [MPa] a que o material está sujeito. A tensão estática equivalente é dada pela equação (4.40), onde σ_{ced} [MPa] representa a tensão de cedência do material, σ_{f0}^c [MPa] representa a tensão limite de fadiga corrigida e K_f é o fator de concentração de tensões. Note-se que devido à ausência de esforços axiais nos rolos do transportador, σ_m é nulo para o tubo e para o veio [34].

A tensão limite de fadiga corrigida é dada pela equação (4.41), onde σ_{f0} [MPa] representa a tensão de fadiga do material, que no caso do aço é aproximadamente metade da tensão de rutura para aços quando esta é inferior a 1400 [MPa]. O coeficiente C_1 , contabiliza o tipo de esforço em estudo, que no caso em estudo, flexão, $C_1 = 1$. O coeficiente C_2 contabiliza o efeito do diâmetro do veio em estudo, sendo que este pode ser obtido através do gráfico da Figura 4.20a. Por fim, o coeficiente C_3 contabiliza o efeito do acabamento superficial derivado do processo de fabrico do veio, sendo que este coeficiente pode ser obtido para diferentes processos de fabrico através do gráfico da Figura 4.20b [34].

$$\sigma_{est}^{eq} = \sigma_m + \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{f0}^c} \cdot K_f \cdot \sigma_a \quad (4.40)$$

$$\sigma_{f0}^c = \sigma_{f0} \cdot C_1 \cdot C_2 \cdot C_3 \quad (4.41)$$

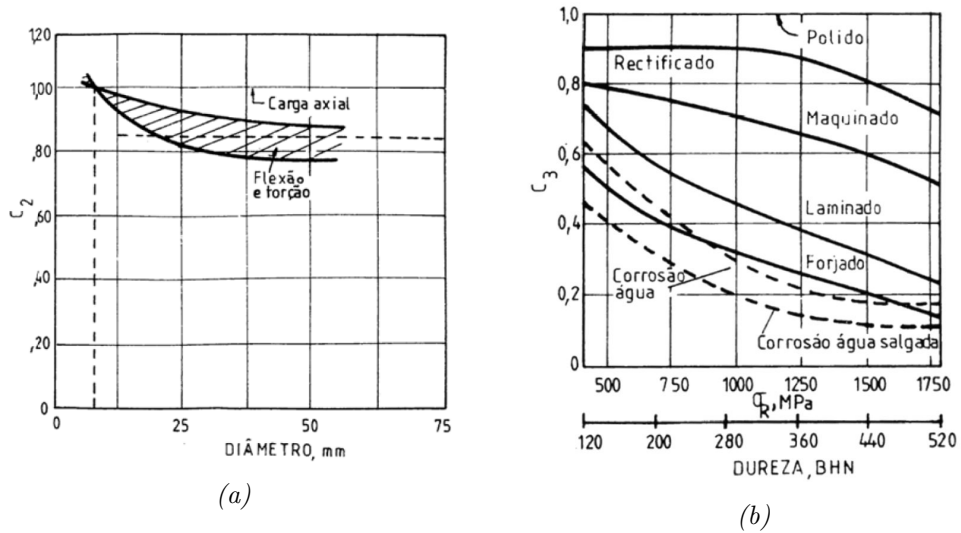


Figura 4.20: Coeficientes usados no cálculo de σ_{f0}^c (a) C_2 - Efeito do tamanho (b) C_3 - Efeito do acabamento superficial [34].

Os fatores de concentrações de tensões são aplicados para contabilizar aumentos locais do estado de tensão instalado na peça devido a entalhes tais como escatéis para chavetas, variações de secção devido a escalonamentos e rasgos para alojar anéis elásticos. Destes os relevantes para o caso em estudo são os escatéis presentes no veio para alojar as chavetas que transmitem binário para os discos e os rasgos para alojar os anéis elásticos que impedem os discos de se deslocarem ao longo do eixo do veio. Os escalonamentos como se encontram colocados na região dos apoios não se tornam relevantes pois aí o estado de tensão é praticamente nulo. Uma vez que no caso do veio, os dois entalhes se encontram próximos, o valor do fator de concentração de tensões deve contabilizar o efeito combinado dos dois. Determinar o efeito combinado dos dois efeitos é extremamente complexo, pois depende não só da geometria do escatél mas também da distancia a que este se encontra do rasgo do anel elástico. Assim, o fator de concentração de tensões a considerar é dado pela equação (4.42), onde K_{fc} é o fator de concentração de tensões do escatél e $K_{F_{ae}}$ é o fator de concentração de tensões do anel elástico, sendo este o valor máximo que o fator de concentraçõa de tensões combinado pode tomar [35].

$$K_f = K_{fc} + K_{f_{ae}} \quad (4.42)$$

O valor de K_{fc} é dado pela tabela representada na Figura 4.21. Neste caso utilizam-se chavetas de tipo A, pois a maquinação do escatél é mais simples, o material do veio encontra-se no estado recozido e o esforço presente é de flexão, logo $K_{fc} = 1.6$.

4.7. Dimensionamento dos rolos

Steel	Profiled keyway		Sled-runner keyway	
	Bending	Torsion	Bending	Torsion
Annealed (less than 200 Bhn)	1.6	1.3	1.3	1.3
Quenched and drawn (over 200 Bhn)	2.0	1.6	1.6	1.6

Note: Nominal stresses should be based on the section modulus for the total shaft section.

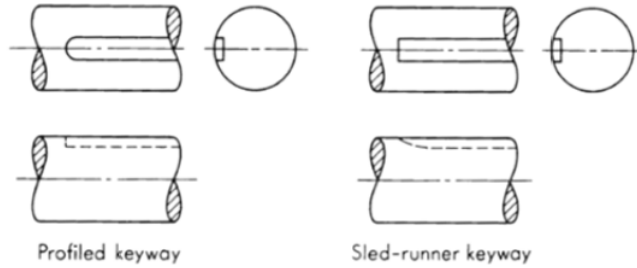


Figura 4.21: Fator de concentração de tensões para escatéis [34].

O fator de concentração de tensões para o rasgo do anel elástico, K_{fae} é obtido através dos gráficos da Figura 4.22. Em primeiro lugar obtém-se o fator de concentração de tensões teórico para o rasgo do anel elástico K_{tae} através do gráfico da Figura 4.22a, tendo em conta a geometria do mesmo. Depois, através do gráfico da Figura 4.22b faz-se a conversão de K_{tae} em K_{fae} . Esta conversão contabiliza o efeito da ductilidade do material na concentração de tensões e diminui o valor de K_{tae} uma vez que o material do veio é dúctil [34].

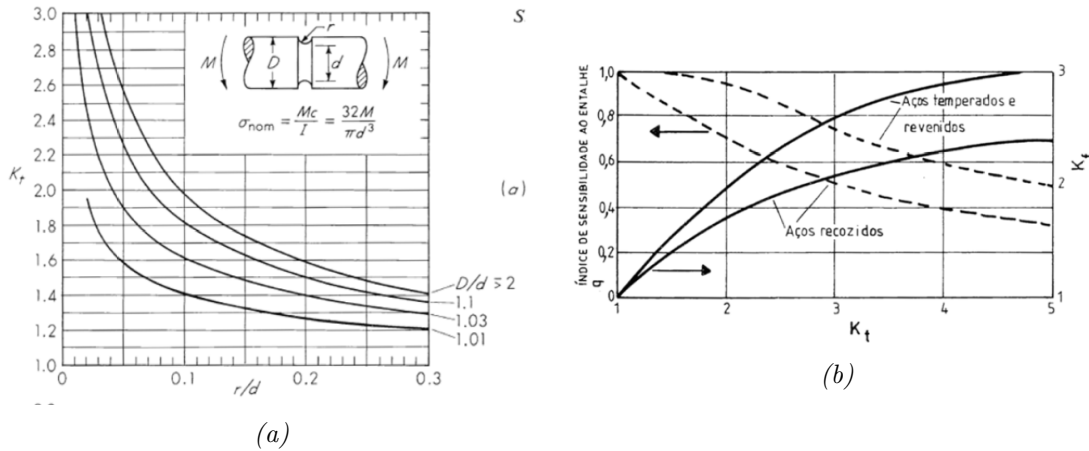


Figura 4.22: (a) Fator de concentração de tensões teórico do rasgo do anel elástico, K_{tae} (b) Conversão de K_t em K_f [34].

A tensão alternada, σ_a [MPa], é calculada através da equação (4.43), onde M_f [N.mm] é o momento fletor instalado na peça na secção de interesse, ϕ [mm] é o diâmetro dessa região, pois é na superfície que ocorrem as maiores tensões de compressão e tração em peças a trabalhar à flexão e I_x [mm⁴] é o momento de inércia de segunda ordem da secção reta. O momento de inércia do veio é dado pela equação (4.44a) e o momento de inércia do tubo é dado pela equação (4.44b). Nestas equações, os diâmetros devem ser introduzidos em milímetros [34].

$$\sigma_a = M_f \cdot \frac{\phi}{2 \cdot I_x} \quad (4.43)$$

$$I_{x_{rv}} = \pi \cdot \frac{\phi_{rv}^4}{64} \quad (4.44a)$$

$$I_{x_{rt}} = \pi \cdot \frac{\phi_{rt}^e{}^4 - \phi_{rt}^i{}^4}{64} \quad (4.44b)$$

As tensões instaladas nas peças devido ao momento torsor são constantes. Assim, a tensão estática equivalente é dada pela equação (4.45), onde a tensão de corte alternada, τ_a [MPa], é nula [34].

$$\tau_{est}^{eq} = \tau_m + \frac{\tau_{ced}}{\tau_{f0}^c} \cdot K_f \cdot \tau_a \quad (4.45)$$

O cálculo da tensão de corte estática, τ_m , é feito através da equação (4.46), onde I_p [mm⁴] representa o momento polar de inércia da secção reta. Como ambas os elementos em estudo são peças de revolução, o momento polar de inércia da secção reta, I_p [mm⁴] é o dobro do momento de inércia de segunda ordem I_x [mm⁴] [34].

$$\tau_m = M_t \cdot \frac{\phi}{2} \cdot I_p \quad (4.46)$$

Depois do cálculo de ambas as tensões estáticas equivalentes, calcula-se a tensão equivalente de Tresca através da equação (4.47), valor que depois é comparado com a tensão de cedência do material do elemento em estudo.

$$\sigma_{eqT} = \sqrt{\sigma_{est}^{eq2} + 3 \cdot \tau_{est}^{eq2}} \quad (4.47)$$

Na Tabela 4.27 apresentam-se os valores dos fatores de correção da tensão limite de fadiga utilizados no dimensionamento do tubo.

Tabela 4.27: Fatores de correção da tensão limite de fadiga utilizados no dimensionamento do tubo.

Variável	Unidade	Valor
Coefficiente de efeito do tipo de carregamento, C_1	[-]	1
Coefficiente de efeito da dimensão, C_2	[-]	0.8
Coefficiente de efeito de acabamento superficial, C_3	[-]	0.8

Na Figura 4.23 apresentam-se os diagramas das tensões, normal e de corte, estáticas equivalentes aplicadas no tubo do tolo mandante. Devido à inexistência de fatores de concentração de tensão neste componente a forma dos diagramas permanece inalterada e o s máximos e mínimos verificam-se nos mesmos pontos, sendo que o máximo da tensão normal estática equivalente é 18.41 [MPa] e o máximo da tensão de corte estática equivalente é 0.39 [MPa].

4.7. Dimensionamento dos rolos

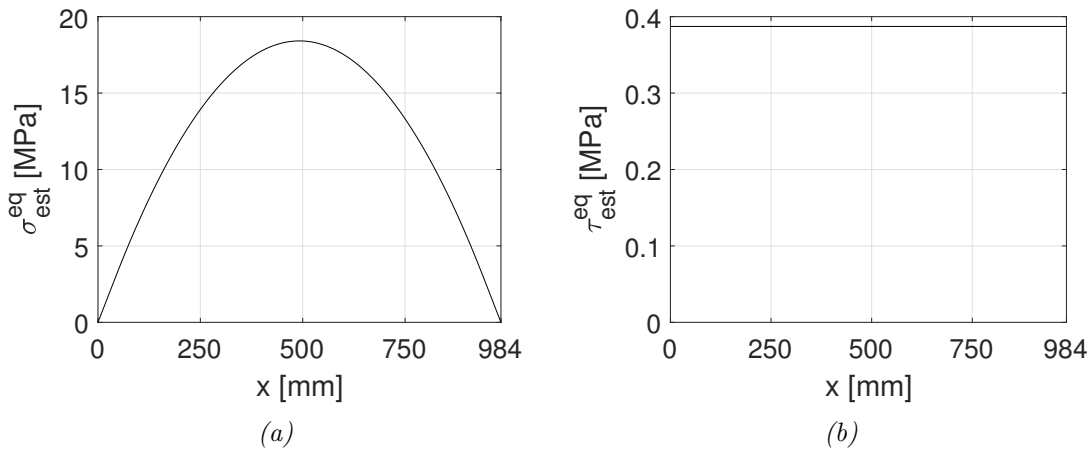


Figura 4.23: Diagramas de tensões do tubo do rolo mandante (a) σ_{est}^{eq} (b) τ_{est}^{eq} .

Na Figura 4.24a apresenta-se a distribuição da tensão equivalente de Tresca obtida para o tubo, cujo máximo ocorre a meio do comprimento do tubo e toma o valor de 18.42 [MPa]. Este diagrama é maioritariamente dominado pela tensão normal estática equivalente, notando-se apenas nas extremidades a influência da tensão de corte estática equivalente, visto que o valor mínimo do diagrama é 0.67 [MPa].

Na Figura 4.24b mostra-se a evolução do coeficiente de segurança obtido para a tensão equivalente de Tresca no tubo. Nota-se que ele é máximo nas extremidades pois aí somente existe a tensão de corte aplicada, sendo mínimo na região central devido à tensão derivada do momento fletor ser máxima. O coeficiente de segurança mínimo verificado no tubo é 18.73, não havendo por isso risco de fadiga neste elemento.

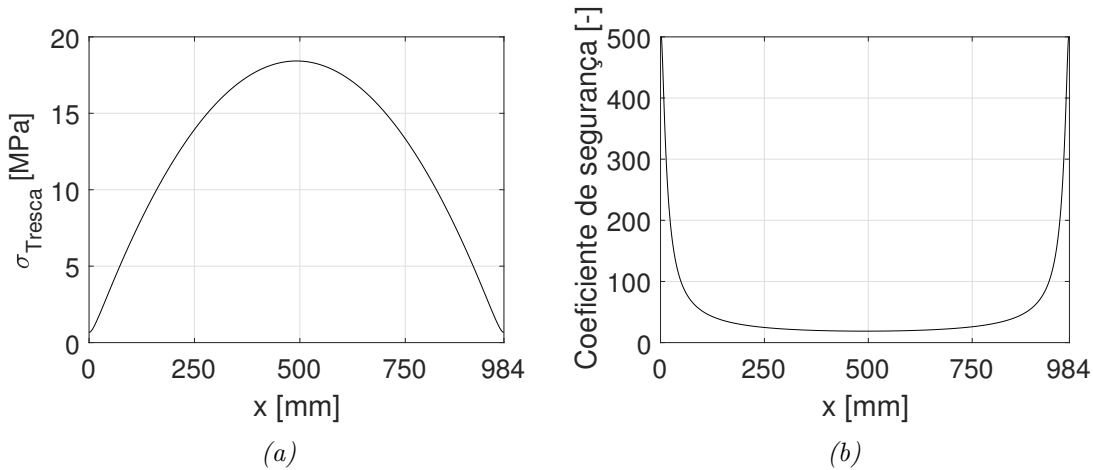


Figura 4.24: (a) Diagrama da tensão equivalente de Tresca do tubo (b) Coeficiente de segurança à fadiga do tubo.

Na Tabela 4.28 apresentam-se as variáveis utilizadas no dimensionamento à fadiga do veio.

Tabela 4.28: Variáveis utilizadas no dimensionamento à fadiga do veio.

Variável	Unidade	Valor
Coefficiente de efeito do tipo de carregamento, C_1	[-]	1
Coefficiente de efeito da dimensão, C_2	[-]	0.8
Coefficiente de efeito de acabamento superficial, C_3	[-]	0.8
Fator de concentração de tensões da chaveta, K_{fc}	[-]	1.6
Fator de concentração de tensões do anel elástico, K_{fae}	[-]	1.3

Na Figura 4.25a apresenta-se o diagrama da tensão normal estática equivalente aplicada no veio do tolo mandante. Devido aos fatores de concentração de tensão dos rasgos dos anéis elásticos e dos escateis para alojar as chavetas neste componente, a tensão normal alternada aumenta consideravelmente e, por isso, verificam-se dois aumentos acentuados na tensão normal estática equivalente perto das extremidades, sendo o seu valor máximo 130.79 [MPa].

Por outro lado, na Figura 4.25b apresenta-se o diagrama da tensão de corte estática equivalente aplicadas no veio do tolo mandante, onde se repara que este permanece com a mesma forma do diagrama de momento torsor pois não existe tensão de corte alternada. O valor máximo da tensão de corte estática equivalente é 9.48 [MPa].

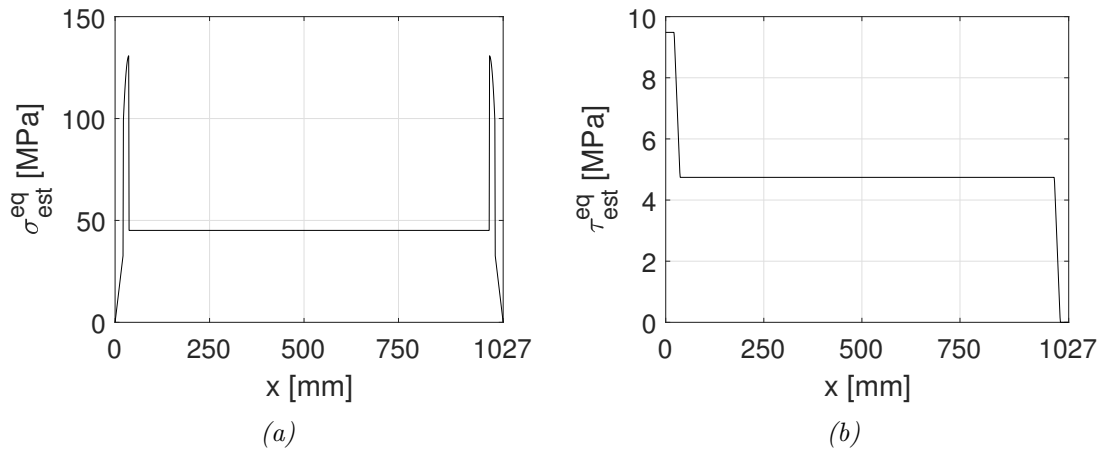


Figura 4.25: Diagramas de tensões do veio do rolo mandante (a) σ_{est}^{eq} (b) τ_{est}^{eq} .

Na Figura 4.26a apresenta-se a distribuição da tensão equivalente de Tresca obtida para o veio, cujo máximo no pico da esquerda devido à maior tensão de corte e toma o valor de 131.06 [MPa].

Na Figura 4.26b mostra-se a evolução do coeficiente de segurança obtido para a tensão equivalente de Tresca no tubo. Nota-se que ele é máximo nas extremidades pois aí somente existe a tensão de corte aplicada, sendo mínimo nas zonas de contacto com os discos devido ao efeito de concentração de tensões. O coeficiente de segurança mínimo verificado no veio é 2.33, não havendo por isso risco de fadiga neste elemento.

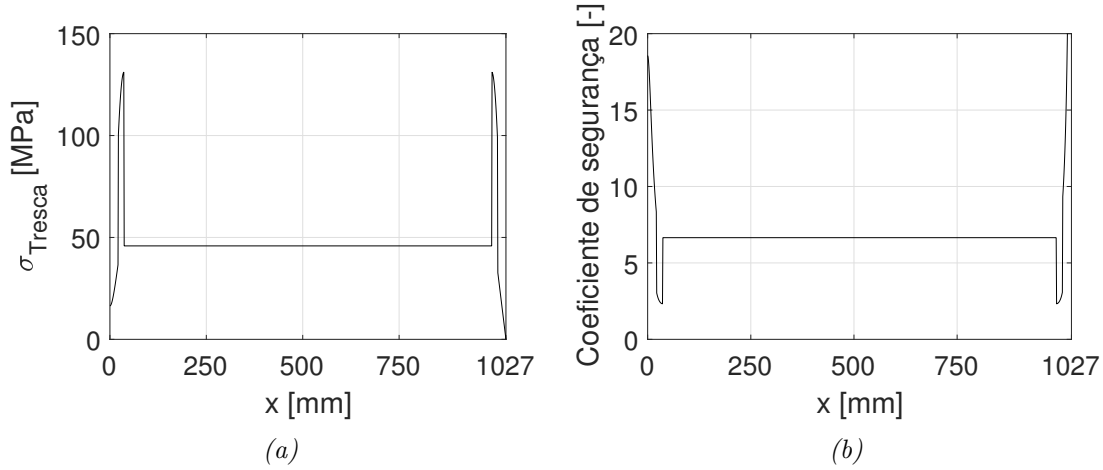


Figura 4.26: (a) Diagrama da tensão equivalente de Tresca do veio (b) Coeficiente de segurança à fadiga do veio.

4.8 Tensionador

Como foi referido, para que haja transmissão de movimento dos rolos para a tela é necessário impor uma pré-carga na tela. A pré carga é feita pelo tensionador, cuja solução construtiva se encontra na Figura 4.27. Este é composto por dois CAB503030 que ficam fixos à estrutura do transportador e suportam a um ERP40, onde se rosca o parafuso sem cabeça para tensionar a tela. Ao rosar o parafuso, este desloca o topo do rolo mandado através do CAB504080 que se encontra aparafusado a uma das placas.

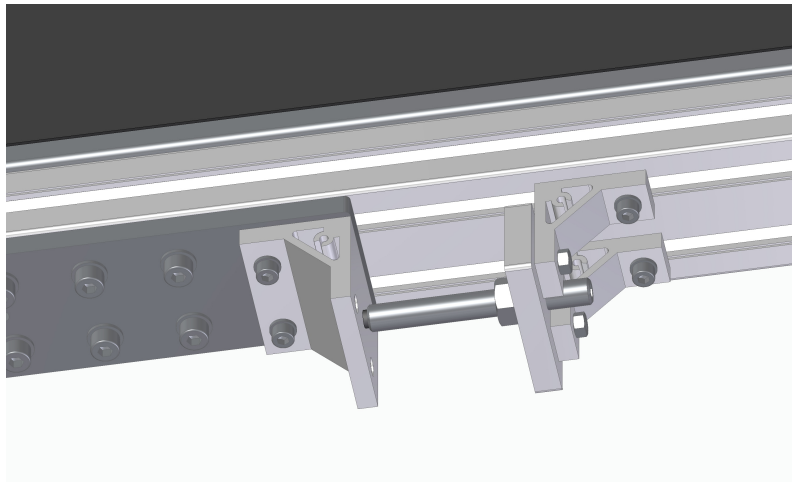


Figura 4.27: Solução construtiva adotada para o tensionador.

Tratando o parafuso como um parafuso de transmissão de potência é possível estimar o binário de aperto que deve ser utilizado no tensionamento da tela para conferir a pré carga desejada, através da equação (4.48), onde T_{Ta} [N.mm] é o binário de tensionamento da tela, F_{PC} [N] é a força de pré carga que deve ser imposta na tela, $\phi_{T_{med}}$ [mm] é diâmetro médio da rosca do parafuso do tensinador, μ_T é o coeficiente de atrito entre o parafuso e o ERP40, β'_T [rad] é o ângulo de rosca medido na direção normal á hélice, γ_T [rad] é o ângulo de hélice da rosca [36].

$$T_{Ta} = \frac{F_{PC}}{2} \cdot \frac{\phi_{T_{med}}}{2} \cdot \frac{\mu_T \cdot \sec \beta'_T + \tan \gamma_T}{1 - \mu_T \cdot \tan \gamma_T \cdot \sec \beta'_T} \quad (4.48)$$

O diâmetro médio da rosca do parafuso do tensinador, $\phi_{T_{med}}$ [mm], é calculado através da equação (4.49), onde $\phi_{T_{max}}$ [mm] e $\phi_{T_{min}}$ [mm] são respetivamente os diâmetros máximo e mínimo da rosca do parafuso [36].

$$\phi_{T_{med}} = \frac{\phi_{T_{max}} + \phi_{T_{min}}}{2} \quad (4.49)$$

O ângulo de rosca medido na direção normal á hélice, β'_T [rad], relaciona-se com o o ângulo dos flancos de rosca medido no plano axial, β_T [rad] através da equação (4.50) [36].

$$\beta'_T = \arctan \tan \beta_T \cdot \cos \gamma_T \quad (4.50)$$

Por fim, o ângulo de hélice da rosca, γ_T [rad] é calculado através da equação (4.51) que deriva da planificação da hélice do parafuso, onde P_T [mm] é o passo da rosca do parafuso [36].

$$\gamma_T = \frac{P}{\pi \cdot \phi_{T_{med}}} \quad (4.51)$$

Sistema de controlo

Neste capítulo será feita a escolha do variador de frequência que é capaz de alimentar o motor escolhido, assim como dos acessórios que serão utilizados para fazer o controlo do sistema.

5.1 Seleção do variador de frequência

O variador de frequência deve possuir potência e corrente nominais iguais ou superiores às do motor escolhido. Isto é feito para que o variador de frequência seja capaz de garantir a alimentação contínua de corrente ao motor. Adicionalmente, deve-se garantir que a corrente máxima, corrente de arranque, que o motor exige ao variador não é superior a 1.5 vezes a corrente nominal do variador, uma vez que os variadores utilizados possuem um fator de sobrecarga de 150% durante sessenta segundos [37].

Como o transportador em desenvolvimento não é para ser utilizado em ambientes sujos ou com humidade elevada, o variador pode ser com proteção IP20. Por fim, visto que este transportador é para ser utilizado como demonstração, opta-se por um variador de alimentação monofásica com saída trifásica [37].

A corrente de arranque requerida pela aplicação, I_{ap} [A] pode ser estimada pela equação (5.1) onde T_{ma} [N.m] é o binário motor de arranque, T_{mr} [N.m] é binário de arranque do motoredutor e I_{am} [A] é a corrente de arranque do motor.

$$I_{ap} = \frac{T_{ma}}{T_{mr}} \cdot I_{am} \quad (5.1)$$

Na Tabela 5.1 apresentam-se os valores das variáveis utilizadas para a escolha do variador de frequência assim como as características mais relevantes do variador escolhido ODE-3-120043-1. Analisando a Tabela 5.1 conclui-se que a corrente máxima atingida é inferior à corrente nominal do variador, não havendo por isso problemas de sobrecarga durante o arranque.

Tabela 5.1: Variáveis utilizadas na seleção do ODE-3-120043-1 e caracteriscas [37].

Grandeza	Unidade	Valor
Binário motor de arranque, T_{ma}	[N.m]	21.75
binário de arranque do motoredutor, T_{mr}	[N.m]	71.9
Corrente de arranque do motor, I_{am}	[A]	9.48
Corrente de arranque requerida pela aplicação, I_{ap}	[A]	2.87
Potência do variador, P_v	[W]	750
Corrente nominal do variador, I_{vn}	[A]	4.3

5.2 Diagrama de contactos

O variador de frequência escolhido possui onze terminais de controlo que estão disponíveis para serem integrados num circuito de controlo do mesmo. Na Figura 5.1 apresenta-se a nomenclatura dos terminais de controlo do variador.

4.8. Control Terminal Connections

Default Connections	Control Terminal	Signal	Description
	1	+24Vdc User Output	+24Vdc user output, 100mA. Do not connect an external voltage source to this terminal.
	2	Digital Input 1	Positive logic
	3	Digital Input 2	"Logic 1" input voltage range: 8V ... 30V DC "Logic 0" input voltage range: 0V ... 4V DC
	4	Digital Input 3 / Analog Input 2	Digital: 8 to 30V Analog: 0 to 10V, 0 to 20mA or 4 to 20mA
	5	+10V User Output	+10V, 10mA, 1kΩ minimum
	6	Analog Input 1 / Digital Input 4	Analog: 0 to 10V, 0 to 20mA or 4 to 20mA Digital: 8 to 30V
	7	0V	0 Volt Common, internally connected to terminal 9
	8	Analog Output / Digital Output	Analog: 0 to 10V, 20mA maximum Digital: 0 to 24V
	9	0V	0 Volt Common, internally connected to terminal 7
	10	Relay Common	
	11	Relay NO Contact	Contact 250Vac, 6A / 30Vdc, 5A

Figura 5.1: Nomenclatura dos utilizada para os terminais de controlo do variador [37].

Para o funcionamento do variador, pretende-se que este possua um modo automático no qual o motor está sempre em funcionamento alternando progressivamente o sentido de rotação através de sensores de fim de curso e um modo manual no qual o utilizador pode acionar o motor no sentido direto ou no sentido inverso.

Para sensores de fim de curso, escolheram-se os sensores E3F1-TN11 2M da Omron®. Estes sensores incluem dois elementos independentes, um emissor e um recetor, sendo que os elementos sensores um deles possui um contacto normalmente aberto e o outro possui o contacto normalmente fechado. Os terminais do elemento emissor ficam ligados aos contactos 1 e 11 do variador, uma vez que este elemento fica sempre ativo. Nos terminais 5, 6 e 7 deve-se instalar um potenciômetro para fazer a regulação de velocidade do motor.

Na Figura 5.2 apresenta-se o esquema elétrico utilizado para controlar o variador. Nesta figura, as caixas com números representam o terminal do variador com o mesmo número.

Ligado ao terminal 1 do variador, responsável por fornecer corrente contínua ao circuito de controlo, encontra-se uma botoneira inversora bi-estável responsável por alternar entre os modos de funcionamento automático (ramo esquerdo do diagrama) e manual (ramo direito do diagrama).

No modo manual, existe uma botoneira bi-estável que é responsável por enviar sinal para o terminal 2 e aciona o motor no sentido direto. A segunda botoneira bi-estável, alimenta o terminal 3 do variador que, quando combinada com a alimentação ao terminal 2, provoca a inversão do sentido de rotação do motor.

No modo automático, alimenta-se constantemente o terminal 2 do variador e aciona-se o sistema no sentido direto. Quando o objeto transportado chega ao fim do tapete, o contacto do sensor de ótico normalmente aberto permuta levando à alimentação da bobine

5.2. Diagrama de contactos

do relé interno do variador (terminal 4). Consequentemente o contacto associado a este, que liga os terminais 10 e 11, também comuta e assim o relé fica auto-alimentado e alimenta o terminal 3 que é responsável pela inversão de sentido. Quando o produto transportado atinge a outra extremidade do transportador, o contacto do sensor ótico normalmente fechado permuta, desliga-se a auto-alimentação do relé e do terminal 3 e inicia-se o novo ciclo.

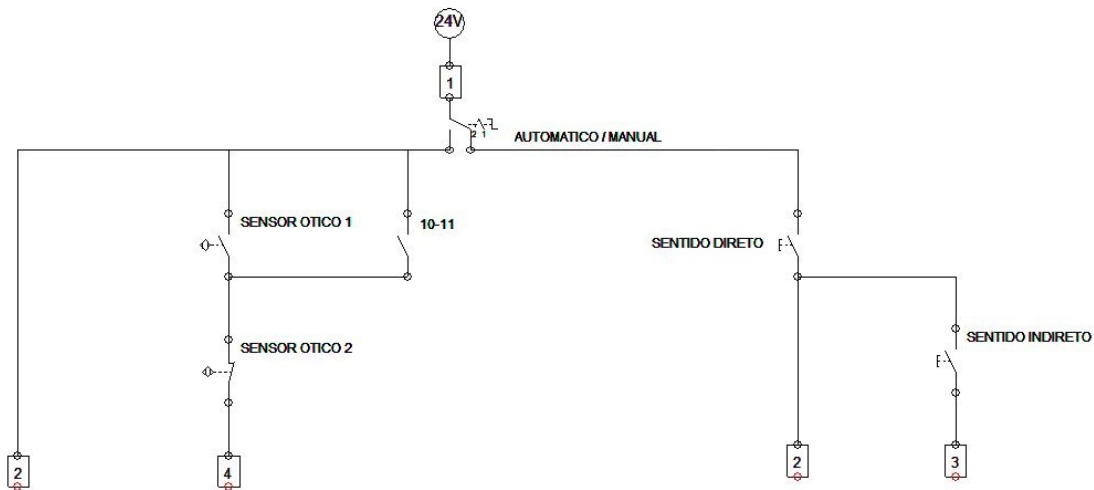


Figura 5.2: Diagrama elétrico do sistema de controlo.

Conclusões e trabalhos futuros

Para esta dissertação foi proposta a realização do projeto de um transportador modular, o que foi conseguido. O protótipo desenvolvido aproveita ao máximo os produtos normalmente comercializados pela empresa, sendo que nos restantes produtos utiliza materiais de empresas de confiança. A solução construtiva, juntamente com a metodologia de cálculo apresentada, permite facilmente adaptar este modelo para desenvolver transportadores de tela capazes de satisfazer as necessidades dos clientes da Reiman.

Como trabalho futuro deveriam ser avaliadas outras soluções construtivas das inicialmente apresentadas, tais como transportadores de rolos com acionamento por correia ou por corrente, uma vez que estes são elementos também disponíveis no inventário da Reiman e implementar uma metodologia de cálculo que permita determinar rapidamente os requisitos da aplicação, para ser utilizada em conjunto com a solução construtiva modular correspondente.

Referências

- [1] *Reiman*. <http://www.reiman.pt/>. Acedido em: maio 2018.
- [2] Maria Cândida Proença. *Nova activa multimédia, enciclopédia de consulta, História Universal*. Lexicultural, 2004.
- [3] *The history of conveyors*. <http://www.phcfirst.com/words-in-motion/2014/6/30/the-history-of-conveyors>. Acedido em: fevereiro 2018.
- [4] *History of Conveyors*. <http://wolverhamptonhandling.co.uk/history-of-conveyors/>. Acedido em: fevereiro 2018. Nov. de 2015.
- [5] *Material Handling in a Conveyor World*. <https://www.bastiansolutions.com/blog/index.php/2014/02/13/choosing-the-right-conveyors-for-your-system/>. Acedido em: fevereiro 2018. Nov. de 2015.
- [6] *Catálogo geral de motores elétricos*. Reiman. Jan. de 2014.
- [7] *Technical fundamentals of conveyor rollers*. Interroll. Jul. de 2013.
- [8] Peter R.N. Childs. “Chapter 12 - Belt and Chain Drives”. Em: *Mechanical Design Engineering Handbook*. Ed. por Peter R.N. Childs. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2014, pp. 459–512. ISBN: 978-0-08-097759-1.
- [9] *American Standard Roller Chain*. <http://sprocketsnz.co.nz/>. Acedido em: fevereiro 2018. Nov. de 2015.
- [10] *STB materials handling conveyor*. <http://sfb-foerdertechnik.de/en/conveyor-solutions-products/roller-conveyor/>. Acedido em: fevereiro 2018.
- [11] *WTT materials handling conveyor*. https://www.wtt-foerdertechnik.de/produkte_en/conveyor-components-for-containers-and-boxes-motorized-roller-conveyors.php. Acedido em: fevereiro 2018.
- [12] *Types of roller conveyors*. <http://http://elcom-automation.com/conveyors/roller-conveyors>. Acedido em: maio 2018.
- [13] *Hutchinson Belt Drive Systems*. https://www.wtt-foerdertechnik.de/produkte_en/conveyor-components-for-containers-and-boxes-motorized-roller-conveyors.php. Acedido em: fevereiro 2018.
- [14] *Conveyors Direct Online*. <http://www.conveyorsdirect.co.uk/belt-conveyors-CD120.html>. Acedido em: fevereiro 2018.
- [15] *Belt tensioning methods for small package conveyors*. <https://www.dornerconveyors.com/resources/whitepaper/belt-tensioning-methods-for-small-package-conveyors>. Acedido em: fevereiro 2018.
- [16] *Continuous mechanical handling equipment - Belt conveyors with carrying idlers - Calculation of operating power and tensile forces*. Standard. Geneva, CH: International Organization for Standardization, 1989.

Referências

- [17] *Hot rolled products of structural steels*. Standard. Geneva, CH: British Standard Institution, ago. de 2006.
- [18] *Manual técnico de Tubos*. Chagas Armazéns de Ferro máquinas e ferramentas.
- [19] *Catálogo de aços de construção ao Carbono*. Ramada Aços.
- [20] *Eurotransis Rollers Catalogue*. Europea de trasportadores y sistemas S.L. Jan. de 2015.
- [21] *Chiorino*. <https://www.chiorino.com/pt/index.php>. Acedido em: abril 2018.
- [22] *Manual técnico de Chapas*. Chagas Armazéns de Ferro máquinas e ferramentas.
- [23] *Manual técnico da Wolweiss*. Wolweiss.
- [24] Robert L Mott. *Applied strength of materials*. CRC Press, 2007.
- [25] *American Roller Bearing Company*. <https://www.amroll.com/friction-frequency-factors.html>. Acedido em: abril 2018.
- [26] *Fabric Conveyor Belts Engineering Guide*. Habasit–Solutions in motion.
- [27] E Russell Johnston, Ferdinand Beer e Elliot Eisenberg. *Vector mechanics for engineers: statics and dynamics*. McGraw-Hill, 2009.
- [28] *Worm gearboxes catalogue*. siti riduttori.
- [29] *Eurocode 9: Design of aluminium structures - Part 1-1: General structural rules*. Standard. Geneva, CH: European Committee for Standardization, 2007.
- [30] *Elesa*. <https://www.elesa-ganter.com/products>. Acedido em: julho 2018.
- [31] *Pillow blocks catalogue FSB*. Chiaravalli Group.
- [32] José Manuel de Simões Morais. *Desenho Técnico Básico 3*. Porto Editora, 2012.
- [33] Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro. *Tensões em Peças Cilíndricas*. 2016.
- [34] Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro. *Dimensionamento à fadiga*. 2014.
- [35] Walter D Pilkey e Deborah F Pilkey. *Peterson's stress concentration factors*. John Wiley & Sons, 2008.
- [36] Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro. *Parafusos de Transmissão de Potência e de Ligação*. 2014.
- [37] *Optidrive E3 AC Variable Speed Drive*. Invertek Drives.

Apêndice A

Fichas técnicas

CONVEYOR AND PROCESS BELTS

TECHNICAL DATA SHEET

CODE NA-868
TYPE
1M12 U0-U3 HP PN N S

COMPOSITION

Conveying surface	Material	Polyurethane (TPU) - HP® system	
	Thickness	0.30 mm	0.012 in.
	Surface pattern	PN	
	Colour	Black	
	Coefficient of friction	HF	
Textile carcass	Material	Polyester (PET) - HP® system	
	Plies no.	1	
	Weft type	Rigid	
Driving surface	Material	Fabric w/polyurethane (TPU) impregn.-HP® system	
	Thickness	--- mm	--- in.
	Surface pattern	LdB fabric	
	Colour	White	

TECHNICAL SPECIFICATIONS

Total thickness	1.50 mm	0.06 in.
Weight	1.60 kg/m²	0.33 lbs./sq.ft
Elongation at 1%	8 N/mm	46.0 lbs./in.
Max. admissible pull	12 N/mm	68.5 lbs./in.
Temperature resistance ⁽¹⁾	min.	-30 °C
	max.	110 °C

⁽¹⁾ Use of the belt with limit values may reduce its life.

Minimum radius / diameter ⁽²⁾

■ Knife edge minimum radius	6 mm	0,24 in.
■ Bending roller min. diameter	12 mm	0.47 in.
■ Counter-bending roller min. diameter	30 mm	1.18 in.

⁽²⁾ The above mentioned values depend on the type of CHIORINO joint recommended.

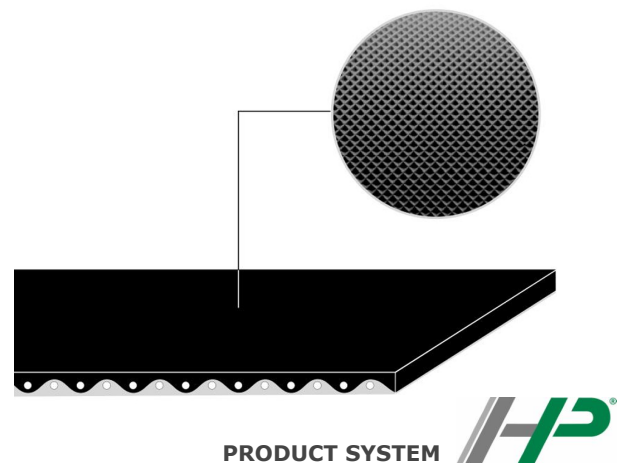
Coefficient of friction on driving surface

■ Raw steel sheet	0.20 [-]
■ Laminated plastic/wood	0.25 [-]
■ Steel roller	0.20 [-]
■ Rubberized roller	0.30 [-]

Max. production width	2000 mm	79 in.
-----------------------	---------	--------

SUITABLE FOR

Packaging
Treadmills



PRODUCT SYSTEM



FEATURES

Humidity influence	no
Suitable to metal detector	yes
Permanent antistatic dynamically (UNI EN ISO 21179)	yes
Static conductivity (UNI EN ISO 284)	no
Conveying on skid bed	yes
Conveying on rollers	yes
Conveying on skid bed on top and return	no
Troughed conveying	no
Swan neck conveying	no
Inclined conveying	yes
Accumulators belts	no
Curved conveyor	no
Chemical resistances (see file available on line)	12

COMPLIANCES

REACH Regulation EC 1907/2006 and amendments
Regulation EC 1935/2004 and amendments
Regulation EC 2023/2006 and amendments
Regulation EU 10/2011 and amendments
FDA (Food and Drug Administration)
Flame Retardant UL94HB Horizontal Burning

NOTES

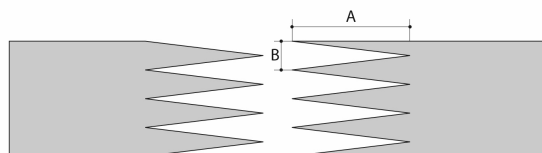
Thanks to the outstanding resistance to abrasion, oils, fats, detergents and to the most aggressive cleaning procedures, the HP product system is specially recommended for applications that require compliance with HACCP (Hazard Analysis and Critical Control Point) and IFS (International Food Standard).

Issue: 24-07-2009

Last Update: 23-06-2016

DISCLAIMER

The information contained in this document describes the features of the CHIORINO product as tested in a laboratory environment at a temperature of +23 degrees °C at 50% relative humidity. It does not necessarily reflect the conditions of industrial use and it does not guarantee the product to be suitable for certain applications. The client remains liable for the proper selection and correct use of the CHIORINO product. CHIORINO cannot be held responsible should damages arise from the use of its products. Necessary alterations to this data can be made without prior notice.

CODE NA-868
TYPE
1M12 U0-U3 HP PN N S
Recommended joining procedure
SINGLE Z


A = 80 mm
B = 10 mm

Other joining methods can be used:

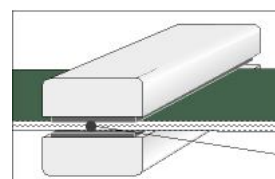
DIAGONAL SINGLE Z
MICRO Z

Check our general catalogue to get further info on CHIORINO joining methods.

• Pressing
Heating press P \ PL \ PLS

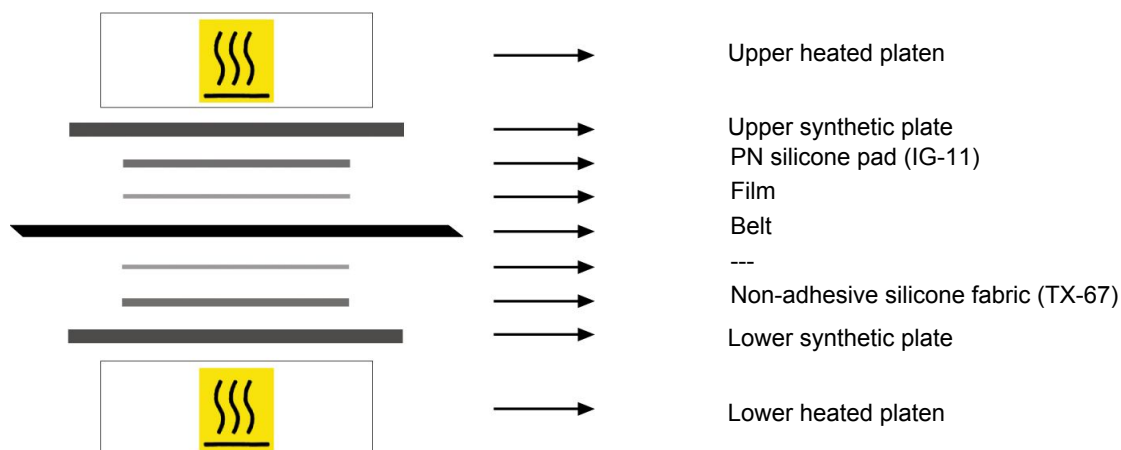
Press settings	
Upper platen temperature	175 °C
Lower platen temperature	155 °C
Temperature gauge setting	175 °C
Curing time in press	3 min.
Pressure	3 bar
Film	TC-435 - Soft black HP PU film
Cement	---

1. Use the KM330 thermometer to check the effective temperature inside the belt. Place the thermometer gauge as shown by the drawing at side.



2. Allow the cooling cycle to be completed before removing the belt from the press.

3. A reliable strength of the joint is ensured, providing that temperatures reached by the press are those indicated in the table at side. A periodical inspection of the thermostats is recommended, to make sure they function correctly.

• Layout of components

• Notes

Issued: 08-09-2005

Last Update: 30-01-2014

DISCLAIMER

The information contained in this document describes the features of the CHIORINO product as tested in a laboratory environment at a temperature of +23 degrees °C at 50% relative humidity. It does not necessarily reflect the conditions of industrial use and it does not guarantee the product to be suitable for certain applications. The client remains liable for the proper selection and correct use of the CHIORINO product. CHIORINO cannot be held responsible should damages arise from the use of its products. Necessary alterations to this data can be made without prior notice.

Optidrive E3 Datasheet

Model: ODE-3-120043-1012

Input Ratings

Supply Voltage	200-240V
Input Phases	1
Supply Current Continuous	7.5 Amps
Supply Fuse or MCB (Type B)	10 Amps

Output Ratings

Motor Output Rating	0.75 kW
Output Voltage	0 – Supply Voltage
Output Current	4.3 Amps

Cable Information

Max Supply Cable Size	8 mm ²
Max Motor Cable Size	8 mm ²
Max motor cable length	100 metres

VFD Factory Build Options

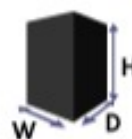
EMC Filter	No Internal EMC Filter
Brake Transistor	No Internal Brake Transistor
Enclosure	IP20

Installation Options & Peripherals

- ▶ Communication Interfaces
- ▶ EMC Filters
- ▶ I/O Options
- ▶ Input Chokes
- ▶ Optistick Smart
- ▶ Output Filters
- ▶ Remote Keypads
- ▶ RJ45 Accessories
- ▶ USB PC Connection Kit



Dimensions



Size	1
Height	173mm
Width	83mm
Depth	123mm
Weight	1Kg
Fixings	4 x M5

E3F1

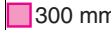
- M18 size Photoelectric sensor with best value at competitive price
- Bright visible red LED enabling easy alignment
- Compact and robust housing for easy integration into machines
- Reliable operation in all industrial environments



Ordering Information

Sensors [Refer to Dimensions on page 5.]

 Red light

Sensor type	Sensing distance	Connection method	Model	
			NPN output	PNP output
Through-beam 	 15 m	pre-wired	E3F1-TN11 2M ^{*1}	E3F1-TP11 2M ^{*1}
		M12 connector	E3F1-TN21 ^{*1}	E3F1-TP21 ^{*1}
Retro-reflective ^{*2} 	 0.1 to 3 m with E39-R1S	pre-wired	E3F1-RN11 2M	E3F1-RP11 2M
		M12 connector	E3F1-RN21	E3F1-RP21
Diffuse-reflective 	 100 mm	pre-wired	E3F1-DN11 2M	E3F1-DP11 2M
		M12 connector	E3F1-DN21	E3F1-DP21
	 300 mm	pre-wired	E3F1-DN12 2M	E3F1-DP12 2M
		M12 connector	E3F1-DN22	E3F1-DP22

^{*1} Includes the emitter and receiver.

^{*2} The Reflector is sold separately.

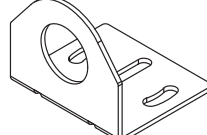
Reflectors [Refer to Dimensions on page 6.]

Reflectors required for Retro-reflective Sensors: A Reflector is not provided with the Sensor. Be sure to order a Reflector separately.

Sensor	Sensing distance	Appearance	Model	Quantity	Remarks
E3F1-R□	0.1 to 3 m		E39-R1S	1	for E3F1-R□

Mounting brackets [Refer to Dimensions on page 6.]

A Mounting Bracket is not enclosed with the Sensor. Order a Mounting Bracket separately if required.

Sensor	Appearance	Model (Material)	Quantity	Remarks
all types		E39-L183 (SUS304)	1	Mounting bracket
		E39-L182 (POM)	1	Flush mounting bracket

Sensor I/O connectors

Models for Connectors: A Connector is not provided with the Sensor. Be sure to order a Connector separately.

Sensor	Size	Cable	Appearance	Cable type	Model
M12 connector types	M12	Standard	Straight 	2 m	XS2F-M12PVC4S2M-EU
				5 m	XS2F-M12PVC4S5M-EU
			Angle 	2 m	XS2F-M12PVC4A2M-EU
				5 m	XS2F-M12PVC4A5M-EU

Specifications

Model	Sensing method		Through-beam	Retro-reflective	Diffuse-reflective	
	NPN output	Pre-wired	E3F1-TN11 2M	E3F1-RN11 2M	E3F1-DN11 2M	E3F1-DN12 2M
		M12 Connector	E3F1-TN21	E3F1-RN21	E3F1-DN21	E3F1-DN22
Item	PNP output	Pre-wired	E3F1-TP11 2M	E3F1-RP11 2M	E3F1-DP11 2M	E3F1-DP12 2M
		M12 Connector	E3F1-TP21	E3F1-RP21	E3F1-DP21	E3F1-DP22
Sensing distance			15 m	0.1 to 3 m (with E39-R1S)	100 mm (white paper: 300 × 300 mm)	300 mm (white paper: 300 × 300 mm)
Spot diameter (typical)			—	—	40 × 45 mm Sensing distance of 100 mm	40 × 50 mm Sensing distance of 300 mm
Directional angle			2° min.	2° min.	—	—
Light source (wavelength)			Red LED (624 nm)			
Power supply voltage			10 to 30 VDC (include voltage ripple of 10%(p-p) max.)			
Current consumption			40 mA max. (Emitter 25 mA max. Receiver 15 mA max.)	25 mA max.		
Control output			NPN/PNP (open collector) Load current: 100 mA max. (Residual voltage: 3 V max.), Load power supply voltage: 30 VDC max.			
Operation mode			Light-ON/Dark-ON selectable by wiring			
Indicator			Operation indicator (orange) Stability indicator (green) Power indicator (green): only Emitter of Through-beam			
Protection circuits			Reversed power supply polarity protection, Output short-circuit protection and Reversed output po- larity protection			
Response time			0.5 ms			
Sensitivity adjustment			One-turn adjuster			
Ambient temperature range			Operating: -25 to 55°C/ Storage: -30 to 70°C (with no icing or condensation)			
Ambient humidity range			Operating: 35 to 85%RH/ Storage: 35 to 95%RH (with no condensation)			
Degree of protection			IEC: IP66			
Weight (packed state/only sensor)	Pre-wired cable (2M)		Approx. 110 g/ Approx. 50 g, respectively	Approx. 60 g/ Approx. 50 g		
	Connector		Approx. 30 g/ Approx. 10 g, respectively	Approx. 20 g/ Approx. 10 g		
Material	Case		ABS			
	Lens and Display		PMMA			
	Adjuster		POM			
	Nut		ABS			
Accessories			Instruction sheet M18 nuts (4 pcs)	Instruction sheet M18 nuts (2 pcs)		

Output circuit diagram

PNP Output

Model	Operation mode	Timing charts	Operation selector	Output circuit
E3F1-TP□ E3F1-RP□ E3F1-DP□	Light-ON	Light incident Light interrupted Operation indicator (orange) ON OFF Output transistor ON OFF Load (e.g., relay) Operate Reset (Between blue and black leads)	Connect the pink wire (Pin(2)) to the brown (Pin(1))	Through-beam Receivers, Retro-reflective Models, Diffuse-reflective Models
	Dark-ON	Light incident Light interrupted Operation indicator (orange) ON OFF Output transistor ON OFF Load (e.g., relay) Operate Reset (Between blue and black leads)	Connect the pink wire (Pin(2)) to the blue (Pin(3)) or open the pink wire (Pin(2))	
	Through-beam Emitter			

NPN Output

Model	Operation mode	Timing charts	Operation selector	Output circuit
E3F1-TN□ E3F1-RN□ E3F1-DN□	Light-ON	Light incident Light interrupted Operation indicator (orange) ON OFF Output transistor ON OFF Load (e.g., relay) Operate Reset (Between brown and black leads)	Connect the pink wire (Pin(2)) to the brown (Pin(1)) or open the pink wire (Pin(2))	Through-beam Receivers, Retro-reflective Models, Diffuse-reflective Models
	Dark-ON	Light incident Light interrupted Operation indicator (orange) ON OFF Output transistor ON OFF Load (e.g., relay) Operate Reset (Between brown and black leads)	Connect the pink wire (Pin(2)) to the blue (Pin(3))	
	Through-beam Emitter			

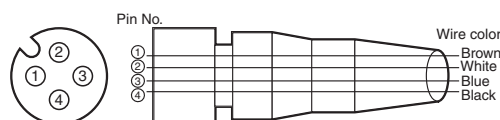
Connector Pin Arrangement

M12 Connector Pin Arrangement



Connectors (Sensor I/O connectors)

M12 4-wire Connectors



Classification	Wire color	Connector pin No.	Application
DC	Brown	①	Power supply (+V)
	White	②	L/on · D/on selectable
	Blue	③	Power supply (0 V)
	Black	④	Output

Nomenclature

Straight

with an adjuster:

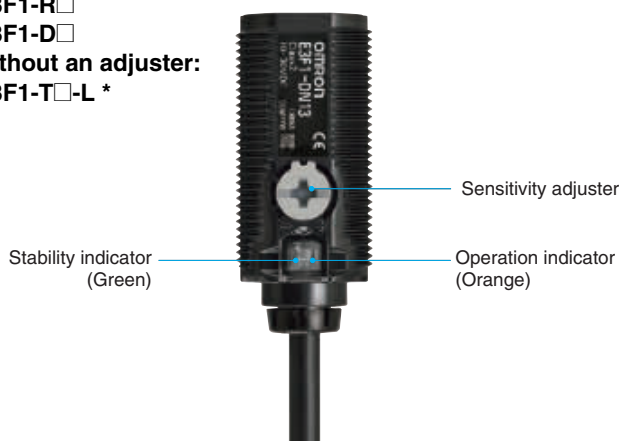
E3F1-T□-D

E3F1-R□

E3F1-D□

without an adjuster:

E3F1-T□-L *



* The Emitter has two Power indicators (Green) instead of the Stability indicator (Green) and the Operation indicator (Orange).

Safety Precautions

Refer to *Warranty and Limitations of Liability*.

⚠ WARNING

This product is not designed or rated for directly or indirectly ensuring safety of persons. Do not use it for such a purpose.



⚠ CAUTION

Never use the product with an AC power supply.

Do not use the product with voltage in excess of the rated voltage.



Do not use the product with incorrect wiring.

Otherwise, explosion, fire, malfunction may result.



Precautions for Safe Use

Be sure to follow the safety precautions below for added safety.

1. Do not use the sensor under the environment with explosive, flammable or corrosive gas.
2. Do not use the sensor under the oil or chemical environment.
3. Do not use the sensor in the water, rain or outdoors.
4. Do not use the sensor in the environment where humidity is high and condensation may occur.
5. Do not use the sensor under the environment under the other conditions in excess of rated.
6. Do not use the sensor in place that is exposed by direct sunlight.
7. Do not use the sensor in place where the sensor may receive direct vibration or shock.
8. Do not use the thinner, alcohol, or other organic solvents.
9. Never disassemble, repair nor tamper with the sensor.
10. Please process it as industrial waste.

Precautions for Correct Use

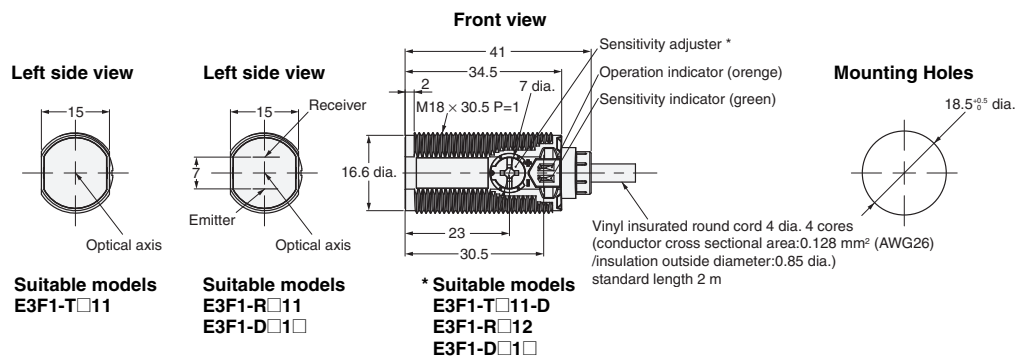
1. Laying Sensor wiring in the same conduit or duct as high-voltage wires or power lines may result in malfunction or damage due to conduit or use shielded cable.
2. Do not pull on the cable with excessive force.
3. If a commercial switching regulator is used, ground the FG (frame ground) terminal.
4. The sensor will be available 100 ms after the power supply is tuned ON. Start to use the sensor 100 ms or more after turning ON the power supply. If the load and the sensor are connected to separate power supplies, be sure to turn ON the sensor first.
5. Output pulses may be generated even when the power supply is OFF. Therefore, it is recommended to first turn OFF the power supply for the load or the load line.
6. The sensor must be mounted using the provided nuts. The proper tightening torque range is between 0.4 and 0.5 N·m.

Dimensions

Sensors

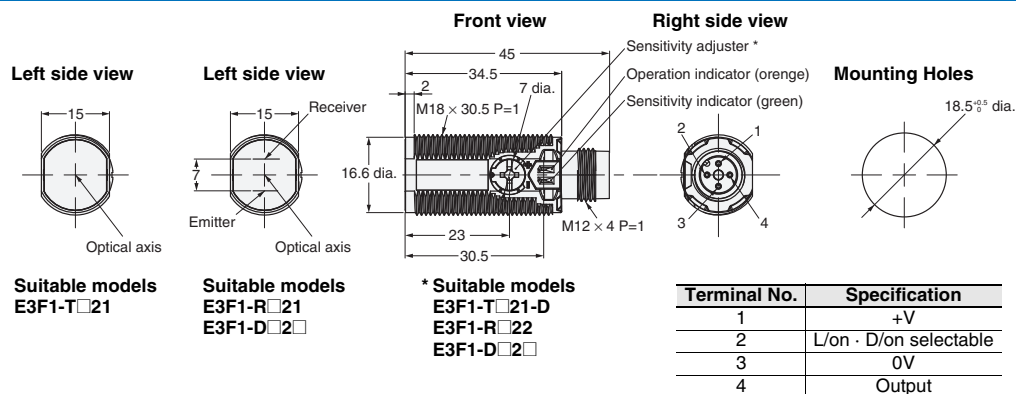
Pre-wired Models

E3F1-T□
E3F1-R□
E3F1-D□

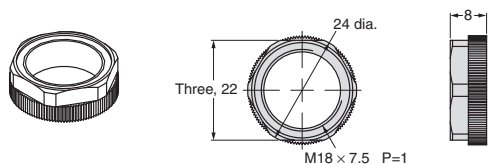


M12 Connector Models

E3F1-T□
E3F1-R□
E3F1-D□



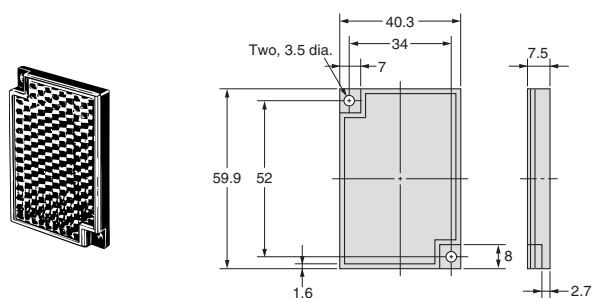
Attached nut



Accessories (Order Separately)

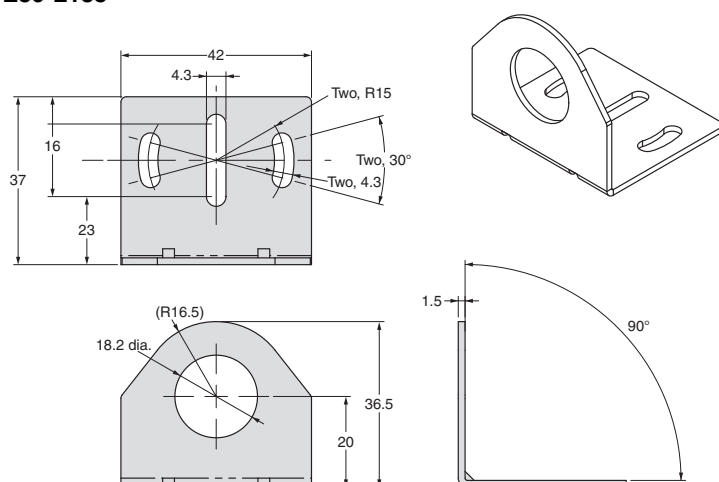
Reflectors

E39-R1S



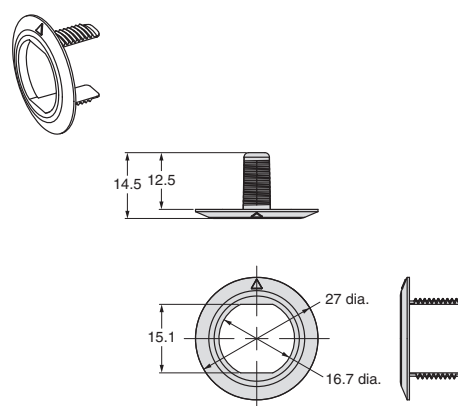
Mounting brackets

E39-L183



Mounting brackets

E39-L182



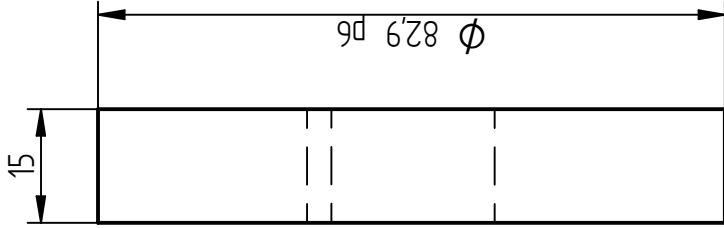
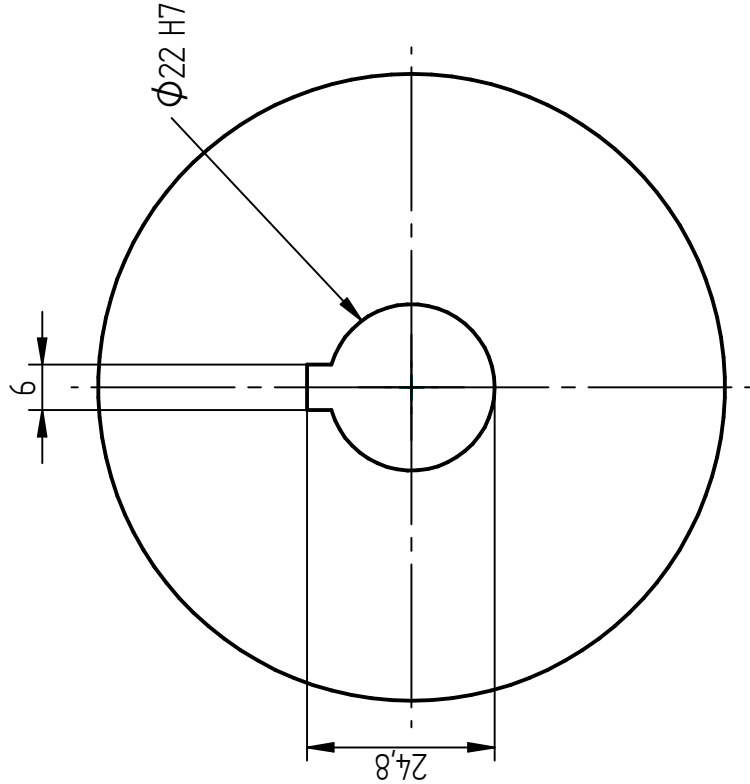
Apêndice A. Fichas técnicas

Apêndice B

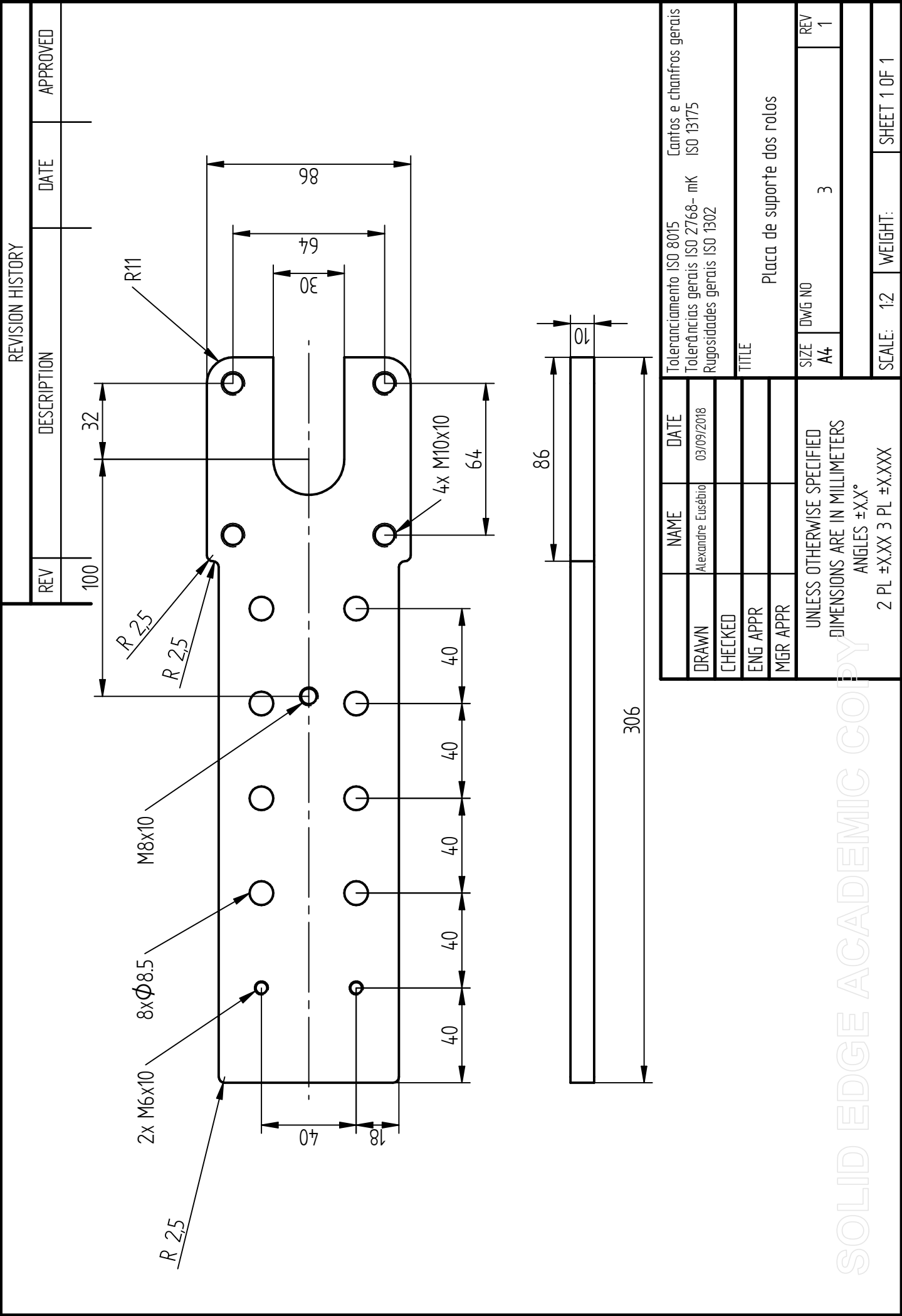
Desenhos técnicos

REVISION HISTORY

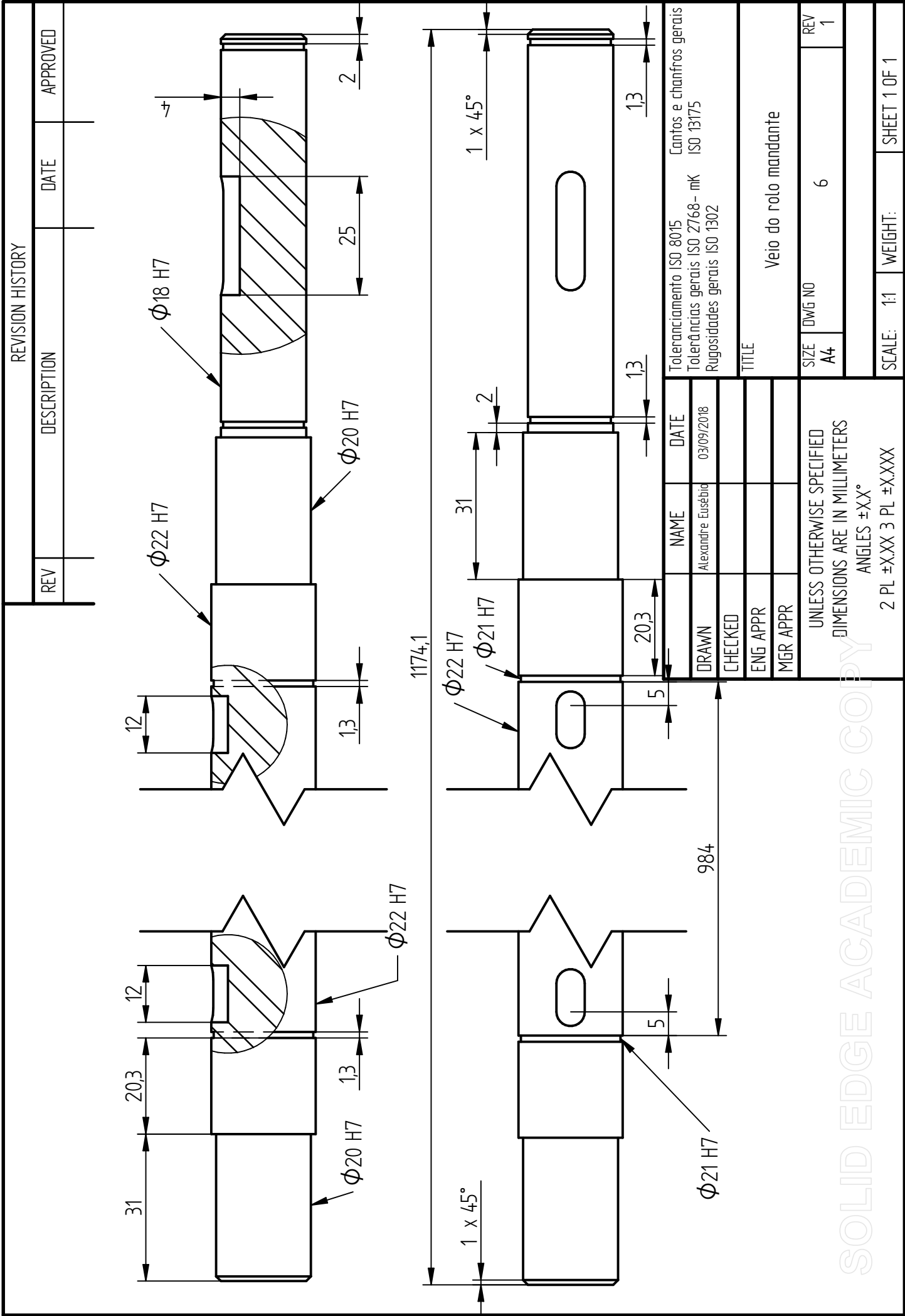
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



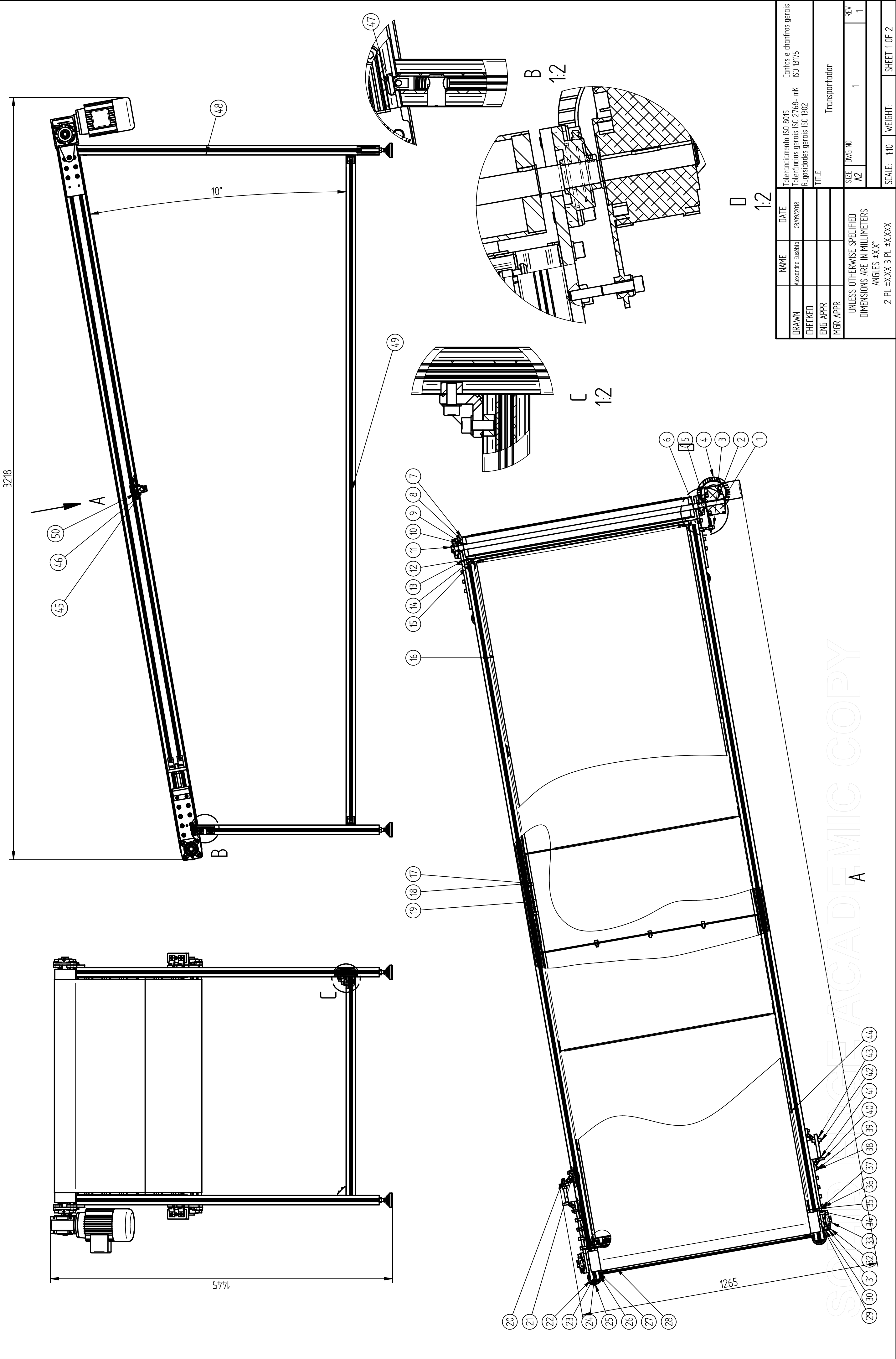
	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015				Cantos e chanfros gerais		
DRAWN	Alexandre Eusébio	03/09/2018	Tolerâncias gerais ISO 2768- mK				ISO 13175		
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302						
ENG APPR			TITLE					Disco dos rolos	
MGR APPR									
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX° 2 PL ±XXX 3 PL ±X.XXX			SIZE	DWG NO	1	REV	1		
			A4						
			SCALE: 1:1		WEIGHT:		SHEET 1 OF 1		



	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015	Cantos e chanfros gerais
DRAWN	Alexandre Eusébio	03/09/2018	Tolerâncias gerais ISO 2768- mK	ISO 13175
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302	
ENG APPR			Placa de suporte dos rolos	
MGR APPR			TITLE	
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX° 2 PL ±XXX 3 PL ±X.XXX			SIZE	REV
			A4	1
			DWG NO	3
			SCALE: 1:2	
			WEIGHT: 12	
			SHEET 1 OF 1	



REVISION HISTORY			
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED



Referência	Designação	Quantidade	Referência	Designação	Quantidade
1	Anel elástico DIN_471-18_1-2	2	34	CAC40L_Bucha	4
2	DIN_6885-6-6-25-a	1	35	CLB10	8
3	ISO-4762-M8x55-8.8	1	36	ISO-4762-M8x20-8.8	66
4	Motorreductor B540_L_7.5_71_B14_B3_0.37_kW	1	37	ISO-7089-8-A-140	118
5	ISO-7093-8-A-140	1	38	ISO-4762-M6x20-8.8	12
6	ISO-4032-M8-6	19	39	ISO-7089-6-A-140	8
7	Tubo dos rolos	2	40	CAB504080	2
8	Disco dos rolos	4	41	GN 9133-M12-100-KU	2
9	DIN_6885-6-6-12-a	4	42	ERP40	2
10	Anel elástico DIN_471-22-1-2	4	43	CAB503030	4
11	Veio do rolo mandante	1	44	Módulo chapa quinta	4
12	Módulo de chapa quinada	2	45	GN 145-B15-2-SW	2
13	AST04008006SL_2955	2	46	ISO-4762-M4x16-8.8	4
14	AST04008006SL_923	2	47	CAC40L_Cabeça	4
15	CAC40UN	8	48	AST04004004SL_1278	2
16	Módulo chapa quinta	1	49	AST04004004SL_2830	1
17	BAN10M8	50	50	BAN10M4	4
18	ISO-4762-M8x12-8.8	34			
19	Rolo Central EM-51	1			
20	ISO-4032-M6-6	4			
21	BAN10M6	4			
22	AST04004004SL_772	2			
23	LVA-Stem-M12x98-	4			
24	ISO-4032-M12-6	6			
25	LVA-60-14-Base	4			
26	AST04004004SL_923	2			
27	CBR4040	8			
28	NA868_1M12U0-U3HPPNNS	1			
29	Veio do rolo mandado	1			
30	Placa de suporte dos rolos	4			
31	ISO-7089-10-A-140	16			
32	ISO-4762-M10x25-8.8	16			
33	UUF-204	4			

	NAME	DATE	Toleranciamento ISO 8015	Cantos e chanfros gerais
DRAWN	Alexandre Eugénio	09/09/2018	Tolerâncias gerais ISO 2768- mK	ISO 13175
CHECKED			Rugosidades gerais ISO 1302	
ENG APPR			TITLE	Transportador
MGR APPR				
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±XX° 2 PL ±XXX 3 PL ±XXXX			SIZE	REV
			A2	1
			SCALE: 1:10	WEIGHT: SHEET 2 OF 2