



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

Hugo Alexandre Ribeiro Gonçalves Martins

**OTIMIZAÇÃO E REDIMENSIONAMENTO DOS
MÓDULOS DE ROLOS DE UMA PRENSA CONTÍNUA
DE CINTA DUPLA**

Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, ramo de Produção e Projeto, orientada pelo Professor Doutor António M. M. Raimundo e pelo Engenheiro Sílvio R. Oliveira apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

Julho de 2019



UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

FACULDADE
DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA

Otimização e redimensionamento dos módulos de rolos de uma prensa contínua de cinta dupla

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Optimization and redesign of the roller modules on a continuous double-belt press

Autor

Hugo Alexandre Ribeiro Gonçalves Martins

Orientadores

Professor Doutor António M. M. Raimundo (DEM-FCTUC)

Engenheiro Sívio R. Oliveira (Amorim Revestimentos)

Júri

Presidente Professor Doutor Diogo Mariano Simões Neto
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogais Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa
Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra

Engenheiro Rui Pedro Ferreira da Cruz
Técnico de manutenção na Amorim Revestimentos

Orientador Professor Doutor António Manuel Mendes Raimundo
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Colaboração Institucional



Universidade de
Coimbra



Amorim
Revestimentos, SA

Coimbra, julho, 2019

“The pessimist sees difficulty in every opportunity. The optimist sees
opportunity in every difficulty.”

Winston Churchill

Aos meus pais e irmão.

Agradecimentos

O trabalho do presente documento apesar de possuir carácter individual, não posso deixar de louvar e agradecer a colaboração e apoio de algumas pessoas.

Gostaria de agradecer em primeiro lugar à empresa Amorim Revestimentos pela boa receção e apoio que recebi e pela oportunidade de realizar o estágio curricular que permitiu o meu desenvolvimento tanto profissional como pessoal. Em especial ao Sílvia Oliveira, José Figueiredo e Rui Cruz pelos conhecimentos transmitidos, motivação e companheirismo ao longo do decorrer do estágio que permitiram a elaboração da dissertação de estágio.

Ao orientador deste trabalho, Professor Doutor António M. M. Raimundo, da Universidade de Coimbra, pelo apoio e incentivo.

À minha família, em especial aos meus pais e irmão, cujo apoio e motivação foi imprescindível tanto no decorrer da realização deste trabalho como ao longo dos cinco anos de vida académica.

Aos meus amigos pelo companheirismo e motivação ao longo dos anos.

À Maria Inês Lopes, cujo apoio e motivação, permitiram o meu desenvolvimento pessoal e profissional e que me tornasse a pessoa que sou hoje.

Resumo

As novas tendências e a necessidade de criar produtos sustentáveis e com benefícios ambientais levou à criação do produto *WISE by Amorim*. Trata-se do mais recente produto produzido pela Amorim Revestimentos e é 100% verde e CO₂ negativo. De modo a aumentar a competitividade da empresa no mundo dos pavimentos é necessário que a produção deste novo produto esteja ao mais alto nível em termos de fiabilidade do processo e de capacidade de produção.

Foi adquirido por parte da empresa uma nova linha de produção com o objetivo de produzir um dos componentes para o novo produto. Além dos problemas e falhas que advém do início de serviço de um equipamento para produção de um novo produto, surgiram desde cedo problemas graves ao nível da fiabilidade e capacidade de produção desta nova linha. Esta possui, como elemento mais importante, uma prensa modular contínua de cinta dupla constituída por módulos de pratos em grafite e módulos de rolos. É nestes últimos, os quais se encontram a meio da prensa, que foram encontrados problemas que levam a paragens frequentes para reparação/substituição de componentes. Para além dos custos devidos à reparação em si, há que contar com os custos associados à ausência de produção por um longo período de tempo. Pelo seu impacto económico, se a frequência destas falhas não diminuir, o sucesso da empresa pode estar em causa.

O presente trabalho teve como objetivo projetar uma solução que levasse a que as paragens por avaria da nova linha de produção fossem muito menos frequentes.

Numa primeira fase identificaram-se os componentes que avariavam. Seguiu-se um diagnóstico das razões que levam a que estes falhem. No passo seguinte preconizou-se uma nova solução, que consiste na alteração da estrutura e do modo de montagem dos rolos e dos apoios. Por fim, realizou-se o dimensionamento à resistência destes componentes.

A solução preconizada neste trabalho ainda não foi implementada. No entanto, pensa-se que, após a sua implementação, as paragens por avaria da linha de produção sejam muito menos frequentes.

Palavras-chave: Fiabilidade; Prensa Modular Contínua de Cinta Dupla; Diagnóstico; Nova Solução; Dimensionamento.

Abstract

The new trends and the need to create sustainable products with environmental benefits led to the creation of the product WISE by Amorim. It is the latest product produced by Amorim Revestimentos and is 100% green and CO₂ negative. To increase the competitiveness of the company in the world of pavements, it is necessary that the production of this new product is at the highest level in terms of process reliability and production capacity.

A new production line was acquired by the company to produce one of the components for the new product. In addition to the problems and failures that arise from the start of service of an equipment to produce a new product, serious problems have appeared early regarding the reliability and production capacity of this new line. It has, as a more important element, a continuous modular double belt press consisting of modules of graphite plates and roller modules. It is in the latter, which are in the middle of the press, that problems have been encountered that lead to frequent stops for repair / replacement of components. In addition to the costs due to the repair itself, the costs associated with the absence of production over a long period of time must be borne in mind. By its economic impact, if the frequency of these failures does not decrease, the success of the company may be at stake.

The present work had an objective of design a solution which lead to the decrease of stops by failure of the new production line.

In a first phase the components that failed were identified. There followed a diagnosis of the reasons why they fail. In the following step, a new solution was proposed, which consists in altering the structure and the way of assembling the rollers and the supports. Finally, the design of the components was carried out.

The solution advocated in this work has not yet been implemented. However, it is thought that, following their implementation, production line breakdowns are much less frequent.

Keywords Reliability; Continuous Modular Double Belt Press; Diagnosis; New Solution; Design;

Índice

Índice de Figuras.....	ix
Índice de Tabelas	xi
Simbologia e Siglas.....	xiii
Simbologia.....	xiii
Siglas	xv
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. Enquadramento.....	2
1.2. Fundamentação teórica	3
1.2.1. Manutenção	3
1.2.2. Custos da manutenção.....	6
1.2.3. Projeto mecânico	8
1.3. O problema	10
1.4. Objetivos do trabalho	10
2. SITUAÇÃO ATUAL	11
2.1. Descrição do funcionamento da linha de produção	11
2.2. Descrição da avaria	13
2.3. Causas que levam à falha	16
2.3.1. Construção, montagem e dimensionamento.....	16
2.3.2. Encravamento dos rolos	18
2.3.3. Desgaste proveniente de módulos anteriores	18
2.4. Temperatura de funcionamento e análise termográfica	18
3. NOVA SOLUÇÃO	21
3.1. Modelação	21
3.2. Cargas e esforços	24
3.2.1. Reações nos apoios	24
3.2.2. Esforços nos apoios intermédios e rolamentos.....	27
3.2.3. Esforços no rolamento das chumaceiras	30
3.3. Seleção de rolamentos.....	30
3.3.1. Performance e condições de operação	31
3.3.2. Tipo de rolamentos e tamanho	32
3.3.3. Problemas na seleção dos rolamentos.....	36
3.4. Dimensionamento dos parafusos	37
3.4.1. Parafusos de ajuste dos apoios intermédios	37
3.4.2. Parafusos de fixação	41
3.5. Seleção das molas Belleville	44
3.6. Seleção de materiais.....	46
3.6.1. Seleção do material dos rolos	46
3.6.2. Material dos restantes componentes	51
3.7. Análise estrutural.....	51
3.7.1. Rolos principais	51
3.7.2. Rolos dos apoios intermédios.....	53

3.7.3. Apoios intermédios	54
3.8. Montagem.....	55
3.8.1. Montagem do Apoio Intermédio	56
3.8.2. Fixação dos rolamentos das chumaceiras	58
3.8.3. Sistema de molas	59
3.8.4. Fixação da montagem do rolo à base e à mesa.....	59
3.9. Avaliação de custos	60
4. DISCUSSÃO	63
5. CONCLUSÃO	65
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	67
APÊNDICE A.....	69
Desenhos 2D dos componentes	69
APÊNDICE B.....	77
Cálculo das velocidades angulares dos rolamentos	77
APÊNDICE C.....	79
Matriz de seleção de materiais.....	79
APÊNDICE D.....	85
Avaliação de custos.....	85

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Composição do Wise [3]	2
Figura 2 – Imagem representativa da prensa da linha Subertech [4].....	3
Figura 3 – Tipos de manutenção [6]	4
Figura 4 – Representação dos custos da manutenção.	6
Figura 5 – Gráfico da evolução dos Custos de Manutenção e Custos de paragem de produção [11].....	8
Figura 6 – Processo geral de um projeto mecânico [13].....	9
Figura 7 – Imagem representativa dos componentes da prensa da linha Subertech [4]	11
Figura 8 – Constituição do módulo de rolos FRM-HC [4]	12
Figura 9 – Imagem representativa dos componentes dos módulos de rolos FRM-HC	12
Figura 10 – Representação do sistema de refrigeração dos módulos de rolos FRM-HC [4]	13
Figura 11 – Fotografias representativas do desgaste nos rolos	15
Figura 12 – Imagem representativa da sujidade nos rolos	15
Figura 13 – Representação de um rolo e dos seus apoios	16
Figura 14 – Análise térmica aos módulos da prensa.....	19
Figura 15 – Apoio intermédio da nova solução.....	22
Figura 16 – Sistema de Aperto do apoio intermédio da nova solução.....	22
Figura 17 – Representação do rolo e dos seus apoios da nova solução	23
Figura 18 – Sistema de molas	23
Figura 19 – Representação da distribuição das forças dos cilindros hidráulicos.	25
Figura 20 – Representação da força aplicada em cada rolo.	26
Figura 21 – Esquema representativo da força em cada rolo.....	27
Figura 22 – Distribuição de forças no apoio intermédio.....	28
Figura 23 – Distribuição de esforços nos rolos dos apoios intermédios.	29
Figura 24 – Cargas suportadas pelos parafusos.	38
Figura 25 – Esquema da mola Belleville [15].....	44
Figura 26 – Gráfico Força-Deflexão, retirado do software disponibilizado pelo fornecedor [15].....	46
Figura 27 – Gráfico da seleção de materiais obtido pelo software CES Edupack.	48
Figura 28 – Propriedades da malha para a análise estrutural dos rolos principais.	52

Figura 29 – Resultados da análise estrutural do rolo principal.	52
Figura 30 – Propriedades da malha para a análise estrutural dos rolos dos apoios intermédios.....	53
Figura 31 – Resultados da análise estrutural dos rolos dos apoios intermédios.....	53
Figura 32 – Propriedades da malha para a análise estrutural da estrutura dos apoios intermédios.....	54
Figura 33 – Resultados da análise estrutural dos apoios intermédios.....	55
Figura 34 – Representação da montagem final de uma mesa de rolos da nova solução.	56
Figura 35 – Descrição de montagem do apoio intermédio.....	56
Figura 36 – Descrição de montagem dos rolamentos dos apoios intermédios.....	57
Figura 37 – Montagem das chumaceiras dos rolos principais.....	58
Figura 38 – Montagem do sistema de molas.	59
Figura 39 – Montagem dos apoios intermédios e das chumaceiras na base.	60
Figura 40 – Montagem da base na mesa.	60
Figura 41 – Desenho 2D do rolo principal.....	70
Figura 42 – Desenho 2D do rolo dos apoios intermédios.....	70
Figura 43 – Desenho 2D da chumaceira 1.....	70
Figura 44 – Desenho 2D da chumaceira 2 e respetiva tampa.....	71
Figura 45 – Desenho 2D da anilha de mola.....	71
Figura 46 – Desenho 2D das peças auxiliares de montagem do sistema de molas.	72
Figura 47 – Desenho 2D da base.....	72
Figura 48 – Desenho 2D da Tampa protetora dos rolamentos dos apoios intermédios.....	73
Figura 49 – Desenho 2D da Parte 1 de um apoio intermédio.....	74
Figura 50 – Desenho 2D da Parte 2 de um apoio intermédio.....	75
Figura 51 – Desenho 2D da mesa do módulo.....	76
Figura 52 – Desenho 2D das peças auxiliares de fixação das chumaceiras.....	76
Figura 53 – Valores dos parâmetros para todas as classes de materiais.	82
Figura 54 – Resultados da segunda matriz.....	83

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Parâmetros de funcionamento dos módulos de rolos FRM-HC.....	13
Tabela 2 – Comparação dos parâmetros de funcionamento atuais e os esperados.....	14
Tabela 3 – Parâmetros e a sua importância para a matriz de seleção.	49
Tabela 4 – Resultado da matriz de seleção de materiais.	50
Tabela 5 – Avaliação dos custos da nova solução.	61
Tabela 6 – Análise comparativa entre a solução atual e a nova solução	63
Tabela 7 – Componentes e respectivas figuras.	69

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

- A_t – Área equivalente de resistência à tração do parafuso [mm²]
 A – Área de secção [m³]
 a – N° de articulações
 B – Largura do rolamento [mm]
 c – Relação de rigidez
 C – Capacidade de carga dinâmica do rolamento [kN]
 C_D – Custos totais de falha [€]
 C_P – Custos indiretos da manutenção [€]
 $C_r(i)$ – Capacidade de carga estática requerida [kN]
 C_U – Custo unitário [€]
 d – Diâmetro do anel interno do rolamento [mm]
 D_C – Custo dos consumíveis e peças [€]
 D_e – Diâmetro externo da anilha [mm]
 D_E – Custos de contratos [€]
 D_F – Despesas globais fixas do serviço de manutenção [€]
 D_M – Custos diretos da manutenção [€]
 D_{Mo} – Custos com a mão-de-obra [€]
 d_p – Diâmetro da rosca do parafuso [mm]
 D_{Posse} – Custos de posse de stocks das ferramentas e máquinas [€]
 F_a – Carga axial no rolamento [kN]
 $F_{a,max(i)}$ – Carga axial máxima do rolamento [kN]
 F_{mola} – Carga em cada mola Belleville [kN]
 F_{Ap} – Carga em cada apoio [kN]
 F_{Ap2} – Carga em cada rolo dos apoios intermédios [kN]
 F_{cil} – Capacidade máxima de cada cilindro hidráulico [kN]
 F_i – Pré-carga do parafuso [kN]

- F_m – Força resultante suportada pelas peças [kN]
 F_p – Força resultante suportada pelo parafuso [kN]
 F_{prova} – Força de prova do parafuso [kN]
 F_r – Carga radial no rolamento [kN]
 F_{r1} – Carga em cada rolamento das chumaceiras [kN]
 F_{r2} – Carga em cada rolamento dos apoios intermédios [kN]
 F_{rolo} – Força em cada rolo [kN]
 F_{tot} – Força total na mesa superior [kN]
 g – Aceleração gravítica [m/s]
 g_{est} – Grau de estaticidade
 h_0 – Deflexão máxima da anilha [mm]
 K_p – Rigidez do parafuso
 K_m – Rigidez das peças
 L – Comprimento [mm]
 L_{10h} – Tempo de vida útil do rolamento a 90% de fiabilidade [horas]
 l_0 – Altura máxima da anilha [mm]
 L_{req} – Tempo de vida útil requerido [horas]
 m – N° contornos fechados
 $m_{mesa.sup}$ – Massa da mesa [kg]
 M_s – Binário de aperto [N · m]
 n_2 – Velocidade angular dos rolamentos dos apoios intermédios [rpm]
 n_1 – Velocidade angular dos rolamentos das chumaceiras [rpm]
 n_c – Coeficiente de segurança à cedência
 n_s – Coeficiente de segurança à separação das peças
 P_{mesa} – Peso provocado pela massa da mesa [kN]
 P_0 – Valor de P_{paraf} para o qual ocorre separação das peças [kN]
 $P_0(i)$ – Capacidade de carga estática equivalente do rolamento [kN]
 $P_{paraf.}$ – Carga em cada parafuso de ajuste dos apoios intermédios [kN]
 s – Coeficiente de segurança
 s_0 – Fator de segurança estático
 t – Espessura da anilha [mm]

T_s – Temperatura de serviço [$^{\circ}\text{C}$]

Y_o – Fator de cálculo

σ_p – Tensão de prova do parafuso [MPa]

σ_c – Tensão de cedência [MPa]

σ_y – Tensão limite elástico [MPa]

€ – Custo [€]

ρ – Densidade [Kg/m^3]

Δh_{max} – Deflexão máxima admissível da anilha [mm]

Δh_{min} – Deflexão mínima admissível da anilha [mm]

Siglas

ABET – Accreditation Board for Engineering and Technology

DOM – Design-Out Maintenance

SLU – Skill-Level Upgrade

1. INTRODUÇÃO

A Amorim Revestimentos pertence ao grupo Corticeira Amorim e é líder mundial na produção e distribuição de pavimentos e decorativos de parede com incorporação de cortiça. Encontra-se presente em mais de 70 países espalhados pelo mundo e destaca-se pela qualidade e inovação da sua vasta gama de produtos. A Amorim Revestimentos concilia recentes tecnologias com métodos tradicionais de produção desenvolvendo assim produtos únicos. A diferenciação baseia-se na aplicação de um material com benefícios ambientais e características que a ciência não consegue superar: a cortiça [1].

Uma das políticas da Amorim Revestimentos baseia-se na aposta constante em investigação e desenvolvimento, com o intuito de melhorar o desempenho técnico dos seus produtos. Aliando esta política ao objetivo de garantir um processo de produção altamente sustentável, com baixas emissões de CO₂ e aproveitamento máximo de desperdícios, é imperativo que haja uma melhoria constante das linhas de produção e do seu funcionamento. É com este intuito que surge o tema da presente dissertação. Foi feita a melhoria de uma máquina que a empresa considera apresentar vários problemas que carecem de solução. A fim de atingir estes objetivos propostos a presente dissertação foi estruturada da seguinte forma:

1. No capítulo 1 foi apresentada a empresa, foi feito o enquadramento do trabalho a realizar e uma breve introdução do problema a resolver e os objetivos da presente dissertação;
2. No segundo capítulo foi feita uma análise exaustiva ao funcionamento do equipamento, serão encontrados todos os problemas que afetam a sua performance e as causas desses mesmos problemas;
3. No terceiro capítulo, tendo em conta os problemas anteriormente encontrados foi apresentada uma solução que os permitirá resolver e melhorar o funcionamento do equipamento. Foi também feita uma análise dos custos de implementação da nova solução;

4. No quarto capítulo foi feita uma breve discussão comparativa entre a situação atual e a nova solução, bem como a análise das melhorias proporcionadas pelas alterações no equipamento;
5. Por fim no último capítulo foram tomadas as considerações finais e a conclusão da presente dissertação.

1.1. Enquadramento

A Amorim Revestimentos dentro do seu vasto portefólio possui um novo produto de grande destaque. Trata-se do WISE by Amorim (Figura 1). O WISE iniciou apenas a sua comercialização no início do ano de 2019. É um produto 100% verde e sustentável, 100% à prova de água e terá um papel muito importante no futuro da empresa [2].

Por estes motivos este produto é prioritário para a empresa sendo que a sua produção tem que garantir níveis de qualidade e de capacidade de produção altos e sustentáveis. Para poder atingir estes objetivos e conseguir colmatar o aumento constante da procura foram feitos vários investimentos em novas linhas de produção que prometem aumentar a capacidade de produção, a fiabilidade das linhas e os níveis de qualidade que a produção deste produto exige. O produto é composto por diversos componentes que são produzidos individualmente pela empresa. A composição do produto encontra-se descrita na Figura 1.

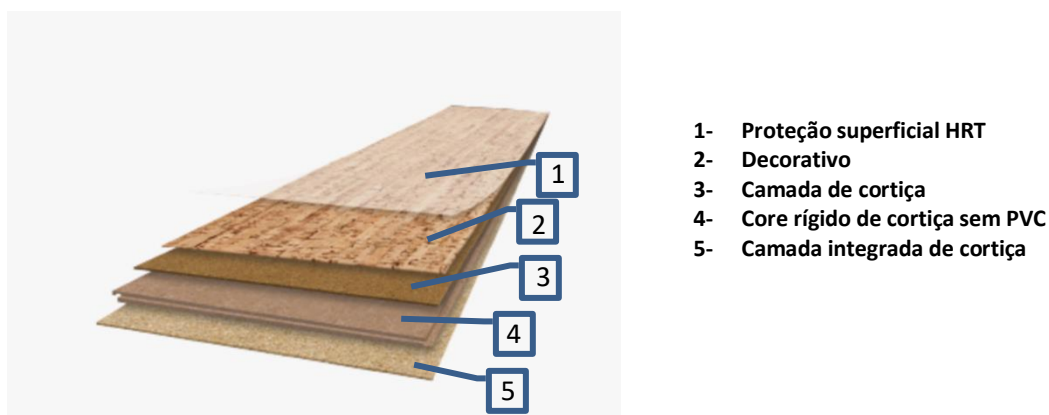


Figura 1 – Composição do Wise [3]

É possível observar que a estrutura do produto possui um “core rígido” que permite garantir a resistência estrutural e a implementação do sistema de encaixe. A produção deste “core rígido” consiste na mistura e conseqüente processamento de cortiça e polímeros. Esta nova linha de produção denominada Subertech tem como principal elemento uma prensa modular contínua de cinta dupla (Figura 2) [4].

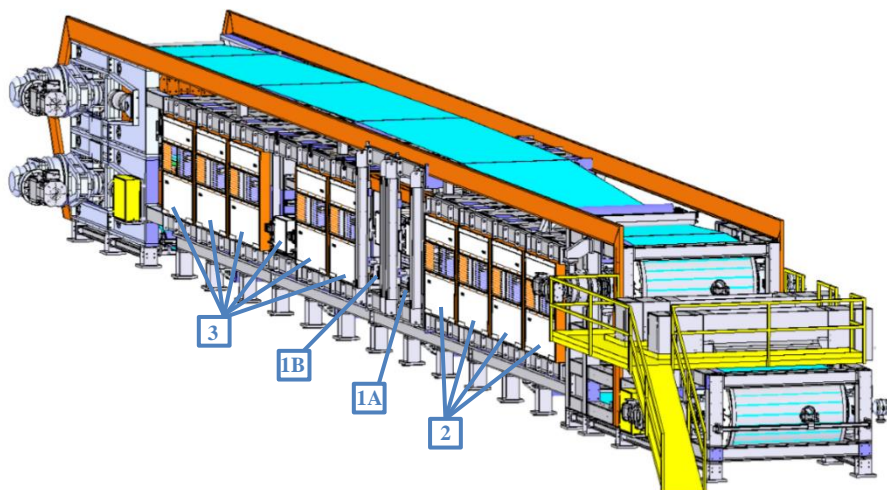


Figura 2 – Imagem representativa da prensa da linha Subertech [4].

- 1A- Módulo de rolos FRM-HC1
- 1B- Módulo de rolos FRM-HC2
- 2- Módulos de pratos de grafite de alta temperatura
- 3- Módulos de pratos de grafite a baixa temperatura

Tal como representado na figura esta prensa é composta por diversos módulos de pratos de grafite e dois módulos intermédios de rolos FRM-HC. É nestes dois módulos de rolos que irá incidir a presente dissertação.

1.2. Fundamentação teórica

1.2.1. Manutenção

A definição de manutenção pode ser dada por “conjunto de ações de gestão, técnicas e económicas que quando aplicadas a um bem durante o seu ciclo de vida, permitem

manter ou restabelecer um estado específico que garante o cumprimento da sua função” [5]. Manter este estado prevê todas as ações de vigilância e prevenção dos sistemas de modo a garantir a sua disponibilidade enquanto que restabelecer diz respeito a todas as ações necessárias para repor o correto funcionamento de um sistema após a ocorrência de perda da sua função. O serviço de manutenção foca três aspetos importantes:

- Económico: Minimização de custos, reduzir o custo das falhas, quer sejam diretos ou indiretos, otimização de um equipamento de modo a diminuir as despesas de manutenção e os custos das paragens fortuitas.
- Segurança. Minimização dos riscos dos trabalhadores e dos utilizadores e redução dos riscos ambientais.
- Técnico. A familiaridade e conhecimento de todos os componentes de um sistema, a sua resistência e fiabilidade permitem correções e ações de melhoria. Promover o aumento da fiabilidade e durabilidade de modo a melhorar a disponibilidade de um sistema ou equipamento e melhorar a qualidade dos produtos produzidos.

A manutenção pode adotar diferentes formas dependendo da situação em que o equipamento se encontra e das necessidades da empresa (Ver Figura 3).

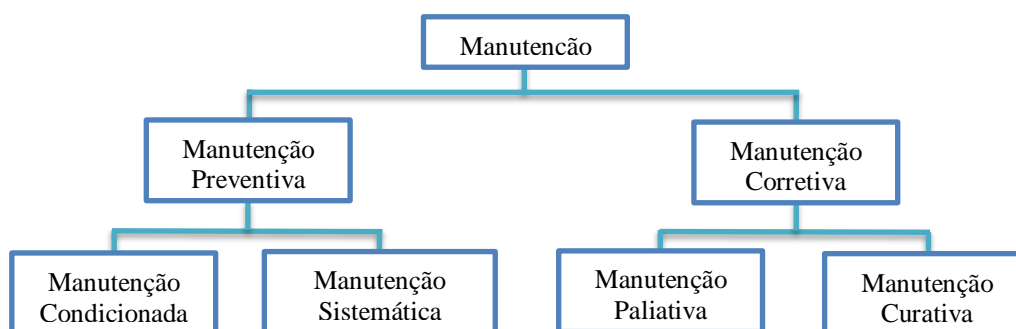


Figura 3 – Tipos de manutenção [6]

- Manutenção corretiva: a manutenção corretiva compreende todas as ações tomadas na tentativa de repor o estado de funcionamento após a ocorrência de avaria. Estas ações não são programas, mas podem ser previamente preparadas. A manutenção corretiva pode ser paliativa ou curativa. A manutenção paliativa corresponde a intervenções de conserto com reposição

do estado de funcionamento provisoriamente, muitas vezes sem interrupção da produção. A manutenção curativa corresponde a intervenções de reparação com o objetivo de restaurar o estado de serviço do sistema com carácter permanente [5,6,7].

- **Manutenção preventiva:** a manutenção preventiva é efetuada com a intenção de reduzir a probabilidade de falha de um sistema ou degradação do seu funcionamento. São compreendidas neste tipo de manutenção todas as ações que decorrem antes da ocorrência de falha. São intervenções preparadas e planeadas antecipadamente antes da data provável da ocorrência da falha. Tem como objetivos aumentar a fiabilidade de um equipamento, melhorar a segurança, reduzir e regularizar cargas de trabalho. A manutenção sistemática é um tipo de manutenção preventiva realizada segundo um registo pré-estabelecido em função do tempo de serviço ou do número de unidades de uso [5,6,7].
- **Manutenção condicionada:** Manutenção que ocorre conseqüentemente a um tipo de acontecimento predeterminado. São ações desencadeadas quando se atingem valores críticos de qualquer parâmetro que seja usado para avaliar o estado de um equipamento. Este tipo de manutenção exige uma vigilância atenta destes parâmetros que pode ser feita continuamente ou periodicamente [5,6].

Outros tipos de manutenção:

- **Manutenção de melhoria.** A manutenção de melhoria compreende ações programadas com o objetivo de melhorar o desempenho e a fiabilidade de um equipamento [6]. Ou também denominada DOM (Design-Out Maintenance) cujo objetivo é melhorar o funcionamento de um equipamento de modo a facilitar a manutenção ou mesmo evitar que seja necessária [8].
- **Manutenção de ronda.** Este tipo de manutenção tipicamente caracterizado pela ocorrência de um grande número de pequenas avarias que se não forem corrigidas atempadamente podem dar origem a problemas maiores. Nesta

manutenção incluem-se pequenos ajustes, apertos e verificação de folgas, fugas e níveis durante visitas efetuadas ao equipamento em causa [6].

- SLU (Skill-Level Upgrade). Manutenção que consiste na formação dos operadores responsáveis pela manutenção de modo a aumentar as suas competências [9].

1.2.2. Custos da manutenção

O domínio dos custos de manutenção é de extrema importância pois afeta o custo de produção e conseqüentemente o custo do produto fabricado. É necessário definir o compromisso entre a concretização dos objetivos técnicos caracterizados pelo desempenho dos equipamentos e os objetivos globais da empresa em termos do controlo dos custos de produção de modo a maximizar eficientemente os lucros. Os custos totais de manutenção são a soma dos custos diretos e indiretos (Figura 4). Os custos diretos da manutenção dizem respeito aos custos inerentes ao próprio serviço da manutenção enquanto que os custos indiretos resultam das paragens e perdas de produção que ocorrem inerentes do serviço de manutenção [10].

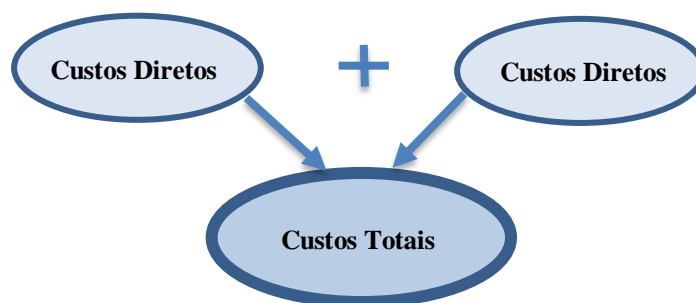


Figura 4 – Representação dos custos da manutenção.

Os custos diretos da manutenção (D_M) podem ser descritos como a soma dos custos com a mão-de-obra (D_{Mo}), das despesas globais fixas do serviço de manutenção (D_F), dos custos de posse de stocks das ferramentas e máquinas ($D_{P_{osse}}$), do custo dos consumíveis e peças (D_C) e dos custos de contratos (D_E) (Equação (1)).

$$D_M = D_{Mo} + D_F + D_{Posse} + D_C + D_E \quad (1)$$

Os custos indiretos da manutenção (C_P) dizem respeito à perda de produção resultante das paragens dos equipamentos aquando do serviço de manutenção a realizar. Pode ser descrito em várias parcelas:

- Desclassificação que corresponde às perdas dos produtos não fabricados, à perda de qualidade e à desclassificação do produto.
- Mão-de-obra: despesas de mão de obra relativas aos trabalhadores que se encontram inativos devido à paragem dos equipamentos.
- Amortização: custos de amortização relacionados com os equipamentos enquanto se encontram inativos.
- Induzidos: custos relacionados com a perda de confiança por parte dos clientes devido à possível perda de qualidade e incumprimento de prazos de entrega. Estes custos são particularmente difíceis de quantificar.
- Arranque do processo: custos inerentes ao novo arranque da produção após a paragem por avaria, sendo também altura do funcionamento dos equipamentos mais propícia ao aparecimento de novas avarias.

Os custos totais de falha (C_D) têm que ser, portanto, otimizados de modo a conseguir minimizar os custos da produção e conseqüentemente tornar os produtos fabricados mais competitivos e com melhores margens de lucro.

Os custos diretos de manutenção e os custos da paragem de produção evoluem de forma inversa, tal como representado no gráfico da Figura 5. Um aumento das despesas da manutenção tem o efeito de diminuir os tempos de paragem furtuitas. Existe um nível ótimo de manutenção que permite minimizar os custos totais inerentes ao serviço da manutenção. [10]

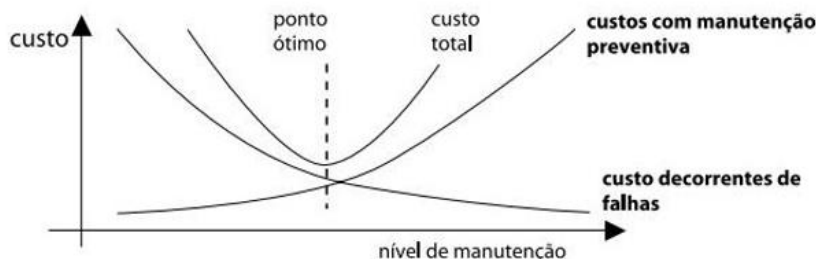


Figura 5 – Gráfico da evolução dos Custos de Manutenção e Custos de paragem de produção [11]

Custos de ciclo de vida (CCV) [10]:

O custo de ciclo de vida de um equipamento diz respeito à soma de todos os custos inerentes ao equipamento ao longo de toda a sua vida útil. Estes custos correspondem aos custos de aquisição, instalação, energéticos, operação, manutenção, paragens, ambientais, desmontagem e alienação do equipamento.

O custo de ciclo de vida pode ser dividido em dois tipos de custos:

- Custos de propriedade: dizem respeito aos custos de aquisição e instalação, manutenção, desativação e eliminação do equipamento.
- Custos de operação: correspondem aos custos dos recursos usados com o funcionamento do equipamento, tal como energia, consumíveis e mão de obra.

1.2.3. Projeto mecânico

Projeto de forma geral é a realização de um conjunto de tarefas de modo a cumprir um determinado objetivo. Consiste no processo de resolver qualquer problema que seja encontrado. Projeto mecânico baseia-se nesse mesmo processo aplicado a componentes de natureza mecânica. Um dos focos do projeto mecânico é a análise de todos os esforços a que os componentes de um determinado sistema estão sujeitos. O resultado irá garantir que todos os componentes têm a capacidade de realizar a função a que estavam destinados da melhor forma possível. Um projeto mecânico bem executado respeita a performance,

fiabilidade, segurança e um controlo de custos exigidos para cada situação. A criatividade e os conhecimentos de cada engenheiro responsável por um projeto estão diretamente relacionados com a capacidade de o realizar da melhor forma e nos prazos pré-estabelecidos. Cabe aos engenheiros encontrar soluções inovadoras que permitam a realização do seu trabalho da melhor forma [12].

A instituição ABET (Accreditation Board for Engineering and Technology) define um projeto de engenharia como “o ato de conceber um sistema, componente ou processo que respeite as necessidades pretendidas. É um processo de tomada de decisões que, com base em ciências de engenharia, permite converter recursos numa solução otimizada para cumprir um determinado objetivo” [12].

O processo a tomar pode variar consoante o caso em estudo, mas de forma geral respeita seis importantes passos (Figura 6): Identificação das necessidades, Definição do problema, Desenvolvimento, Análise, Teste e avaliação e Apresentação da solução final [12,13].

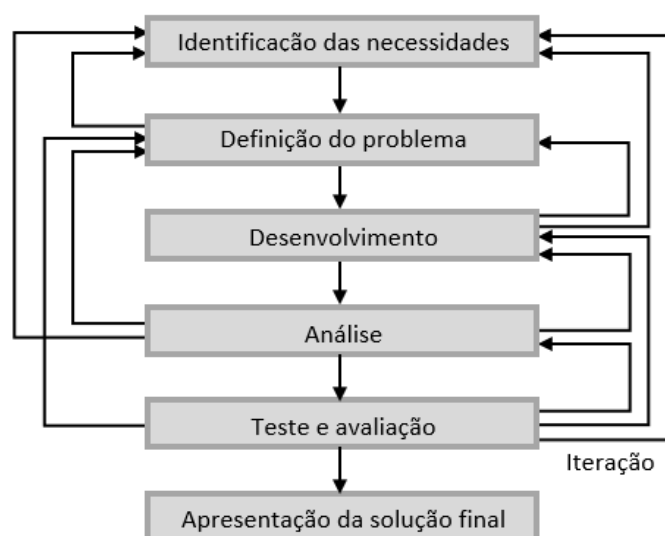


Figura 6 – Processo geral de um projeto mecânico [13].

1.3. O problema

Os módulos de rolos FRM-HC1 e FRM-HC2 de uma prensa modular contínua de cinta dupla apresentam problemas de fiabilidade e funcionamento. Não permitem a capacidade de produção projetada inicialmente para esta linha de produção e desejável para o seu bom funcionamento. O tempo de vida útil destes módulos é consideravelmente inferior ao que seria desejável e prático para a empresa mesmo considerando a utilização dos módulos em condições de operação reduzidas de modo a aumentar a sua vida útil e fiabilidade.

1.4. Objetivos do trabalho

A presente dissertação tem como objetivo projetar uma solução que levasse a que as paragens por avaria da nova linha de produção passassem a ser muito menos frequentes. De modo a cumprir este objetivo foi adotada a seguinte estruturação do trabalho:

- Confirmação dos parâmetros de funcionamento atual da prensa;
- Análise estrutural da configuração atual da prensa;
- Identificação dos problemas atuais de funcionamento da prensa;
- Identificação de possíveis estratégias de melhoria do funcionamento da prensa;
- Redesenho dos componentes mais propensos a falhas;
- Redimensionamento estrutural da prensa equipada com os novos componentes.

2. SITUAÇÃO ATUAL

Neste capítulo foi feita uma análise exaustiva e completa do funcionamento atual da prensa modular contínua de cinta dupla e dos módulos de rolos em estudo, bem como problemas encontrados e considerações a tomar aquando do projeto da nova solução.

2.1. Descrição do funcionamento da linha de produção

A prensa modular contínua de cinta dupla da linha de produção Subertech foi criada e desenvolvida pela empresa austríaca Berndorf. É constituída por doze módulos responsáveis pela prensagem do material que entra na prensa e por diversos outros equipamentos que permitem o funcionamento da mesma, tais como, os sistemas de aquecimento, refrigeração e alimentação. Os módulos de rolos FRM-HC1 e FRM-HC2 (Figura 7) encontram-se após quatro módulos de pratos de grafite de alta temperatura e são seguidos de seis módulos também de pratos de grafite a uma temperatura mais baixa.

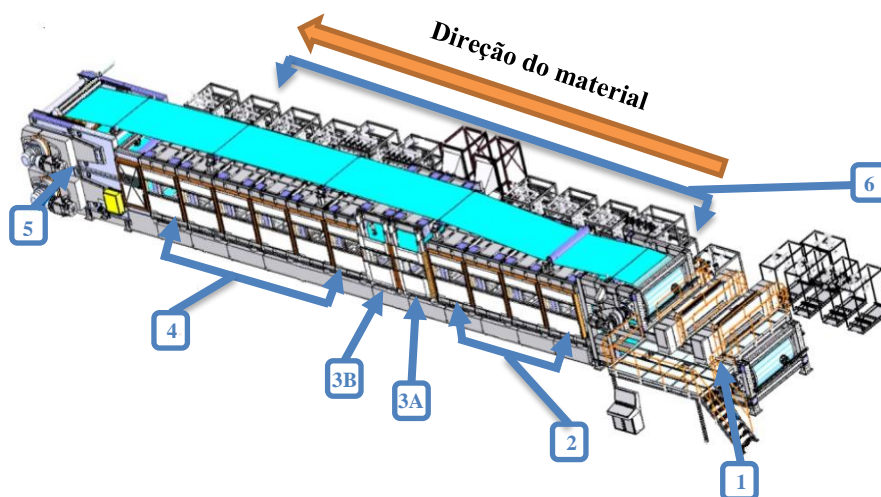


Figura 7 – Imagem representativa dos componentes da prensa da linha Subertech [4]

- 1- Posto de alimentação
- 2- Módulos de pratos de grafite SPM de alta temperatura
- 3A- Módulo de rolos FRM-HC1
- 3B- Módulo de rolos FRM-HC2
- 4- Módulos de pratos de grafite SPM de baixa temperatura
- 5- Posto de saída
- 6- Sistemas de aquecimento e refrigeração

Os dois módulos de rolos são os que provocam maior prensagem sendo os responsáveis pela espessura do material final. Os módulos de rolos são constituídos por uma mesa rolante inferior fixa e uma mesa superior móvel acionada por quatro cilindros hidráulicos (Figura 8) responsáveis pela compressão do material que se encontra entre a cinta dupla entre as duas mesas. Cada mesa é constituída por 12 rolos (Figura 9A). Cada rolo é suportado por uma chumaceira em cada extremidade e 3 apoios intermédios espaçados ao longo de cada rolo (Figura 9B).

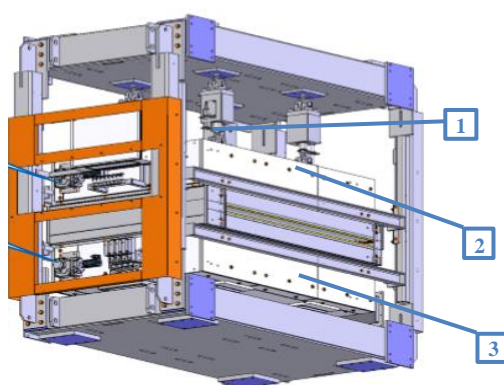
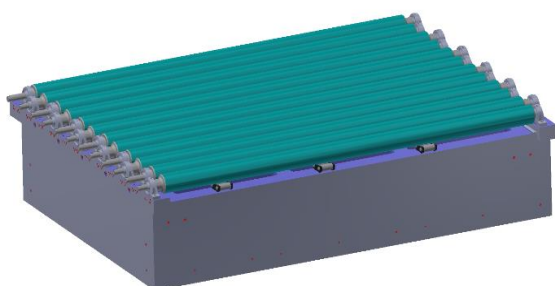


Figura 8 – Constituição do módulo de rolos FRM-HC [4]

- 1- Cilindros hidráulicos
- 2- Mesa rolante superior
- 3- Mesa rolante inferior



A



B

Figura 9 – Imagem representativa dos componentes dos módulos de rolos FRM-HC

- A- Mesa com os rolos
- B- Rolos e os seus apoios

Todos os apoios e chumaceiras são lubrificados em intervalos de tempo regulares por um técnico de manutenção com massa lubrificante de alta temperatura. A temperatura destes módulos é regulada por um jato de ar quente que atravessa ambas as mesas inferior e superior (Figura 10). Os parâmetros de funcionamento da prensa na situação atual estão apresentados na Tabela 1.

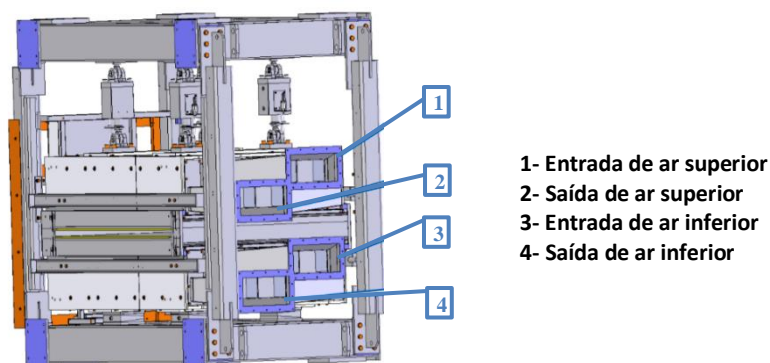


Figura 10 – Representação do sistema de refrigeração dos módulos de rolos FRM-HC [4]

Tabela 1 – Parâmetros de funcionamento dos módulos de rolos FRM-HC

Propriedades	FRM-HC1	FRM-HC2
Velocidade produção	2.5 m/min	2.5 m/min
Temperatura fluxo de ar	170°C	150°C
Força / cilindro	67 kN	58 kN

2.2. Descrição da avaria

Tal como já referido anteriormente os módulos em estudo apresentam graves problemas de fiabilidade e funcionamento. No espaço de um ano os módulos tiveram que ser substituídos duas vezes e começaram a dar problemas e avarias cerca de dois meses após o início de produção. Os rolamentos tanto dos apoios intermédios como das chumaceiras

começaram a falhar prematuramente e provocam o encravamento dos rolos que impede a prensa de funcionar. Esta situação ocorreu mesmo com a prensa a funcionar com parâmetros e cadência de produção muito inferior à capacidade máxima espectável da mesma. É possível identificar a diferença nestes valores na Tabela 2.

Tabela 2 – Comparação dos parâmetros de funcionamento atuais e os esperados

Propriedades	Funcionamento atual	Funcionamento esperado
Velocidade produção	2.5 m/min	9 m/min
Força / cilindro	67 kN	175 kN

A baixa produção provoca atrasos e uma grave diminuição do rendimento da fábrica e qualquer avaria que ocorra provoca paragens na linha de produção e ocupa mão de obra necessária para restaurar o funcionamento da prensa. Todas estas situações acarretam custos que não deveriam ocorrer e que põem em causa todo o funcionamento da fábrica e a sua rentabilidade.

Além destes problemas foram encontradas mais duas situações que não deviam ocorrer a uma máquina com um tempo de serviço tão reduzido. O primeiro consiste no desgaste encontrado nos rolos. Os rolos são componentes cujo tempo de vida útil deveria ser ilimitado caso a seleção do material para o seu fabrico e o acabamento superficial fossem selecionados da melhor forma. No entanto, foi possível observar que os rolos apresentam grande desgaste na zona de contacto com os apoios intermédios. É possível observar este desgaste na Figura 11. O desgaste dos rolos é particularmente grave pois pode provocar danos e marcas na cinta à qual se encontra em contacto. Estes danos e marcas podem ser transmitidos ao material que se encontra a ser prensado fazendo com que tenha que ser rejeitado, diminuindo o rendimento da prensa ou em caso extremo pode provocar a necessidade de substituir a cinta, componente este que apresenta custos muito elevados e de difícil substituição.

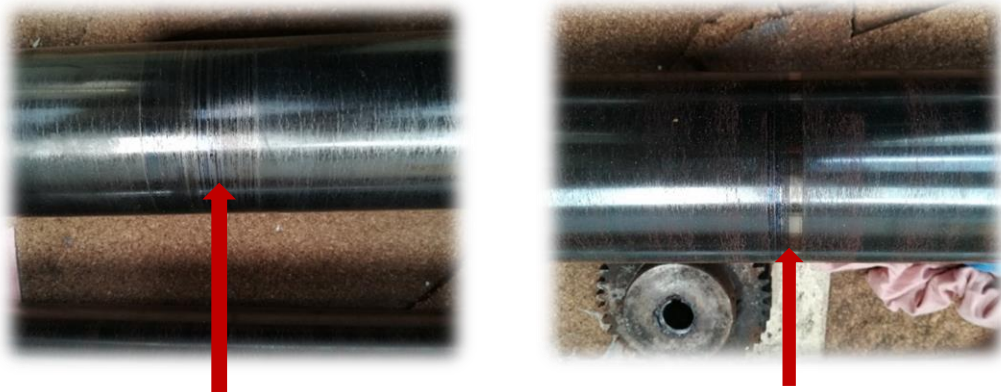


Figura 11 – Fotografias representativas do desgaste nos rolos

O último problema reside no aparecimento de sujidade e detritos nos primeiros rolos superiores do primeiro módulo de rolos. Esta sujidade, representada na Figura 12, além de provocar o desgaste prematuro dos rolos pode resultar nas mesmas consequências do desgaste dos rolos.

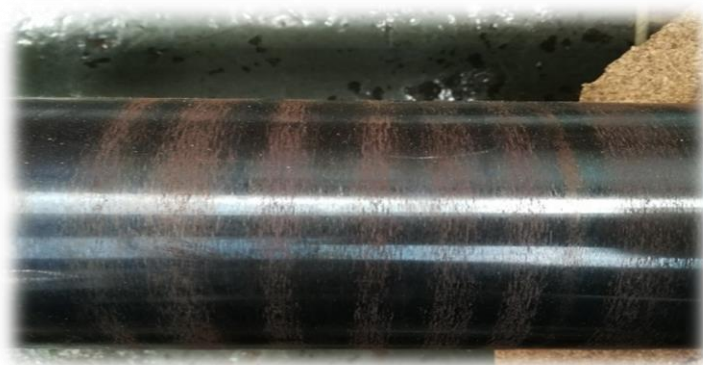


Figura 12 – Imagem representativa da sujidade nos rolos

De modo a encontrar a solução que permita garantir o perfeito funcionamento da prensa foi feito um levantamento de todas as causas que provocaram o aparecimento destes problemas.

2.3. Causas que levam à falha

2.3.1. Construção, montagem e dimensionamento

A falta de fiabilidade da prensa deve-se à falha prematura dos rolamentos que constituem os vários apoios. Esta falha deve-se a problemas relacionados com a construção, montagem e dimensionamento.

Cada rolo tem duas chumaceiras e três apoios intermédios que são fixos e não possuem qualquer capacidade de ser alinhados ou alterar a sua posição. Sem nenhum auxílio ao seu alinhamento com o rolo não é possível garantir o perfeito contacto dos apoios intermédios com a superfície de cada rolo. Este problema deve-se às diferentes tolerâncias de fabrico que os diferentes componentes podem ter. Aquando da montagem inicial do equipamento foi testado o contacto dos apoios com cada rolo e verificou-se que certos apoios não estão em contacto com o rolo. Trata-se duma situação de repouso e a prensa em funcionamento deverá garantir o contacto com os diferentes apoios, no entanto esta situação faz com que cada apoio suporte diferentes esforços. Esta situação vai provocar uma sobrecarga de esforços nos apoios que possuíam contacto inicial com o rolo e esforços reduzidos nos apoios em que não havia contacto. A sobrecarga provocada vai diminuir drasticamente o tempo de vida dos apoios e pôr em causa o dimensionamento que foi feito dos componentes da prensa. É possível visualizar esta situação na Figura 13.

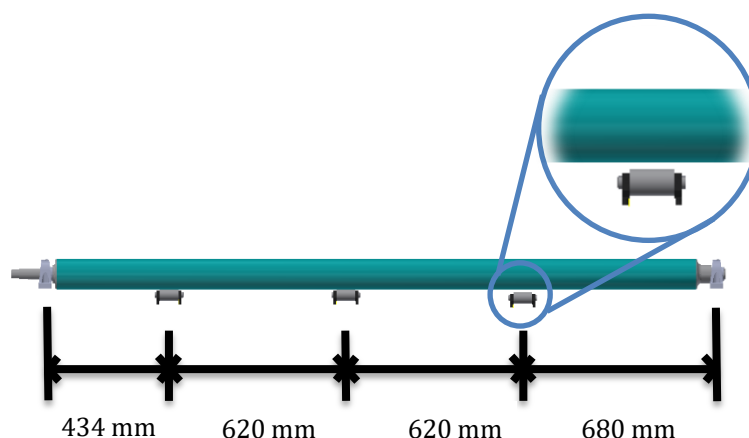


Figura 13 – Representação de um rolo e dos seus apoios

Na mesma imagem é possível visualizar o segundo problema referente à montagem que diz respeito ao espaçamento entre os diferentes apoios de um rolo. A distribuição dos apoios intermédios pelo rolo não garante uma correta distribuição dos esforços por todos os apoios. Faz com que ocorram esforços excessivos em alguns apoios ou chumaceiras. Estes esforços excessivos que não sendo considerados provocam falha prematura dos diferentes apoios dos rolos e conseqüente falha no funcionamento da prensa.

Na primeira tentativa de resolver os problemas dos módulos de rolos da prensa foram substituídas as chumaceiras de um dos lados da prensa por chumaceiras de capacidade superior o que prova que não havia uma correta distribuição dos esforços.

Foram também encontradas falhas ao nível do dimensionamento dos rolamentos dos apoios intermédios e das chumaceiras. Mesmo considerando as falhas prematuras que possam ocorrer devido aos problemas de construção e montagem já apresentados, o dimensionamento não foi feito de modo a garantir os esforços a que todos os componentes estão sujeitos, nem para garantir uma fiabilidade e um tempo de vida útil que seja prático e sustentável para o funcionamento do equipamento.

Tanto os apoios intermédios, que são de reduzidas dimensões e de baixa capacidade, como as chumaceiras, apresentaram falhas no espaço de um mês desde o início do funcionamento da prensa até que tiveram que ser substituídos. As falhas de dimensionamento dos apoios intermédios não se limitam à incapacidade de resistir aos esforços radiais resultantes da prensagem do material na prensa. Ocorreram esforços axiais nos apoios intermédios que não foram considerados no dimensionamento e que, portanto, os rolamentos não foram capazes de suportar provocando a sua falha.

Na primeira tentativa de correção dos problemas dos módulos da prensa além da substituição das chumaceiras já referidas anteriormente, foram também substituídos os apoios intermédios de modo a suportarem os esforços axiais que inicialmente não foram considerados. Esta primeira tentativa não resolveu os problemas pois os apoios intermédios passaram a suportar os esforços axiais, mas não tinham capacidade de suportar os esforços radiais a que estavam sujeitos sendo que tiveram que ser novamente substituídos. Tal como as chumaceiras que não foram substituídas da primeira vez tiveram que o ser na segunda tentativa de resolver os problemas. Estas situações provam que além das falhas na montagem e construção dos módulos de rolos da prensa, também o dimensionamento dos diferentes componentes não foi feito da melhor forma.

2.3.2. Encravamento dos rolos

O desgaste prematuro dos rolos deve-se principalmente à falha dos rolamentos dos apoios intermédios que provocam uma diminuição da sua velocidade e a consequente paragem impondo um momento atrito com o rolo.

Apesar desta ser a principal causa deste problema é importante ter em conta a possibilidade da seleção do material e do acabamento superficial para os rolos não ter sido feita da melhor forma, não garantindo uma dureza e resistência do rolo necessárias para o seu bom funcionamento. Apesar de não ser possível provar esta situação sem a realização de testes aos rolos, é necessário ter em conta a importância destes parâmetros na fiabilidade e durabilidade dos rolos e consequentemente dos módulos da prensa.

2.3.3. Desgaste proveniente de módulos anteriores

Os módulos de pratos de grafite que se encontram antes dos módulos de rolos tem algum desgaste consequente do seu funcionamento. Os detritos resultantes deste desgaste ficam sobre a cinta superior e não sendo removidos são transportados para os módulos de rolos ficando acumulados nos primeiros rolos com que entram em contacto. Tal como já demonstrado na Figura 12.

2.4. Temperatura de funcionamento e análise termográfica

Quando começaram a aparecer os primeiros problemas e a falha prematura dos rolamentos foi posta em causa a possibilidade de a temperatura real de funcionamento ser superior à temperatura expectável inicialmente. Não é possível provar que tenha ocorrido esta falha no dimensionamento pois não há nenhuma informação por parte do fornecedor sobre qual a temperatura máxima de funcionamento dos módulos. No entanto de modo a garantir que esta situação não se torna num problema futuro foi feita uma análise termográfica de modo a averiguar qual a temperatura real de funcionamento.

Como já referido anteriormente as temperaturas de funcionamento dos módulos FRM-HC1 e FRM-HC2 são respetivamente 170°C e 150°C. Esta temperatura de serviço é obtida através da medição da temperatura do fluxo de ar usado para controlar a temperatura dos módulos. Como não é uma medição real da temperatura a que os módulos se encontram, mas sim do fluxo de ar, não é possível ter a certeza se esta é realmente a temperatura a que os módulos se encontram. Qualquer fluxo de calor que não seja resultado do jato de ar pode alterar a temperatura dos módulos e afetar o seu funcionamento. O módulo que antecede o módulo de rolos FRM-HC1 tem uma temperatura de funcionamento superior a este. A análise termográfica foi feita de modo a verificar a diferença de temperatura em relação ao módulo anterior e assim averiguar a sua influência na temperatura real de funcionamento.

O módulo antecedente tem uma temperatura de funcionamento de 220°C, temperatura esta bastante superior às temperaturas de funcionamento dos módulos de rolos. Sendo um módulo de pratos de grafite o método de regulação da sua temperatura é diferente dos módulos de rolos. Neste caso a temperatura é controlada através da passagem de um fluido térmico no interior do módulo e a medição da temperatura é fidedigna comparativamente aos módulos de rolos.

Para o estudo em causa foi utilizada uma câmara térmica. Não sabendo a emissividade dos vários materiais que constituem os módulos é difícil obter com precisão a temperatura dos mesmos. No entanto é possível obter com precisão a diferença de temperaturas entres os módulos e sabendo a temperatura do módulo antecedente é possível obter a temperatura real dos módulos de rolos. A Figura 14 representa as fotografias tiradas com a câmara térmica. A zona de temperaturas 1 corresponde ao módulo FRM-HC1 e a zona de temperaturas 2 ao módulo que o antecede.

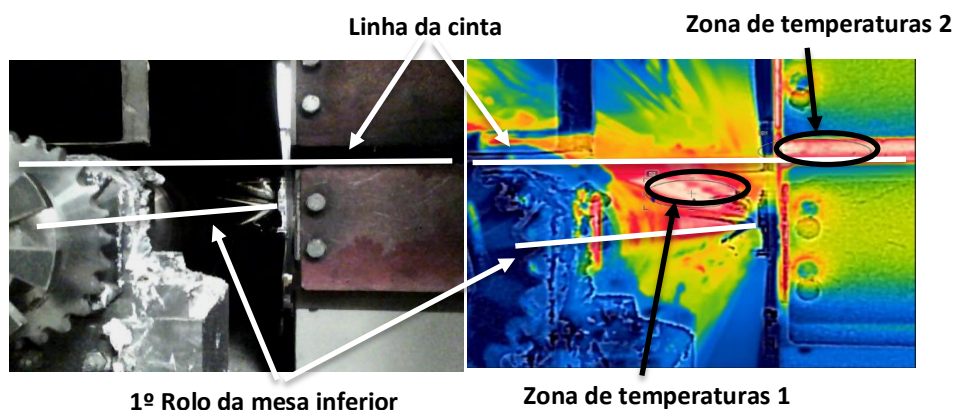


Figura 14 – Análise térmica aos módulos da prensa.

A análise termográfica permitiu concluir que há uma diferença de apenas 5°C entre os módulos. No desenvolvimento da nova solução foi considerada uma temperatura igual à do módulo anterior de modo a evitar qualquer erro, com o valor de 220°C.

3. NOVA SOLUÇÃO

O desenvolvimento da nova solução teve em conta vários fatores. O principal foi corrigir as causas dos problemas encontrados nas soluções anteriores da prensa. Sabendo onde o equipamento é propício à falha é possível desenvolver uma solução que garanta maior resistência e todas as exigências que o seu funcionamento exige. A nova solução teve também em conta opiniões de profissionais que se encontravam já familiarizados com o equipamento aquando do início deste projeto.

Ao longo deste capítulo é descrito o funcionamento da nova solução, o dimensionamento de todos os componentes, a montagem e a avaliação de custos.

3.1. Modelação

O foco da nova solução é garantir uma montagem que permita uma distribuição de esforços por todos os apoios de forma equivalente. Caso a distribuição de esforços for garantida, o cálculo dos mesmos pode ser feito com maior segurança e com maiores certezas de que correspondem à realidade. Nestas condições garante-se que o dimensionamento é feito com esforços próximos da realidade o que permite avaliar o comportamento dos componentes de forma segura e o mais próximo possível do comportamento real dos mesmos. Apenas assim é possível garantir o bom funcionamento da prensa.

Consequentemente, o segundo aspeto importante da nova solução é um dimensionamento correto e seguro de todos os componentes. Este dimensionamento tem que garantir todas as exigências de funcionamento da prensa e um tempo de vida útil de cinco anos.

Uma das principais alterações à montagem do mecanismo é nos apoios intermédios (Figura 15). Foram desenvolvidos apoios intermédios constituídos por duas partes independentes que são unidas com o auxílio de parafusos. O objetivo desta alteração é permitir o aperto das duas partes e assim garantir o perfeito contacto entre os rolos dos apoios e os rolos principais.

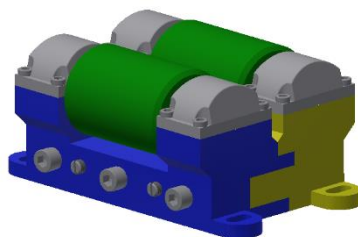


Figura 15 – Apoio intermédio da nova solução

O funcionamento encontra-se representado na Figura 16. Há três parafusos que promovem o aperto das duas partes e dois parafusos que promovem o movimento contrário cuja função é restringir o movimento das duas partes e assim tornar o apoio rígido na posição pretendida. Isto permitirá que a posição relativa das duas partes seja sempre a mesma e permitirá garantir o binário de aperto correto para todos os parafusos. Além deste sistema de aperto, cada apoio intermédio é constituído por um par de rolos maciços suportados nas extremidades por rolamentos.

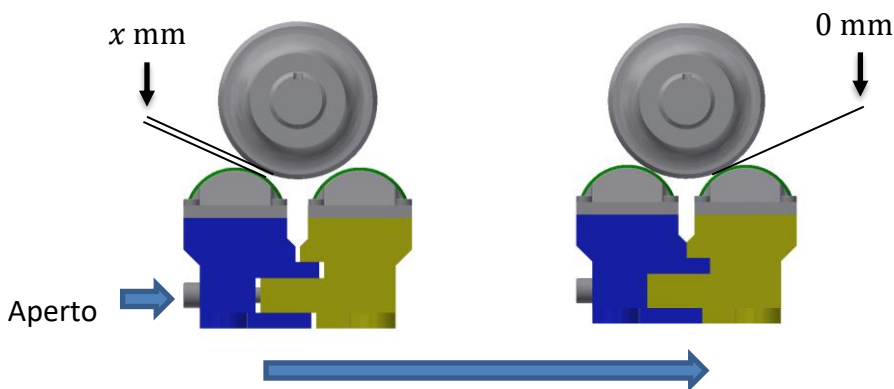


Figura 16 – Sistema de Aperto do apoio intermédio da nova solução

Cada rolo continua a ter uma chumaceira em cada extremidade. Tal como é possível observar na Figura 17, o número de apoios intermédios foi aumentado para quatro. A sua distribuição ao longo do rolo é uniforme entre si. O aumento do número de apoios vai compensar a diminuição de carga suportada pelas chumaceiras. Vai também permitir o uso de apoios intermédios de menor dimensão comparando com os apoios que seriam usados se fossem em menor número, o que favorece em termos de espaço. A distância entre as

chumaceiras e o primeiro apoio de cada lado é agora uniforme de modo a garantir a distribuição dos esforços.



Figura 17 – Representação do rolo e dos seus apoios da nova solução

A última alteração ao sistema existente diz respeito à forma como todos os apoios e rolos são fixados às mesas de cada módulo. Como é visível na Figura 17 os apoios são fixados a uma base que posteriormente é fixada à mesa. Esta alteração permite introduzir molas Belleville entre a base e a mesa. Estas molas (Figura 18) vão permitir pequenos deslocamentos da base em relação à mesa. É possível assim garantir uma melhor distribuição de esforços pelos vários rolos principais e evitar a sobrecarga em algum deles.

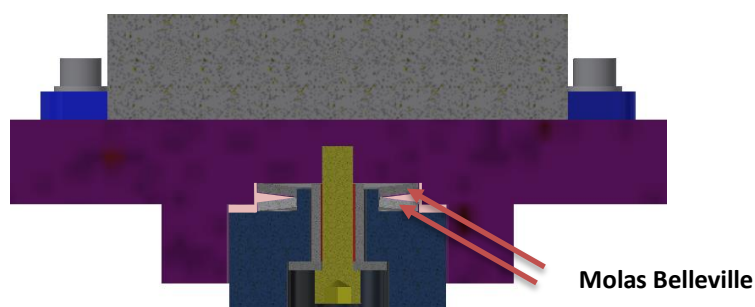


Figura 18 – Sistema de molas

Em cada mesa haverá doze rolos tal como na solução atual de modo a garantir o processo produtivo da prensa da melhor forma possível. O diâmetro dos rolos foi mantido relativamente à situação atual com o valor de 100 mm.

De modo a resolver o último problema encontrado relativo à sujidade nos rolos é necessário introduzir no plano de manutenção preventiva a limpeza anual dos rolos. A linha de produção tem uma paragem anual de três semanas para manutenção e é nesta altura que essa limpeza pode ser feita. Não é possível introduzir um sistema automático de limpeza devido às limitações de espaço entre os módulos.

Nos próximos subcapítulos encontra-se desenvolvidos e descritos todos os aspetos do dimensionamento necessários para os componentes que constituem esta nova solução.

Todos os desenhos técnicos e dimensões dos componentes encontram-se no Apêndice A.

3.2. Cargas e esforços

De modo a fazer um bom dimensionamento e obter uma solução eficaz é imperativo que seja feito um cálculo preciso dos esforços a que os componentes estão sujeitos. Este cálculo encontra-se descrito ao longo desta secção.

3.2.1. Reações nos apoios

Como já foi anteriormente referido as mesas inferiores dos dois módulos de rolos estão fixas e as mesas superiores têm liberdade na vertical. A compressão do material é resultado do acionamento de quatro cilindros hidráulicos que atuam na mesa superior. Cada cilindro tem uma capacidade máxima F_{cil} . É necessário contabilizar o peso (P_{mesa}) da mesa superior com todos os componentes que a constituem. O valor de P_{mesa} é dado pela equação (2). A mesa tem uma massa aproximada de $m_{mesa.sup}$. Todas as forças estão representadas na Figura 19.

$$m_{mesa.sup} = 8000 \text{ Kg}$$

$$P_{mesa} = m_{mesa.sup} * g \quad (2)$$

$$P_{mesa} = 8000 * 9.81 = 78.48 \text{ kN}$$

, sendo $g = 9.81 \text{ m/s}^2$ o valor da aceleração gravítica.

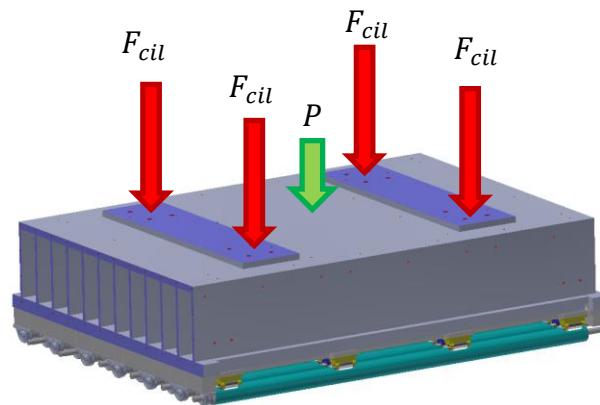


Figura 19 – Representação da distribuição das forças dos cilindros hidráulicos.

A força total (F_{tot}) exercida na mesa superior e que vai ser transmitida para os rolos é dada pela equação (3):

$$F_{tot} = (4 * F_{cil} + P_{mesa}) * s \quad (3)$$

, sendo s um coeficiente de segurança com valor de: $s = 1.5$

$$F_{tot} = (4 * 175 + 78.48) * 1.5$$

$$F_{tot} \approx 1170 \text{ kN}$$

A mesa é uma estrutura rígida e teoricamente vai transmitir uniformemente a carga pelos 12 rolos. Na prática a distribuição pode não ser uniforme devido à diminuição de espessura do material, no entanto, o sistema de anilhas de mola introduzido na secção 3.1 permite fazer esta aproximação e o coeficiente de segurança usado no cálculo de F_{tot} permite colmatar qualquer erro que possa advir desta pequena aproximação. A força aplicada a cada rolo é dada pela equação (4).

$$F_{rolo} = \frac{F_{tot}}{12} \quad (4)$$

$$F_{rolo} = 97.5 \text{ kN}$$

A força F_{rolo} é suportada pelos apoios de cada rolo. A situação de funcionamento representada na Figura 20 mostra como esta força é suportada pelo rolo. É de reparar que a passagem do material entre as duas mesas faz com que a força seja transmitida para a mesa inferior apenas na zona onde há material. O resultado é uma força distribuída ao longo dos 2000 mm de largura do material. Sendo uma força com valor de 97.5kN distribuída ao longo dos 2000mm é possível obter o valor da força por unidade de comprimento.

$$F_{rolo} = \frac{97.5}{2} = 48.75 \text{ kN/m}$$

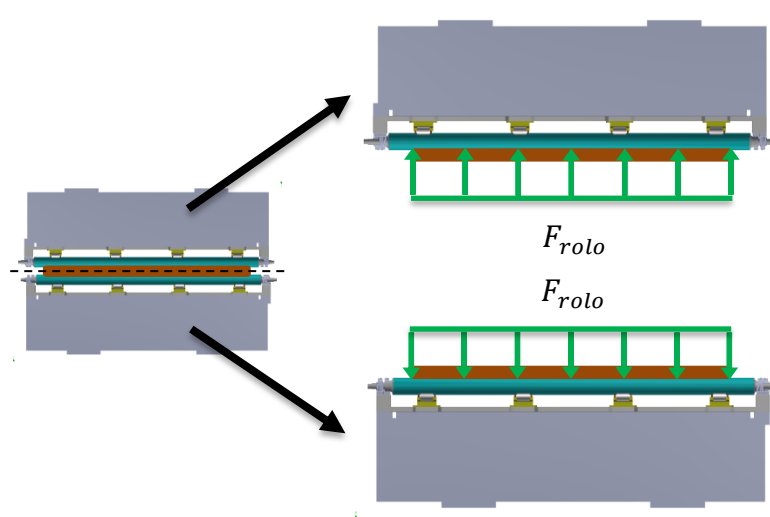


Figura 20 – Representação da força aplicada em cada rolo.

O passo seguinte é calcular os esforços em cada apoio individual provocado pela força F_{rolo} . Para tal foi criada uma estrutura representativa do problema em causa (Figura 21).

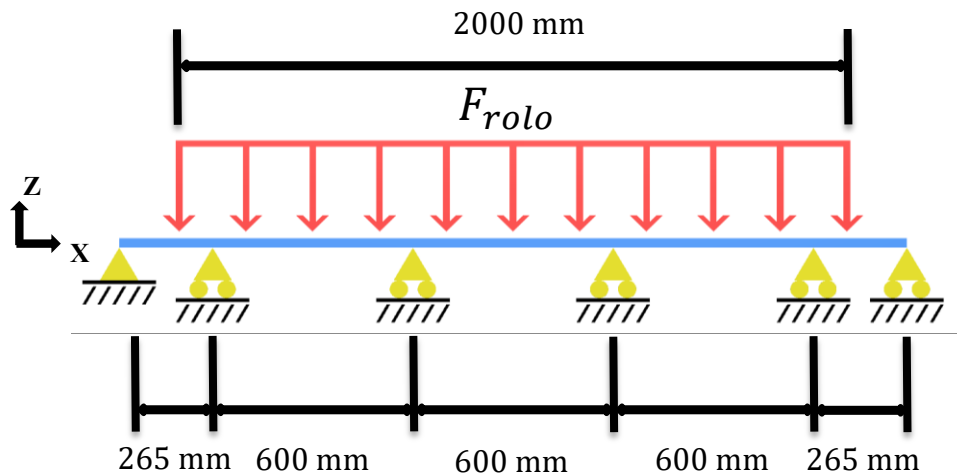


Figura 21 – Esquema representativo da força em cada rolo.

Os rolos podem ser considerados como uma viga rígida, como tal a distribuição dos esforços será igual para todos os apoios. A carga F_{Ap} suportada por cada apoio intermédio e por cada chumaceira é dada pela equação (5).

$$F_{Ap} = \frac{F_{rolo}}{6} \quad (5)$$

$$F_{Ap} = \frac{97.5}{6} = 16.25 \text{ kN}$$

3.2.2. Esforços nos apoios intermédios e rolamentos

A força F_{Ap} corresponde à carga a que cada apoio está sujeito. A representação de todas as forças que atuam nos apoios intermédios encontra-se descrita na Figura 22.

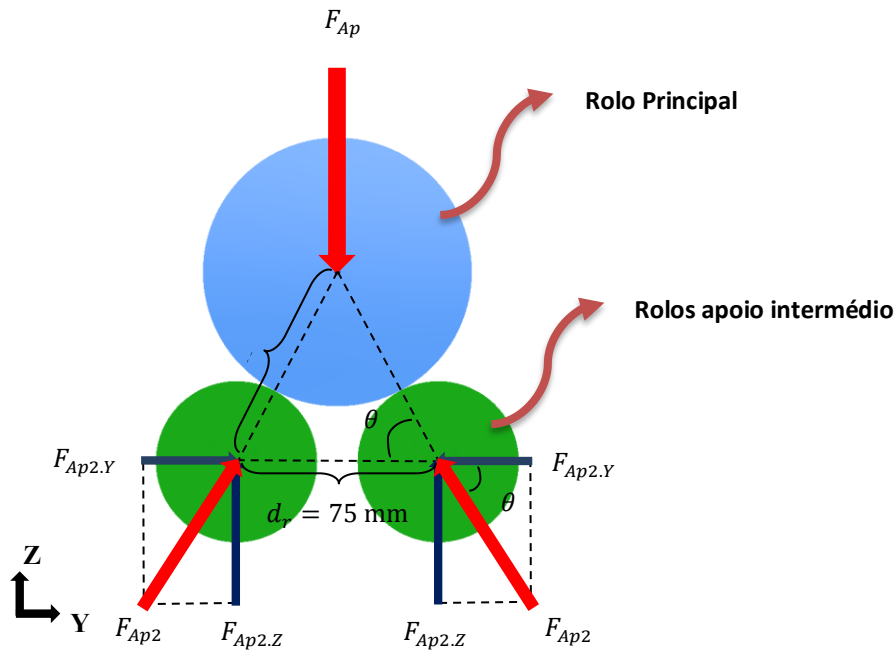


Figura 22 – Distribuição de forças no apoio intermédio.

A força F_{Ap2} a que cada rolo dos apoios intermédios está sujeito vai depender do ângulo θ entre a linha horizontal e a linha que liga os centros do rolo principal e dos rolos intermédios. Esta força pode ser decomposta nas suas componentes vertical ($F_{Ap2.Z}$) e horizontal ($F_{Ap2.Y}$).

Através da equação (6) calcula-se o ângulo θ :

$$\cos \theta = \frac{d_r/2}{r_1 + r_2} \quad (6)$$

Em que d_r corresponde à distância entre rolos do apoio intermedio, r_1 ao raio do rolo principal e r_2 ao raio dos rolos dos apoios intermédios.

$$\begin{aligned} \cos \theta &= \frac{75/2}{50 + 30} \\ \theta &= 62^\circ \end{aligned}$$

Sabendo o ângulo θ possui-se os dados necessário para calcular as forças $F_{Ap2.Z}$, F_{Ap2} e $F_{Ap2.Y}$:

$$F_{Ap2.Z} + F_{Ap2.Z} - F_{Ap} = 0$$

$$2 * F_{Ap2.Z} = 16.25$$

$$F_{Ap2.Z} = 8.125 \text{ kN}$$

$$\sin \theta = \frac{F_{Ap2.Z}}{F_{Ap2}} \quad (7)$$

$$F_{Ap2} = \frac{8.125}{\sin 62} = 9.2 \text{ kN}$$

$$\cos \theta = \frac{F_{Ap2.Y}}{F_{Ap2}}$$

$$F_{Ap2.Y} = \cos 62 * 9.2 = 4.6 \text{ kN}$$

A representação das forças e reações nos apoios num dos rolos dos apoios intermédio encontra-se na Figura 23. As reações nos apoios vão corresponder à carga F_{r2} que cada rolamento dos apoios intermédios terá que suportar.

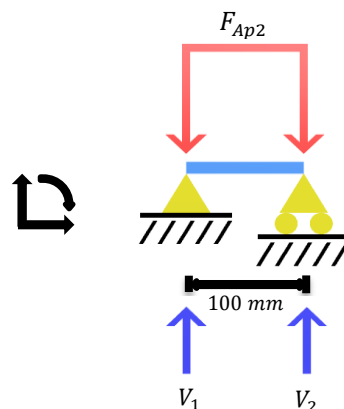


Figura 23 – Distribuição de esforços nos rolos dos apoios intermédios.

$$\begin{cases} V_1 + V_2 - F_{Ap2} = 0 \\ -V_2 * 0.1 + F_{Ap2} * 0.05 = 0 \end{cases}$$

$$\begin{cases} V_1 = 4.6 \text{ kN} \\ V_2 = 4.6 \text{ kN} \end{cases}$$

$$V_1 = V_2 = F_{r2} = 4.6 \text{ kN}$$

3.2.3. Esforços no rolamento das chumaceiras

As chumaceiras que se encontram nas extremidades de cada rolo principal são constituídas por um rolamento cada uma, estes rolamentos têm que suportar todos os esforços que são transmitidos à chumaceira. Logo, a carga F_{r1} em cada rolamento é igual à carga dos apoios F_{Ap} .

$$F_{r1} = F_{Ap} = 16.25 \text{ kN}$$

3.3. Seleção de rolamentos

A seleção dos rolamentos para a presente aplicação foi feita através do processo de seleção de rolamentos da marca SKF e conseqüentemente os rolamentos selecionados serão também desta marca [14]. A escolha deste processo e desta marca baseia-se na maior segurança do dimensionamento e na fiabilidade e qualidade de todos os seus produtos. A seleção foi feita simultaneamente para os rolamentos dos apoios intermédios e dos rolamentos das chumaceiras.

O primeiro passo dum processo de seleção de rolamentos consiste em avaliar e documentar a performance requerida, as diversas considerações de montagem e funcionamento e qualquer limitação que seja necessária dependendo da aplicação em causa. Todas as considerações podem alterar ou inviabilizar certos caminhos tomados no processo de seleção. Além destas considerações é necessário ter em conta os parâmetros de funcionamento do rolamento na aplicação onde se encontra. Estes parâmetros baseiam-se na carga que o rolamento tem que suportar, a temperatura de serviço, a velocidade e a lubrificação do rolamento.

3.3.1. Performance e condições de operação

Os rolamentos da presente aplicação devem possuir uma vida útil de cerca de 5 anos, trabalham continuamente 24 horas por dia, 5 dias por semana durante 49 semanas por ano, considerando a paragem anual de 3 semanas da fábrica. O tempo de vida útil requerido L_{req} é dado pela equação (8).

$$L_{req} = \frac{\text{horas}}{\text{dia}} * \frac{\text{dias}}{\text{semana}} * \frac{\text{semanas}}{\text{ano}} * \text{anos} \quad (8)$$
$$L_{req} = 29400 \text{ horas}$$

As velocidades angulares máximas dos rolamentos são:

$$n_1 = 28.6 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 44.8 \text{ rpm}$$

Estas velocidades foram calculadas no Apêndice B.

A temperatura de serviço (T_s) foi já anteriormente obtida na secção 2.4 e tem um valor de 220°C.

Cada par de rolamentos, independentemente se for dos apoios intermédios ou das chumaceiras, vai suportar grandes esforços radiais e esforços axiais de menor magnitude. Como já calculado e referido anteriormente a carga radial a que os rolamentos estão sujeitos é a seguinte:

$$F_{r1} = 16.25 \text{ kN}$$

$$F_{r2} = 4.6 \text{ kN}$$

A elevada temperatura de serviço, a expansão térmica resultante desta temperatura e as diferentes tolerâncias de fabrico exigem que um dos rolamentos de cada par permita deslocamentos axiais de modo a evitar sobrecarga dos rolamentos. Em nenhum dos rolamentos há qualquer exigência do projeto no que toca a limites para vibrações e ruído.

3.3.2. Tipo de rolamentos e tamanho

Após uma profunda reflexão e tendo em conta todas as considerações necessárias foram selecionados rolamentos autocompensadores de rolos para ambas as situações. Este tipo de rolamentos apresenta uma grande capacidade de suportar esforços radiais e alguma capacidade de suportar esforços axiais. O próprio rolamento não permite os deslocamentos axiais que são exigidos neste projeto, mas é possível garantir estes deslocamentos fixando um dos rolamentos do par sendo que o outro fica flutuante. Este tipo de montagem permite movimentos do rolamento axialmente. Nesta situação apenas o rolamento fixo vai suportar os esforços axiais.

Existem dois métodos de obter o tamanho necessário para os rolamentos. O primeiro consiste numa seleção baseada no tempo de vida do rolamento e a segunda baseia-se na carga estática a que o rolamento está sujeito. De acordo com as indicações do processo de seleção de SKF a seleção para aplicações de baixa velocidade e cargas elevadas deve-se utilizar o segundo método. Sendo este o nosso caso foi utilizado este método. De modo a diferenciar os rolamentos dos dois casos foi atribuído um índice i a cada um. A seleção do rolamento foi feita inicialmente para os rolamentos das chumaceiras (índice $i = 1$) e posteriormente para os rolamentos dos apoios intermédios (índice $i = 2$).

3.3.2.1. Rolamentos das chumaceiras (índice $i = 1$)

Este método baseado na carga estática tem em consideração um fator de segurança estático s_o que relaciona a carga estática requerida para a situação com a carga estática equivalente através da equação (9).

$$s_o = \frac{C_r(i)}{P_o(i)} \quad (9)$$

Em que $C_r(i)$ corresponde à capacidade de carga estática requerida e $P_o(i)$ à capacidade de carga estática equivalente do rolamento.

O valor mínimo para este fator de segurança pode ser encontrado na tabela 8 da pag.107 do catálogo de rolamentos da SKF [14].

Este fator é retirado da tabela relacionando a influência da deformação permanente na performance do rolamento com a certeza com que se consegue calcular as cargas a que o rolamento está sujeito. Para o presente caso as cargas têm alguma imprecisão e não é aceitável deformação permanente.

$$s_o = 4$$

De modo a obter a capacidade de carga estática requerida é necessário calcular a capacidade de carga estática equivalente (P_o) através da equação (10).

$$P_o(i) = F_r(i) + Y_o(i) * F_a(i) \quad (10)$$

Em que $F_r(i)$ corresponde à carga radial, $F_a(i)$ à carga axial e $Y_o(i)$ um fator de cálculo que depende do rolamento.

Para a execução deste cálculo é necessário usar o parâmetro $Y_o(i)$ que depende do rolamento, sendo que foi usado o rolamento 22308 E para a aproximação. A carga estática equivalente (P_o) foi ainda calculada considerando a carga axial máxima $F_{a,max(i)}$ que o rolamento pode suportar, carga esta que pode ser calculada através da equação (11).

$$F_{a,max(i)} = 0.003 * B(i) * d(i) \quad (11)$$

Em que $B(i)$ é a largura do rolamento e $d(i)$ o diâmetro do anel interno do mesmo.

Os valores de $Y_o(1)$, $B(1)$, $C_o(1)$, $C(1)$ e $d(1)$ podem ser encontrados na página 792 do catálogo de rolamentos da SKF [14] e tomam os seguintes valores para o rolamento em causa:

$$Y_o(1) = 1.8$$

$$B(1) = 33 \text{ mm}$$

$$d(1) = 40 \text{ mm}$$

$$C_o(1) = 140 \text{ kN}$$

$$C(1) = 155 \text{ kN}$$

Em que o valor de $C(i)$ corresponde à capacidade de carga dinâmica do rolamento.

Substituindo os valores nas equações (11), (10) e (9):

$$F_{a,max(1)} = 0.003 * 33 * 40 = 3.96 \text{ kN}$$

$$P_o(1) = 16.25 + 1.8 * 3.96 = 23.378 \text{ kN}$$

$$C_o(1) = 4 * 23.378 = 93.512 \text{ kN}$$

$$C_o(1) < C_o$$

O rolamento selecionado inicialmente tem a capacidade de suportar os esforços radiais a que está sujeito não havendo a necessidade de ser alterado.

O tempo de vida teórico dos rolamentos é dado pela equação (12).

$$L_{2h} = \frac{10^6}{60 * n} * \left(\frac{C(i)}{P_o(i)} \right)^p * a_1 \quad (12)$$

Em que L_{2h} corresponde ao tempo de vida do rolamento a 98% de fiabilidade, n à velocidade de rotação do rolamento, p a uma constante com o valor de $p = \frac{10}{3}$ para rolamentos de rolos e a_1 a uma constante que define a fiabilidade possuindo o valor de $a_1 = 0.37$ para 98% de fiabilidade. Substituindo na equação:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 28.6} * \left(\frac{155}{23.378} \right)^{\frac{10}{3}} * 0.37 = 118059 \text{ horas}$$

Este tempo de vida é calculado considerando apenas as cargas a que o rolamento está sujeito e não vai corresponder à realidade. O tempo de vida real vai ser

influenciado pela definição da lubrificação e das tolerâncias do rolamento e da perda de capacidade de carga do rolamento com a estabilização para a temperatura de 220 °C. Devido à elevada temperatura espera-se que o tempo de vida do rolamento seja consideravelmente inferior a este tempo de vida teórico calculado. Mesmo assim encontra-se ligeiramente sobredimensionado, no entanto terá que ser este o rolamento escolhido pois o rolamento com capacidade inferior terá um tempo de vida demasiado próximo do tempo de vida esperado e considerando estes fatores apresentados não garantirá os objetivos do projeto.

3.3.2.2. Rolamentos dos apoios intermédios (índice i=2)

Para os rolamentos dos apoios intermédios o processo é o semelhante e foi usado o mesmo coeficiente de segurança estático s_o .

Novamente foi selecionado um possível rolamento que tem que ser confirmada a viabilidade da sua aplicação.

Para a aproximação foi selecionado o rolamento 22205 E da SKF, com:

$$Y_o(2) = 1.8$$

$$B(2) = 18 \text{ mm}$$

$$d(2) = 25 \text{ mm}$$

$$C_o(2) = 44 \text{ kN}$$

$$C(2) = 49.9 \text{ kN}$$

Substituindo os valores nas equações (11), (10) e (9):

$$F_{a,\max}(2) = 0.003 * 25 * 18 = 1.35 \text{ kN}$$

$$P_o(2) = 4.6 + 1.8 * 1.35 = 7 \text{ kN}$$

$$C_r(2) = 4 * 7 = 28 \text{ kN}$$

$$C_r(2) < C_o(2)$$

Novamente o rolamento selecionado possui $C_r(2) < C_o(2)$, logo este rolamento tem capacidade de suportar os esforços radiais a que esta sujeito e é, portanto, aplicável á presente situação. Usando este rolamento cada par de rolamentos tem a capacidade de suportar uma carga axial no valor de 1.35 kN.

O tempo de vida teórico dos rolamentos é:

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 * 44.8} * \left(\frac{49.9}{10.305} \right)^{\frac{10}{3}} = 95965 \text{ horas}$$

Como já foi referido anteriormente para o caso dos rolamentos das chumaceiras, o tempo de vida real do rolamento será inferior a este tempo de vida teórico calculado. Estes rolamentos têm ainda a particularidade de serem influenciados pela contaminação que resulta da acumulação de detritos na zona dos apoios intermédios. Esta contaminação influencia negativamente o tempo de vida real dos rolamentos. Considerando todos os fatores que afetam o tempo de vida espera-se que estes rolamentos possuam um tempo de vida real próximo dos 5 anos pretendidos. O processo de definição da lubrificação e das tolerâncias deve garantir que a perda de tempo de vida dos rolamentos nestas condições não diminui para valores inferiores aos 5 anos.

3.3.3. Problemas na seleção dos rolamentos

A seleção de rolamentos apresentada não está completa. Os passos referentes à lubrificação e tolerâncias de montagem não foram executados. A alta temperatura de serviço impede que a seleção dos rolamentos seja feita da melhor forma. Os catálogos e as ferramentas de seleção tanto desta como de outras marcas de rolamentos não estão preparados para a seleção de rolamentos à temperatura de funcionamento necessária. Os rolamentos selecionados podem ser estabilizados para a temperatura necessária a pedido. A capacidade de carga apresentada é para rolamentos estabilizados até 200°C, no entanto o coeficiente de segurança alto que foi usado vai permitir garantir a capacidade de rolamentos desta dimensão suportar as cargas mesmo com alguma perda de capacidade resultante da estabilização até aos 220°C necessários. O projeto das necessidades de lubrificação e das tolerâncias de montagem tem que ser necessariamente obtido pela própria SKF ou por uma

empresa especializada em rolamentos de alta temperatura. O tempo de vida dos rolamentos depende duma lubrificação bem efetuada e em intervalos de tempo pré-estabelecidos que não são possíveis de obter pelos métodos e catálogos disponibilizados pelas marcas de rolamentos e lubrificantes. O tempo de vida teórico calculado tem apenas em conta as cargas a que os rolamentos estão sujeitos. O tempo de vida real dos rolamentos será necessariamente inferior, mas à partida o seu elevado valor permite afirmar que rolamentos desta dimensão permitiram alcançar o tempo de vida útil pretendido. Cabe à entidade responsável pelo projeto de lubrificação obter as condições de lubrificação e as tolerâncias dos rolamentos que garantirão o tempo de vida útil esperado.

3.4. Dimensionamento dos parafusos

Nesta secção foi feito o dimensionamento e confirmação da viabilidade de todos os parafusos que envolvem a montagem da solução apresentada. Existem 8 conjuntos de parafusos que é necessário dimensionar:

- Parafusos de ajuste dos apoios intermédios;
- Parafusos de fixação da tampa dos rolamentos dos apoios intermédios;
- Parafusos de fixação dos apoios intermédios à base;
- Parafusos de fixação das chumaceiras de rolamentos à base;
- Parafusos de fixação das chumaceiras aos rolos;
- Parafusos de fixação da tampa da chumaceira 1;
- Parafusos de fixação do sistema de molas;
- Parafusos de fixação da montagem integral do sistema do rolo à mesa do módulo.

3.4.1. Parafusos de ajuste dos apoios intermédios

Tal como já foi referido anteriormente os apoios intermédios são ajustáveis de modo a garantir o perfeito contacto entre os rolos dos apoios com os rolos principais. Este ajuste é garantido com o auxílio de três parafusos que apertam as duas partes independentes

de cada apoio intermédio. Existem ainda dois parafusos cuja função é contrariar o movimento dos três primeiros parafusos de modo a permitir, após o contacto ter sido garantido, uma fixação da posição das duas partes que compõem o apoio intermédio e garantir que pode ser feito o aperto de todos os parafusos com o binário de aperto correto.

Os esforços que promovem a separação das duas partes do apoio intermédio já foram calculados anteriormente e correspondem à força $F_{Ap2.Y}$ que se encontra representada na Figura 24.

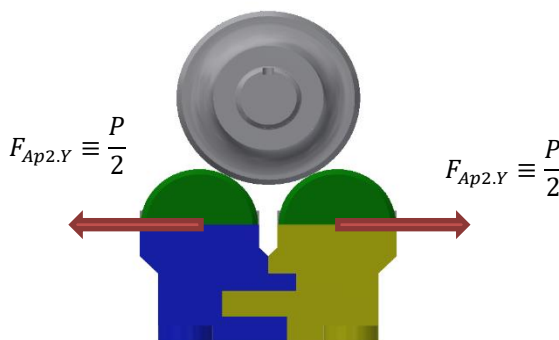


Figura 24-- Cargas suportadas pelos parafusos.

$$F_{Ap2.Y} = 4.6 \text{ kN}$$

$$P = 2 * F_{Ap2.Y} = 9.2 \text{ kN}$$

Pela figura é possível observar que os parafusos vão ter que contrariar a força P de valor 9.2 kN. Esta força vai ser suportada por 3 parafusos, mas os 2 parafusos contrários terão que suportar a mesma força sendo que o dimensionamento foi feito para a situação crítica e adotada a mesma força para todos os parafusos.

$$P_{paraf.} = \frac{9.2}{2} = 4.6 \text{ kN}$$

O dimensionamento dos parafusos foi efetuado considerando três aspetos importantes. Deve ser evitada a separação das peças, o binário de aperto necessário e evitar

que ocorra cedência plástica do parafuso. Os esforços nas peças e nos parafusos são dados através das equações (13), (14) e (15).

$$F_p = c * P_{paraf.} + F_i \quad (13)$$

$$F_m = (1 - c) * P_{paraf.} - F_i \quad (14)$$

$$c = \frac{K_p}{K_p + K_m} \quad (15)$$

Em que F_p corresponde á força resultante suportada pelo parafuso, F_m à força resultante suportada pelas peças, F_i à pré-carga do parafuso e c que é uma relação de rigidez entre a rigidez do parafuso K_p e a rigidez das peças K_m .

O coeficiente de segurança à separação das peças (n_s) é dado pela equação (16):

$$n_s = \frac{P_0}{P_{paraf.}} \quad (16)$$

Em que P_0 é o valor de $P_{paraf.}$ para o qual ocorre separação das peças.

A pré-carga (F_i) e o binário de aperto (M_s) são calculados pelas equações (17) e (18).

$$\begin{cases} F_i = 0.75 * F_{prova} = 0.75 * \sigma_p * A_t \Rightarrow \text{ligações não permanentes} \\ F_i = 0.9 * F_{prova} = 0.9 * \sigma_p * A_t \Rightarrow \text{ligações permanentes} \end{cases} \quad (17)$$

$$M_s = 0.2 * F_i * d_p \quad (18)$$

Em que F_{prova} corresponde à força de prova, σ_p à tensão de prova, A_t é a área equivalente de resistência à tração do parafuso e d_p o seu diâmetro da rosca do parafuso.

Por último as equações (19) e (20) permitem avaliar a resistência à cedência do parafuso.

$$\sigma < \sigma_c \Rightarrow n_c = \frac{\sigma_c}{\sigma} \quad (19)$$

$$\sigma = \frac{F_p}{A_t} = \frac{c * P_{paraf.}}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} \quad (20)$$

Em que σ corresponde à tensão normal no parafuso, σ_c à tensão de cedência do parafuso e n_c ao coeficiente de segurança à cedência.

Todas as equações a ser usadas são validas considerando que não ocorre separação das peças, logo este é o primeiro passo do dimensionamento. Caso haja separação das peças a carga externa é integralmente suportada pelo parafuso ($F_m = 0$) e ocorre quando o valor de $P_{paraf.}$ atinge P_0 . Para esta situação é necessário garantir $n_s \geq 1.5$.

Foi selecionado um parafuso e comprovada a sua utilização na presente situação. O parafuso que se pretende utilizar é de passo fino para facilitar o ajustamento e tem as seguintes propriedades:

Classe métrica – 9.8

d_p – M10

σ_p – 650 MPa

σ_c = 710 MPa

A_t – 61.2 mm² (passo fino)

L – 80 mm

Em que L corresponde ao comprimento do parafuso. Substituindo os valores necessários nas equações (17) e (15), considerando $K_m = K_p$, pois o K_m corresponde neste caso à rigidez dos dois parafusos que contrariam o movimento dos três parafusos de aperto, sendo que todos os parafusos são feitos do mesmo material e que a ligação é não permanente pois pode ser necessário reajustamento posterior:

$$F_i = 0.75 * 650 * 61.2 = 29.84 \text{ kN}$$

$$c = \frac{K_p}{K_p + K_p} = \frac{1}{2}$$

Considerando a equação (14) em ordem a P_0 que substitui $P_{paraf.}$ é possível calcular o seu valor:

$$P_0 = \frac{29.84}{\left(1 - \frac{1}{2}\right)} = 59.67 \text{ kN}$$

Consequentemente o valor de n_s pela equação (16) é:

$$n_s = \frac{P_0}{P} = \frac{59.67}{4.6} = 13 \geq 1.5$$

É possível constatar que para este valor do coeficiente de segurança não ocorrerá separação das peças.

O passo seguinte consiste em calcular o binário de aperto necessário pela equação (18).

$$M_s = 0.2 * 29.84 * 10 = 60 \text{ N * m}$$

Por último o dimensionamento à cedência plástica. Para garantir que não ocorrem deformações plásticas é necessário calcular um coeficiente de segurança à cedência plástica (n_c). Esse coeficiente de segurança deverá ter um valor superior a 1.3. Substituindo os valores nas equações (19) e (20):

$$\sigma = \frac{F_P}{A_t} = \frac{c * P}{A_t} + \frac{F_i}{A_t} = \frac{\frac{1}{2} * 4600}{61.2} + \frac{29840}{61.2} = 525.16 \text{ MPa}$$

$$\sigma < \sigma_c \Rightarrow n_c = \frac{710}{525.16} = 1.35 > 1.3$$

3.4.2. Parafusos de fixação

Todos os restantes parafusos não são críticos pois não possuem cargas externas relevantes que possam provocar a sua falha. Deste modo é apenas necessário calcular o binário de aperto para cada um através das equações (17) e (18). Todos os parafusos são da mesma classe métrica 8.8. O seu binário de aperto vai variar dependendo apenas do diâmetro d_p e da área de resistência A_t . Foram usados parafusos M6, M8, M10, M12 e M14. Nos

casos em que se usam parafusos com o mesmo diâmetro de rosca, o valor para o binário de aperto é igual.

3.4.2.1. Parafusos M6

Parafusos de fixação da tampa dos rolamentos dos apoios intermédios ($L = 20$ mm):

$$\begin{aligned}d_p &= \text{M6} \\A_t &= 20.1 \text{ mm}^2 \\F_i &= 0.75 * 600 * 20.1 = 9.045 \text{ kN} \\M_s &= 0.2 * 9.045 * 6 = 10.9 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}$$

3.4.2.2. Parafusos M8

Parafusos de fixação da tampa da chumaceira 1 que restringe completamente o movimento do rolamento respetivo ($L = 50$ mm).

$$\begin{aligned}d_p &= \text{M8} \\A_t &= 36.6 \text{ mm}^2 \\F_i &= 0.75 * 600 * 36.6 = 16.47 \text{ kN} \\M_s &= 0.2 * 16.47 * 8 = 26.35 \text{ N} \cdot \text{m}\end{aligned}$$

3.4.2.3. Parafusos M10

Parafusos M10 foram usados para a fixação das chumaceiras de rolamentos à base ($L = 45$ mm), para a fixação dos apoios intermédios à base ($L = 30$ mm) e para a fixação das chumaceiras ao rolo ($L = 20$ mm).

$$d_p = \text{M10}$$

$$A_t = 58.0 \text{ mm}^2$$

$$F_i = 0.75 * 600 * 58.0 = 26.1 \text{ kN}$$

$$M_s = 0.2 * 26.1 * 10 = 52.2 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.4.2.4. Parafusos M12

Parafusos M12 foram usados para a fixação do sistema de molas à base ($L = 40 \text{ mm}$).

$$d_p = \text{M12}$$

$$A_t = 84.3 \text{ mm}^2$$

$$F_i = 0.75 * 600 * 84.3 = 37.94 \text{ kN}$$

$$M_s = 0.2 * 37.94 * 12 = 91.06 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.4.2.5. Parafusos M14

Parafusos M14 foram usados para a fixação da base do sistema do rolo à mesa do módulo ($L = 120 \text{ mm}$).

$$d_p = \text{M14}$$

$$A_t = 115 \text{ mm}^2$$

$$F_i = 0.75 * 600 * 115 = 51.750 \text{ kN}$$

$$M_s = 0.2 * 51.750 * 0.014 = 144.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

3.5. Seleção das molas Belleville

Estas molas têm a capacidade de sofrer deflexões pequenas sob cargas elevadas. A seleção destas anilhas tem em conta a força máxima que terão que suportar e a deflexão necessária para esta aplicação. É possível aproximar a base que suporta todos os apoios de cada rolo a uma estrutura rígida. Deste modo, a carga que é transmitida para as molas tem uma distribuição uniforme pelas mesmas. Foi optado por colocar seis pares de molas que terão que suportar a força total transmitida (Figura 25). A carga em cada mola F_{mola} é dada pela equação (21).

$$F_{mola} = \frac{F_{rolo}}{6} \quad (21)$$
$$F_{mola} = \frac{97.5}{6} = 16.25 \text{ kN}$$

É esperada uma diminuição de espessura do material de cerca de 2mm em cada módulo. Deste modo, a melhor opção é selecionar molas que permitam deflexão superior a este valor para a carga máxima a ser transmitida. A seleção e a montagem das molas têm em conta que estas devem estar em funcionamento com uma deflexão entre 15% a 80% da deflexão máxima de acordo com a norma DIN 2093. Molas Belleville empilhadas em série permitem maiores deslocamentos para a mesma carga suportada por apenas uma mola. Após a consulta de catálogos deste tipo de peças concluiu-se que a melhor opção é usar duas molas em série com as seguintes características (Figura 25) [15].

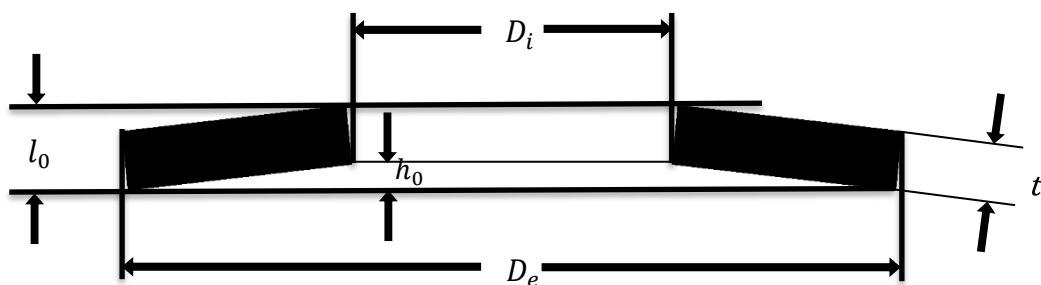


Figura 25 – Esquema da mola Belleville [15].

$$\begin{aligned}D_i &= 30.50 \text{ mm} \\D_e &= 60 \text{ mm} \\t &= 3.5 \text{ mm} \\l_0 &= 5 \text{ mm} \\h_0 &= 1.5 \text{ mm}\end{aligned}$$

O gráfico da Figura 26 relaciona a deflexão da mola com a força a que está sujeita. O gráfico foi retirado diretamente da ferramenta de cálculo do fornecedor e corresponde a duas molas em série de material 48CrMoV6 a uma temperatura de funcionamento de 220°C. A escolha do material baseou-se na capacidade do mesmo em garantir o funcionamento adequado à temperatura de serviço exigida.

$$\begin{aligned}\Delta h_{max} &= 0.8 * (2 * h_0) = 2.40 \text{ mm} \\ \Delta h_{min} &= 0.15 * (2 * h_0) = 0.45 \text{ mm}\end{aligned}$$

A deflexão máxima admissível (Δh_{max}) deste conjunto de molas em série é de 2.40 mm que corresponde a uma carga na mola de 18172.83 N e a deflexão mínima (Δh_{min}) é 0.45 mm para uma carga de 4000 N. Estes valores da deflexão correspondem apenas à deflexão de um rolo. A compressão é feita entre os rolos superiores e inferiores, logo a deflexão total é o dobro desta. O máximo de deflexão possível é de $2 * 2.4 = 4.8$ mm para a força máxima que podem suportar. Este valor é consideravelmente superior que o valor necessário e foi escolhido assim para respeitar todas as condições possíveis de operação. O conjunto selecionado suporta a força máxima possível e permite funcionar a valores de carga inferiores ao máximo. A deflexão tem o valor de 2mm logo a partir de uma carga de 9000 N, o que pode ser necessário no funcionamento da prensa para a produção de materiais que não necessitem de tanta compressão.

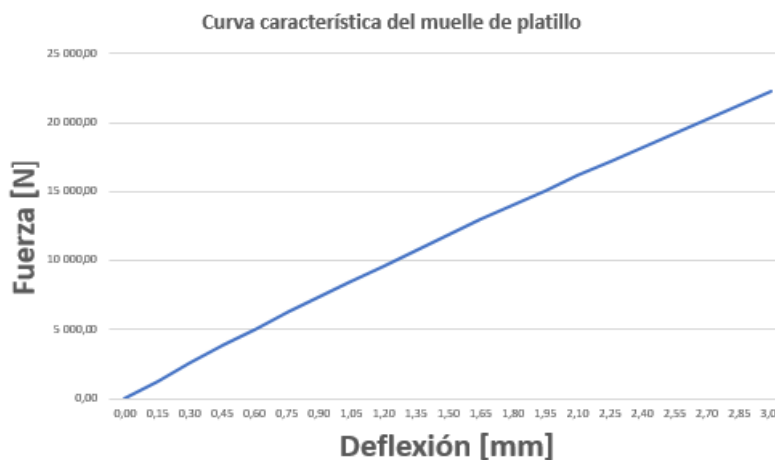


Figura 26 – Gráfico Força-Deflexão, retirado do software disponibilizado pelo fornecedor [15]

3.6. Seleção de materiais

3.6.1. Seleção do material dos rolos

Para a nova solução garantir o correto funcionamento da prensa é necessário escolher um material para os rolos principais e para os rolos dos apoios intermédios. Este material deve ser escolhido de modo a que as suas propriedades beneficiem o funcionamento do mesmo e garantam a maior resistência possível dos componentes.

O método adotado consiste em utilizar o software *CES Edupack* e posteriormente uma matriz de seleção e assim obter a melhor classe de materiais. O processo poderia ser repetido para encontrar o melhor material dentro desta classe de materiais, mas apresentaram todos propriedades semelhantes e o resultado final poderia ser um material impossível de adquirir por qualquer razão. Sendo uma situação prática real optou-se por procurar no mercado português um material dentro da classe obtida que respeitasse as exigências do projeto.

O método inicia-se com a escolha das restrições iniciais e dos objetivos relativos ao projeto:

Restrições:

- Temperatura máxima de serviço: >220°C
- Alongamento: >1%

O alongamento representa a deformação no ponto de rutura expressa em percentagem. Esta propriedade traduz a ductilidade do material. Para o presente caso é necessário um material dúctil que consiga sofrer alguma flexão sem ocorrer rutura.

Objetivos para o índice de material a introduzir no software:

- Máxima resistência à fratura
- Minimizar preço

O primeiro objetivo foi selecionado de acordo com as solicitações a que os rolos estão sujeitos. O segundo objetivo está presente em praticamente todos os projetos e influencia a viabilidade dos mesmos. A partir dos objetivos é necessário encontrar um índice de seleção que introduzido no software juntamente com as restrições vai resultar numa lista de materiais possíveis para serem utilizados.

A equação (22) representa o custo do material e a equação (23) representa a força máxima à qual ocorre rutura do material.

$$\epsilon = \rho * A * L * C_U \quad (22)$$

Em que ϵ corresponde ao custo, ρ à densidade, A à área de secção, L ao comprimento e C_U ao custo unitário.

$$F_f = C * \left(\frac{I}{Y_m} \right) * \frac{\sigma_y}{L} \quad (23)$$

Em que F_f corresponde à força de rutura, C a uma constante dependente do tipo de solicitação, I ao momento de inércia, Y_m à distância entre a linha neutra de flexão e a linha de superfície e σ_y à tensão limite elástico.

Substituindo $A = \pi * r^2$ e $\frac{I}{Y_m} = \frac{\pi}{4} * r^3$ (sendo r o raio da secção dos rolos) é possível colocar a equação (22) em ordem a r e substituir na equação (23).

$$F_f = C * \frac{\pi}{4} * r^3 * \frac{\sigma_y}{L} \Rightarrow r = \left(\frac{4 * F_f * L}{\pi * C * \sigma_y} \right)^{1/3}$$

$$\epsilon = \rho * \pi * r^2 * L * C_U \Rightarrow \epsilon = \rho * \pi * \left(\frac{4 * F_f * L}{\pi * C * \sigma_y} \right)^{2/3} * L * C_U$$

Para os rolos as dimensões já estão selecionadas e a força a que estão sujeitos é constante independentemente do material. Removendo tudo que é constante e que não depende do material da equação final:

$$\epsilon = \rho * \pi * \left(\frac{4 * F_f * L}{\pi * C * \sigma_y} \right)^{2/3} * L * C_U$$

A equação final (24) representa o índice de seleção a introduzir no software. Para encontrar o melhor material é necessário minimizar $\frac{\rho * C_U}{\sigma_y^{2/3}}$ ou maximizar $\frac{\sigma_y^{2/3}}{\rho * C_U}$.

$$\epsilon = \frac{\rho * C_U}{\sigma_y^{2/3}} \tag{24}$$

Introduzindo o índice de seleção e as restrições no software é possível obter o gráfico representado na Figura 27.

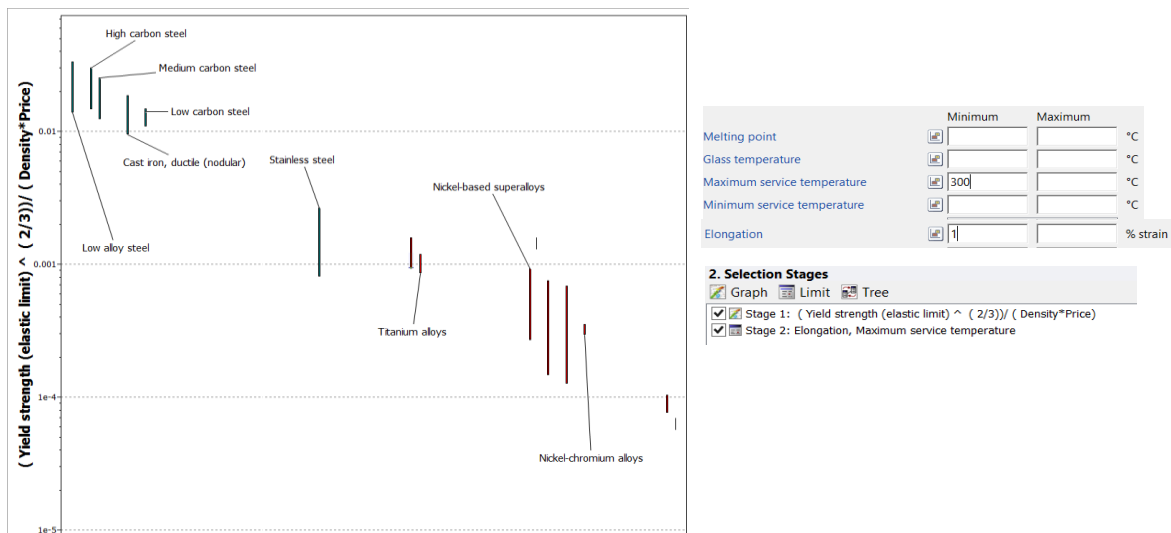


Figura 27 – Gráfico da seleção de materiais obtido pelo software CES Edupack.

Foram selecionados para a matriz de seleção as melhores classes materiais, sendo que algumas foram removidas por terem propriedades semelhantes de modo a simplificar a matriz. As classes de materiais selecionadas para fazer a matriz são:

- Low alloy steel
- High carbon steel
- Medium carbon steel
- Cast iron
- Low carbon steel
- Stainless steel
- Titanium alloys
- Nickel-based superalloys
- Nickel-chromium alloys

A matriz de seleção avalia a performance de cada classe de materiais em vários parâmetros e consoante a importância atribuída a cada um desses parâmetros resultará uma classificação final para as classes dos materiais. A classe de materiais que apresentar o valor da classificação mais elevado é a indicada para este caso.

Apresentam-se na Tabela 3 estes parâmetros e as respetivas importâncias:

Tabela 3 – Parâmetros e a sua importância para a matriz de seleção.

Parâmetros	Importância
Minimizar a flecha	8
Maximizar resistência à fratura	9
Temperatura de funcionamento	6
Minimizar desgaste	8
Minimizar a expansão térmica	6
Minimizar preço	6
Maximizar coeficiente de perda mecânica	6

Todos os parâmetros foram calculados para a situação real com algumas aproximações que vão permitir calcular e identificar mais facilmente quais os melhores

materiais. A descrição de cada parâmetro e o seu cálculo encontra-se descrito detalhadamente no Apêndice C.

A matriz de seleção relaciona a performance de cada material para cada parâmetro e consoante a importância do mesmo é obtida uma classificação final que identifica o melhor material. A elaboração da matriz encontra-se também descrita detalhadamente no Apêndice C.

A matriz final encontra-se representada na Tabela 4.

Tabela 4 – Resultado da matriz de seleção de materiais.

Material	Nickel-based superalloys	Low Alloy Steel	High Carbon Steel	Medium Carbon Steel	Stainless Steel	Titanium alloys	Nickel-chromium alloys	Cast iron	Low Carbon Steel
Flecha (-)	0,1528	0,1633	0,1606	0,1609	0,1544	0,0890	0,1625	0,1335	0,1606
Strength (+)	0,1837	0,1581	0,1666	0,0989	0,0959	0,1624	0,0665	0,0754	0,0512
ΔT (+)	0,1155	0,0424	0,0216	0,0244	0,0786	0,0355	0,1224	0,0250	0,0216
Dureza (+)	0,1568	0,1633	0,1588	0,1343	0,1372	0,1268	0,0706	0,0853	0,0551
Preço (-)	0,0027	0,1138	0,1214	0,1214	0,0118	0,0047	0,0026	0,1071	0,1224
Dilatação (-)	0,0906	0,0944	0,0925	0,0944	0,0686	0,1224	0,0871	0,1007	0,0925
Cpm (+)	0,0121	0,0149	0,0142	0,0157	0,0197	0,0278	0,0267	0,1224	0,0257
Soma	0,7142	0,7502	0,7356	0,6499	0,5663	0,5686	0,5384	0,6494	0,5290

Como é possível observar a classe de materiais com melhor classificação é: Low Alloy Steel.

Tal como já foi referido o material foi selecionado dentro dos materiais desta classe que é possível obter no mercado nacional e cujas propriedades mais se aproximam a valores que otimizem o funcionamento e resistência dos componentes. O material escolhido é o aço de liga AISI: 4337 / DIN: 34 CrNiMo 6. Este aço apresenta propriedades que respeitam todas as exigências deste projeto.

Muitos dos distribuidores disponibilizam este aço já com tratamento superficial feito. Para este aço o melhor tratamento é a nitruração. Este tratamento melhora o acabamento superficial do aço e aumenta também a sua dureza superficial. Estas características introduzidas pelo tratamento vão melhorar a performance já garantida pelo processo de seleção permitindo reduzir o desgaste a que os rolos estão sujeitos.

3.6.2. Material dos restantes componentes

Para os restantes componentes a escolha do material não necessita de ser tão criteriosa como para os rolos que constituem este equipamento. As restrições baseiam-se apenas na necessidade de garantir a integridade estrutural dos componentes. Como tal não há necessidade de escolher um material que permita melhorar a sua performance. O material a usar vai depender do fornecedor que fabricar os componentes de modo a haver um melhor controlo de custos e facilidade da sua aquisição. No entanto é necessário garantir que as escolhas possíveis vão respeitar a performance requerida. A análise estrutural da secção 3.7 foi feita para estes componentes com um aço AISI:1030. Este aço possui propriedades inferiores à maioria dos aços e a sua viabilidade vai garantir o uso de qualquer aço que seja usado no futuro. Na avaliação de custos da secção 3.9 o valor do material para estes componentes foi o mesmo que o do material com melhores propriedades escolhido para os rolos. Estas decisões vão garantir que, independentemente do material escolhido para os componentes, a sua integridade estrutural e o seu custo estarão dentro dos limites esperados e analisados.

3.7. Análise estrutural

A análise estrutural desta secção foca-se nos componentes principais e mais críticos de modo a garantir a sua integridade e viabilidade. Foi executada através do software Autodesk Inventor Professional 2019. Este software permite fazer uma análise simplificada e garantir que os componentes cumprem os objetivos pretendidos.

3.7.1. Rolos principais

Para os rolos principais a análise estrutural considera as propriedades do material selecionado na secção 3.6.1. As propriedades da malha criada estão apresentadas na juntamente com os resultados obtidos para a tensão de Von Mises como para o deslocamento (Figura 28 e 29).

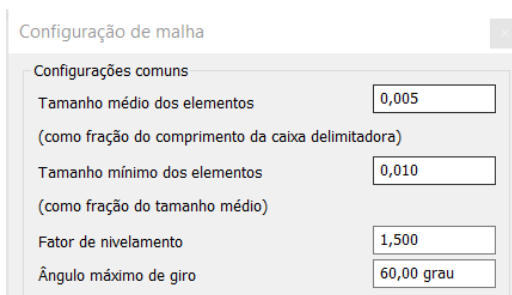


Figura 28 – Propriedades da malha para a análise estrutural dos rolos principais.

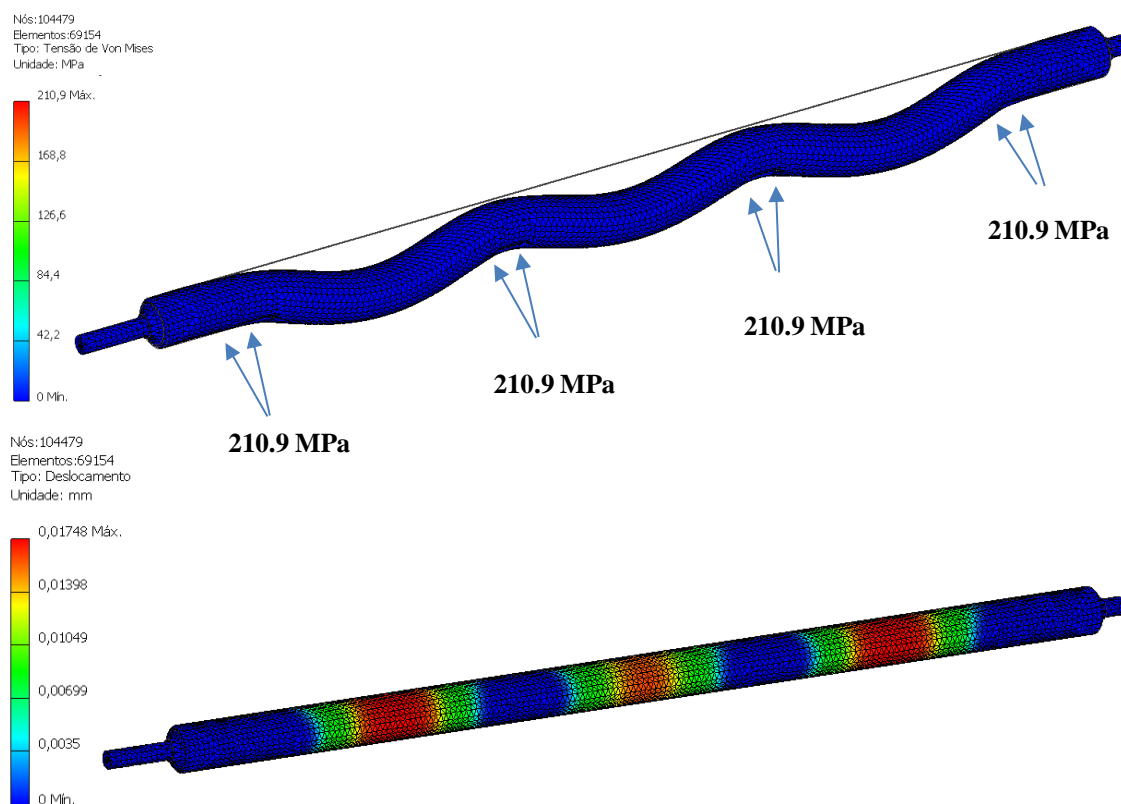


Figura 29 – Resultados da análise estrutural do rolo principal.

A tensão máxima obtida foi de 210.9 MPa e encontra-se imediatamente depois da zona de contacto entre os apoios intermédios e o rolo principal. O deslocamento máximo tem o valor de 0.01748mm e encontra-se no ponto médio entre dois apoios intermédios.

3.7.2. Rolos dos apoios intermédios

Os rolos dos apoios intermédios possuem o mesmo material dos rolos principais. As propriedades da malha encontram-se na Figura 30 e os resultados da análise na Figura 31.

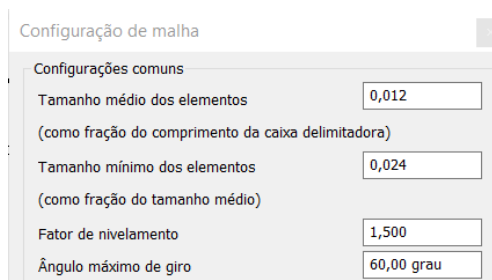


Figura 30 – Propriedades da malha para a análise estrutural dos rolos dos apoios intermédios.

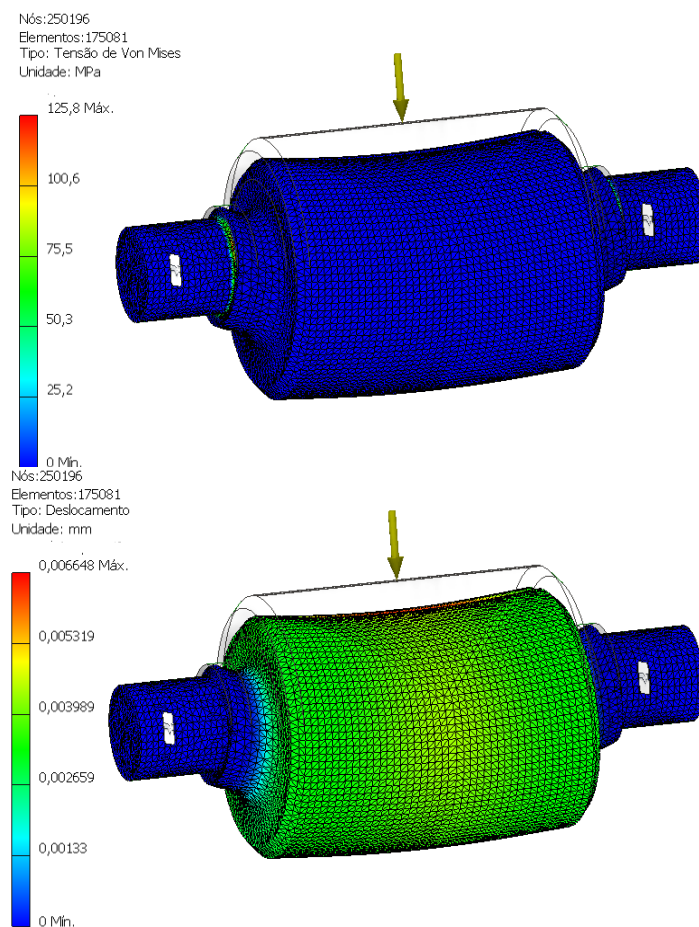


Figura 31 – Resultados da análise estrutural dos rolos dos apoios intermédios.

A tensão de Von Mises nos rolos dos apoios intermédios possui valores de 125.8 MPa. E deslocamentos de 0.007 mm aproximadamente.

3.7.3. Apoios intermédios

Para a estrutura dos apoios intermédios o material usado foi selecionado na secção 3.6.2. A força foi aplicada nas estruturas no local de contacto com os rolamentos com a direção da força correspondente à linha que liga o centro dos rolos dos apoios intermédios ao centro do rolo principal. As propriedades da malha estão apresentadas na Figura 32 e o resultado da análise na Figura 33 . A tensão de Von Mises máxima é de 11.34 MPa e o deslocamento é de 0.004 mm. Estes valores são bastante reduzidos e na realidade podem ser superiores, mas a margem de segurança permite garantir a integridade estrutural da estrutura.

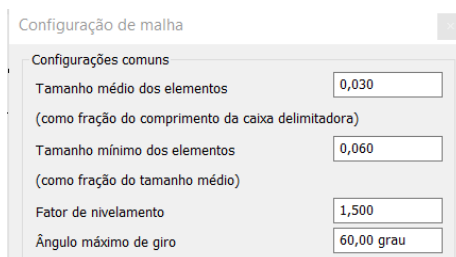


Figura 32 – Propriedades da malha para a análise estrutural da estrutura dos apoios intermédios.

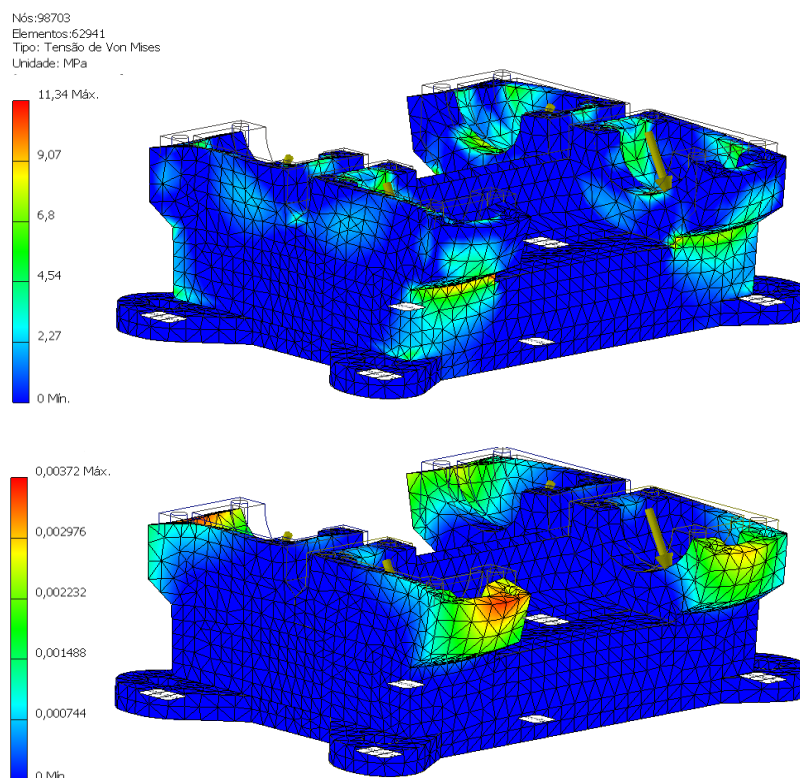


Figura 33 – Resultados da análise estrutural dos apoios intermédios.

3.8. Montagem

A presente secção tem o objetivo de demonstrar a montagem dos componentes de modo a que cumpram as exigências do projeto. Uma montagem bem efetuada permite que todos os componentes funcionem da forma prevista e estudada. Caso contrário podem ocorrer esforços excessivos ou não contabilizados que provocam a falha antecipada do equipamento. O resultado final encontra-se representado na Figura 34.

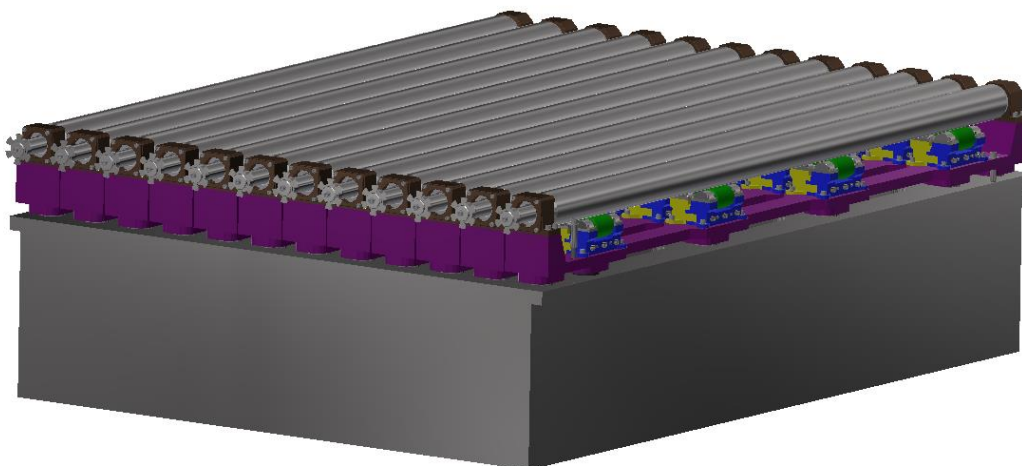


Figura 34 – Representação da montagem final de uma mesa de rolos da nova solução.

3.8.1. Montagem do Apoio Intermédio

3.8.1.1. Montagem das duas partes da estrutura do apoio

A montagem inicia-se com a colocação dos dois parafusos limitadores de movimento e das sapatas de pressão na parte do apoio intermédio representada a azul na Figura 35. A estes parafusos seguem-se os 3 parafusos representados também na Figura 35 pelo número 2 que promovem o aperto do apoio e que ligam as duas partes do mesmo.

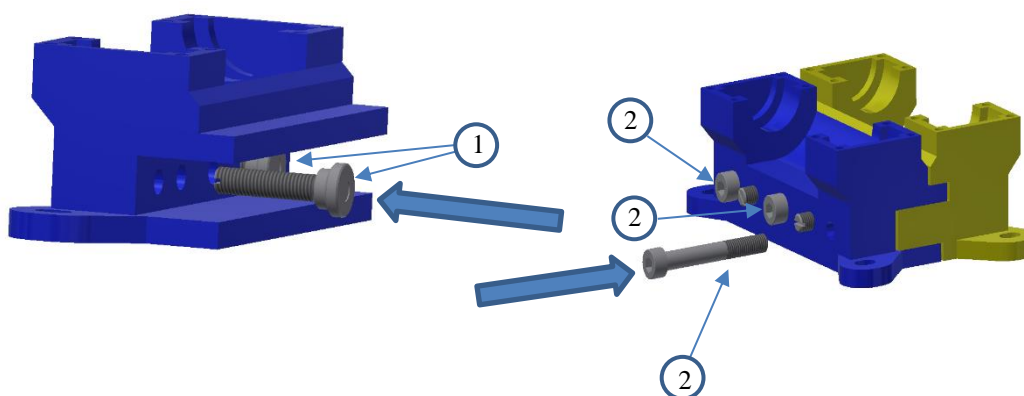


Figura 35 – Descrição de montagem do apoio intermédio.

3.8.1.2. Fixação dos rolamentos

O passo seguinte é fixar os rolamentos a cada rolo do apoio intermédio. Tal como representado na Figura 36 são introduzidos um vedante (4), o rolamento (5) e uma porca de fixação (6) que fixa o rolamento. Ambos os lados possuem a mesma montagem. De seguida os rolamentos são colocados no sítio correspondente do apoio intermédio. Um dos lados restringe completamente o movimento do rolamento enquanto que no lado contrário o rolamento está flutuante o que permite o movimento axial necessário já referido anteriormente. A montagem do apoio intermédio finaliza-se com a colocação das tampas (3) que tapam os rolamentos. Notar que também estas tampas têm que ser colocadas no lado correspondente considerando se o rolamento fica completamente restringido ou fica com movimento axial.

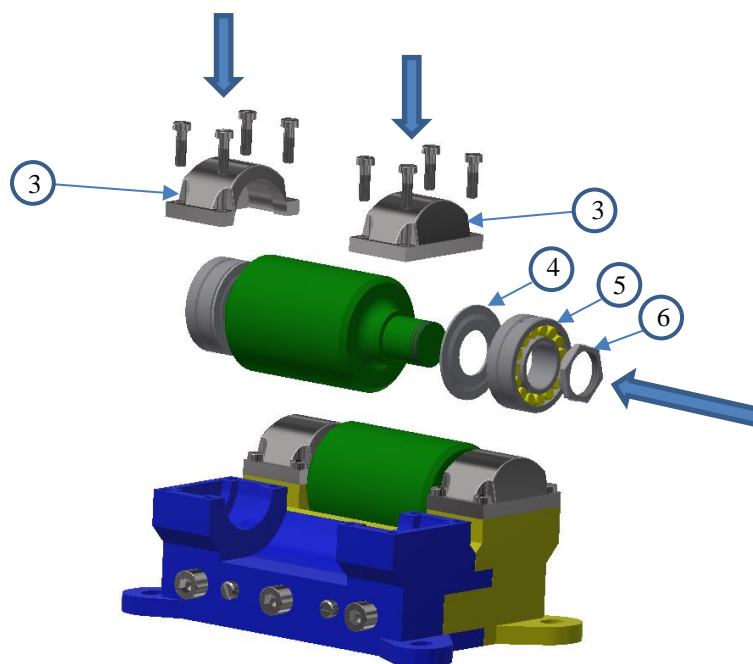


Figura 36 – Descrição de montagem dos rolamentos dos apoios intermédios.

3.8.2. Fixação dos rolamentos das chumaceiras

A primeira chumaceira (7) representada na Figura 37 restringe completamente o movimento do rolamento. Para a sua montagem são colocados por ordem um vedante metálico (8), o rolamento (9), outro vedante metálico (8), a tampa da chumaceira (10) e é tudo apertado com parafusos (11). Esta chumaceira é fixa ao rolo (13) como representado na Figura 37. É introduzida diretamente no rolo a quente e fixa com algumas peças auxiliares de montagem (12) e um parafuso que aperta todas as peças ao rolo. A estrela que é possível observar no conjunto de peças 12 tem apenas o objetivo de permitir o funcionamento de um sensor que mede a velocidade de cada rolo.

A chumaceira (14) do lado contrário não necessita de pré-montagem. É montado no rolo o vedante metálico (8), o rolamento (9), outro vedante metálico (8) e é fixo tudo com um parafuso e algumas peças auxiliares (15). Nesta chumaceira o rolamento fica flutuante e a chumaceira não está fixa ao mesmo. Vai apenas estar fixa à base de montagem de modo a permitir os deslocamentos axiais do rolamento.

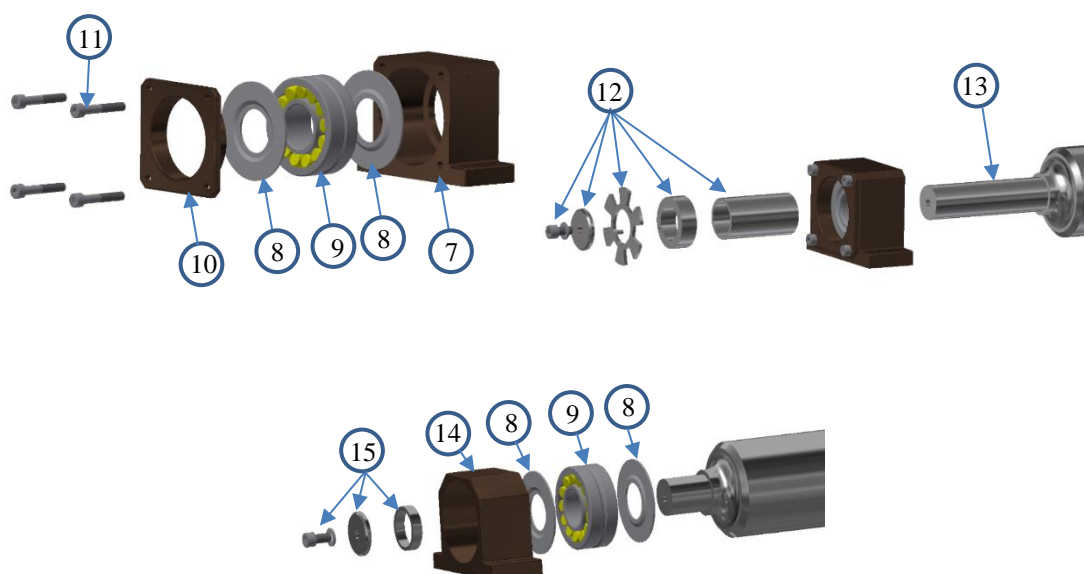


Figura 37 – Montagem das chumaceiras dos rolos principais.

3.8.3. Sistema de molas

O sistema de anilhas de mola é montado como representado na Figura 38. As anilhas de mola (17) são colocadas em série no sítio correspondente da base (16). As peças auxiliares 17 e 18 de seguida introduzidas. Estas peças permitem limitar o movimento das anilhas de mola. Este sistema é todo fixo com uma anilha e um parafuso (20).

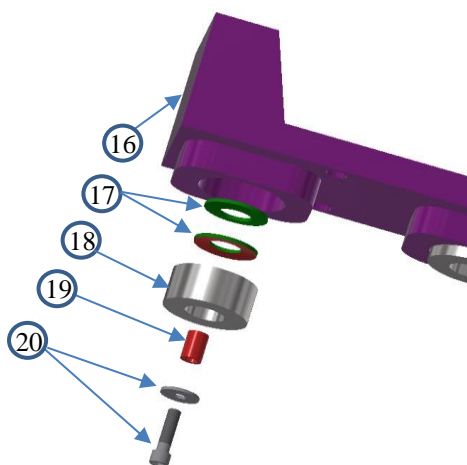


Figura 38 – Montagem do sistema de molas.

3.8.4. Fixação da montagem do rolo à base e à mesa

Os apoios intermédios e o rolo com as chumaceiras são fixos à base por um conjunto de parafuso tal como representado na Figura 39. Os parafusos das chumaceiras são apertados ao binário correto enquanto que os parafusos dos apoios são apenas colocados no lugar certo. Tal como representado na Figura 39 é necessário fazer o aperto do apoio intermédio de modo a garantir o perfeito contacto entre este e o rolo e posteriormente apertar os parafusos que o fixam à base.

A base é fixa à mesa com um conjunto de 4 parafusos com anilha e uma peça auxiliar que permite fixar a base na posição certa (Figura 40).

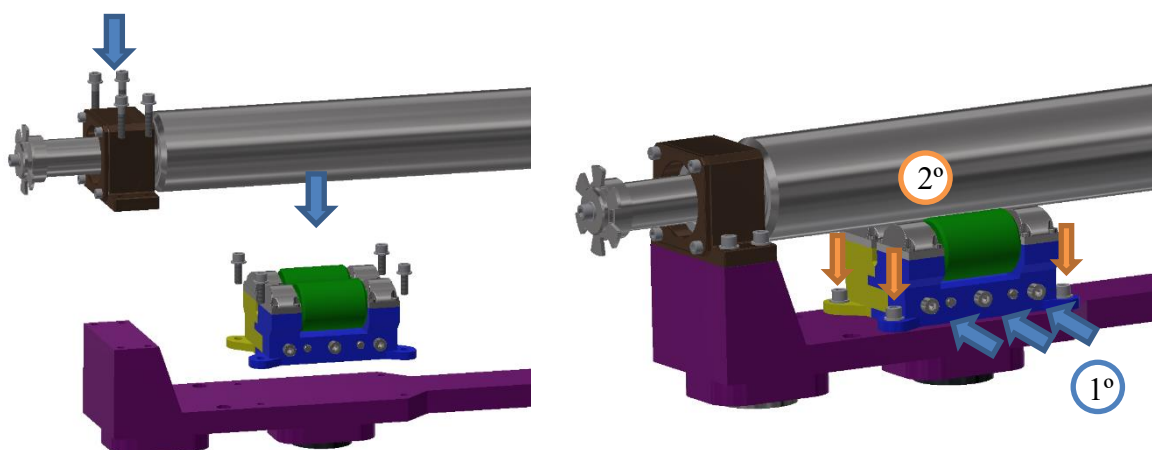


Figura 39 – Montagem dos apoios intermédios e das chumaceiras na base.

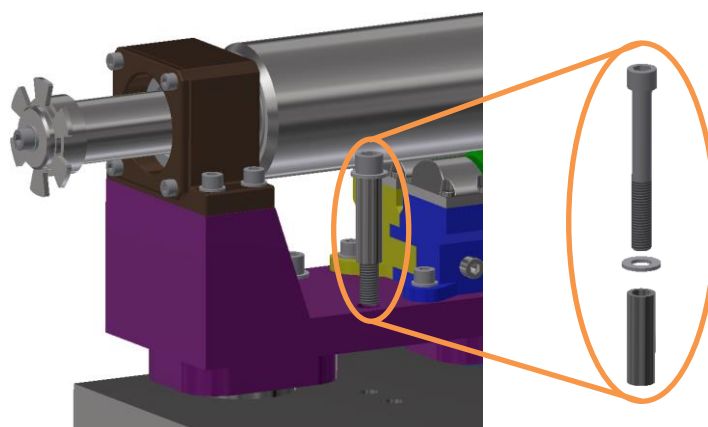


Figura 40 – Montagem da base na mesa.

3.9. Avaliação de custos

A avaliação de custos permite ter uma ideia do investimento necessário para implementar a nova solução. Esta avaliação não fazia parte dos objetivos iniciais e foi feita de forma simplificada.

A avaliação da presente secção é apenas indicativa e não poderá servir como orçamento. O custo de alguns componentes como parafusos, anilhas e o aço dos rolos foi obtido avaliando catálogos e fornecedores, logo é bastante próximo da realidade. No caso de outros componentes não foi possível obter orçamentos e serão feitas aproximações de modo a obter uma estimativa dos custos. O resultado é uma estimativa sobrevalorizada dos componentes. Foi adotada esta estratégia de modo a encontrar uma estimativa que considera

a hipótese mais cara e menos favorável para o equipamento. A viabilidade da solução nestas condições garantirá que qualquer orçamento inferior que possa ser obtido será também viável. A avaliação dos custos não contabiliza o custo do projeto externo responsável pela lubrificação.

Devia ser feita posteriormente uma análise aprofundada dos custos de aquisição da nova solução e uma análise da melhoria na produção e da diminuição dos custos da manutenção resultantes da implementação desta solução.

Os custos estão apresentados na Tabela 5 e o seu cálculo está explicado no Apêndice D.

Tabela 5 – Avaliação dos custos da nova solução.

Peça	Preço Unitário [€]	Quant.	Sub-total [€]
Rolos apoios intermédios	9.18	384	3525.12
Porca fixação	2	768	1536
Peças Estrutura	43.2	192	8294.4
Tampa	1.4	768	1075.2
Parafuso tampa	0.5	3072	1536
Rolamento	60	768	46080
Parafuso fixação do apoio intermedio + anilha	0.9	768	691.2
Parafusos de ajuste	3.5	192	672
Anilhas de mola	4	576	2304
Base	243	48	11664
Peças auxiliares	1263.6	1	1263.6
Parafusos Mola + anilha	2	288	576
Parafuso fixação da base	2	192	384
Anilhas parafuso de fixação	1	192	192
Rolo principal	324	48	15552
Chumaceira 1	13	48	624
Chumaceira 2	15	48	720
Tampa da chumaceira	2.7	48	129.6
Rolamento chumaceira	120	96	11520
Parafuso fixação chumaceiras	0.6	192	115.2
Parafusos fixação tampa chumaceira	0.4	192	76.8
Parafuso fixação do rolamento	0.6	96	57.6
Vedantes metálicos	0.6	192	115.2
Mesa	10800	4	43200
Tratamento térmico	1	32716.8	32716.8
Total [€]			184,620.72

4. DISCUSSÃO

A implementação desta solução acarreta duas grandes vantagens. A primeira consiste no aumento de produção da prensa. A segunda diz respeito ao aumento da fiabilidade e disponibilidade do equipamento.

A Tabela 6 apresenta uma análise comparativa entre a produção atual e a produção com a nova solução.

Tabela 6 – Análise comparativa entre a solução atual e a nova solução

	Situação atual	Nova solução	Melhoria
Velocidade da prensa	2.5 m/min	9 m/min	360%
Produção	5 m ² /min	18 m ² /min	360%
Capacidade da prensa	268 kN	700 kN	260%
Tempo de vida útil	6 meses	5 anos	1000%

Além do aumento da produção a qualidade do produto tem tendência a melhorar. O produto após sair da prensa tem que ser lixado de modo a regularizar a espessura para os valores pretendidos. O aumento da capacidade de prensagem vai melhorar o processo o que fará com que o produto final possua dimensões mais próximas do objetivo poupando assim trabalho e tempo em etapas posteriores do processo produtivo.

A situação atual acarreta grandes custos de manutenção e várias paragens por avaria ao longo da sua vida útil. Desde o início da produção o equipamento teve que ser parado por cinco vezes para remover rolos que estavam já encravados de modo a evitar o risco de danificar as cintas. Cada paragem por este motivo tem uma duração de um dia e ocupa 3 técnicos de manutenção para poder ser feita a intervenção. Ao fim dos seis meses é necessário proceder à substituição completa do equipamento. Esta substituição acarreta uma paragem de uma semana e a necessidade de alugar maquinaria capaz de remover os módulos devido ao seu elevado peso. Este aluguer tem custos muito elevados e são necessários 4 a 5 técnicos de manutenção além das pessoas subcontratadas para operar as máquinas alugadas.

Todos estes argumentos justificam uma mudança o mais breve possível da prensa. A nova solução permite corrigir todos os problemas encontrados e os custos da sua

aquisição e montagem são facilmente compensados pelo grande aumento da produção da prensa.

5. CONCLUSÃO

O objetivo inicial deste trabalho consistia em projetar uma solução que levasse à diminuição das paragens por avaria da nova linha de produção da empresa Amorim Revestimentos. Descobriu-se que as falhas provinham dos módulos de rolos FRM-HC. Foram analisadas as falhas encontradas e averiguadas as suas causas. A nova solução foi desenvolvida com o intuito de resolver os problemas encontrados. Foi alterada a construção e montagem dos vários componentes e procedeu-se ao completo dimensionamento dos mesmos. O resultado final é uma solução mais robusta e resistente, capaz de suportar melhor os esforços a que todos os componentes estão sujeitos. A solução preconizada ainda não foi implementada aquando do término deste trabalho, mas é expectável que, após a sua implementação, as paragens por avaria sejam muito menos frequentes.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] <https://www.amorim.com/unidades-de-negocio/revestimentos/> (consultado 02-05-2019).
- [2] <https://pt.wicanders.com/pt/home/newsdetail/amorim-launches-wise/> (consultado 02-05-2019).
- [3] <https://pt.amorimflooring.com/pt/wise/> (consultado 02-05-2019).
- [4] Berndorf (2018), Double belt press- Operating and Maintenance Manual”.
- [5] SS-EN 13306 (2010), “Maintenance- Maintenance Terminology”, European standard, CEN.
- [6] Ramalho, A (2018/2019)” Manutenção-organização estrutural e formas de acção” DEM/FCTUC.
- [7] Dhillon, B. S. (2002) “Engineering Maintenance- A Modern Approach”, CRC Press, Illustrated Edition,
- [8] Kobbacy, Khairy A. H. And Murthy D.N. Prabhakar (2008), “Complex system maintenance handbook”, Springer Science & Business Media, Illustrated Edition.
- [9] Labid, Ashraf (2004) “A decision analysis model for maintenance policy selection using a CMMS”, Journal of Quality in Maintenance Engineering,10: 191-202.
- [10] Ramalho, A. (2018/2019) “Análise de Custos de Manutenção”, DEM/FCTUC.
- [11] Mirshawka, V., & Olmedo, N. L. (1993). “Manutenção: Combate aos custos de não-eficácia – A vez do Brasil”, Makron Books.
- [12] Ugural, Ansel. (2015) “Mechanical Design of Machine Components”, CRC Press, 2nd Edition.
- [13] Budynas, Richard & Nisbett, J.Keith (2011) “Shigley’s Mechanical Engineering Design”, McGraw Hill Education, 9th Edition.
- [14] SKF Group (2018), Rolling bearings catalog.
- [15] <https://www.muellesdeplatillo.com/pt/content/molares-de-prato-din-2093> (consultado 13-06-2019).

APÊNDICE A

Desenhos 2D dos componentes

No presente apêndice encontram-se os desenhos 2D dos componentes que foram desenvolvidos para a nova solução. Na Tabela 7 está representada a lista de componentes e as figuras a que corresponde cada um. Os desenhos não se encontram à escala. Todas as dimensões encontram-se em milímetros.

Tabela 7 – Componentes e respetivas figuras.

Componente	Figura
Rolo principal	Figura 41
Rolo dos apoios intermédios	Figura 42
Chumaceira 1	Figura 43
Chumaceira 2	Figura 44
Anilha de mola	Figura 45
Peças auxiliares de montagem do sistema de molas	Figura 46
Base	Figura 47
Tampa protetora dos rolamentos dos apoios intermédios	Figura 48
Parte 1 de um apoio intermédio	Figura 49
Parte 2 de um apoio intermédio	Figura 50
Mesa	Figura 51
Peças auxiliares de fixação das chumaceiras	Figura 52

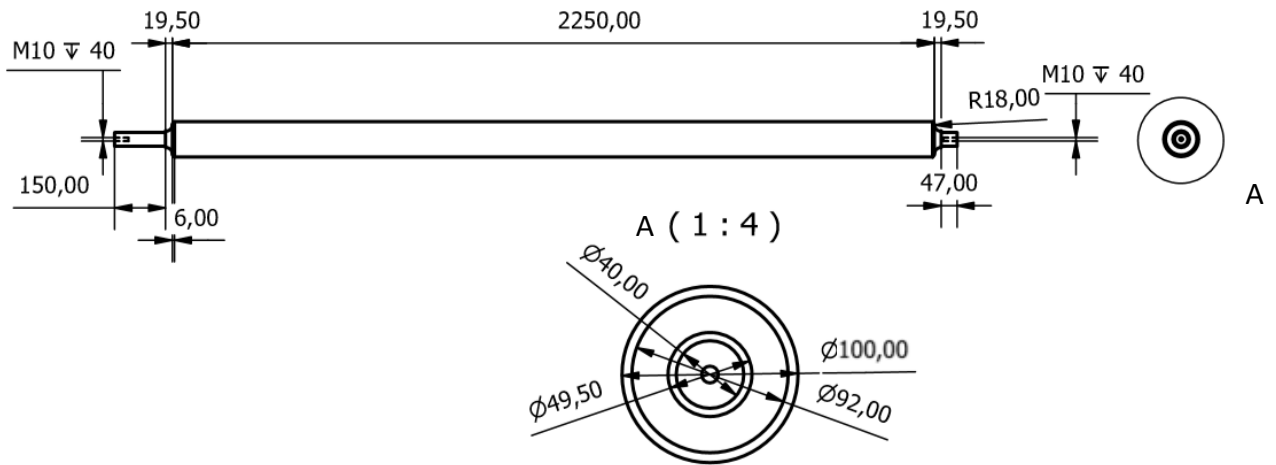


Figura 41 – Desenho 2D do rolo principal

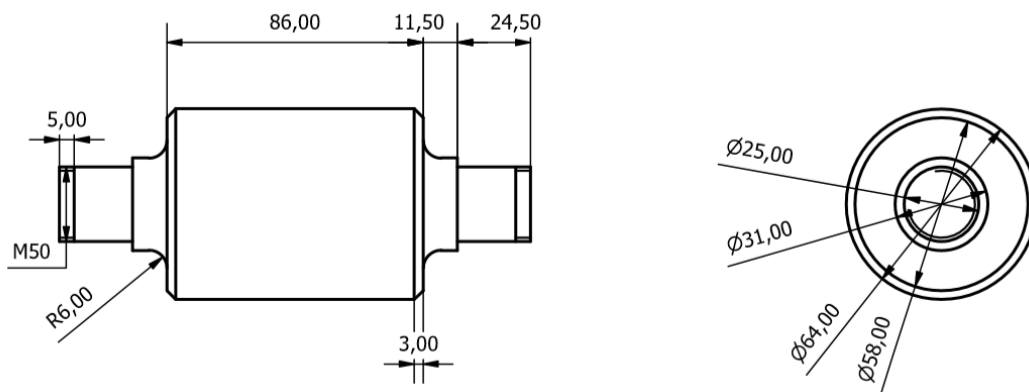


Figura 42 – Desenho 2D do rolo dos apoios intermédios

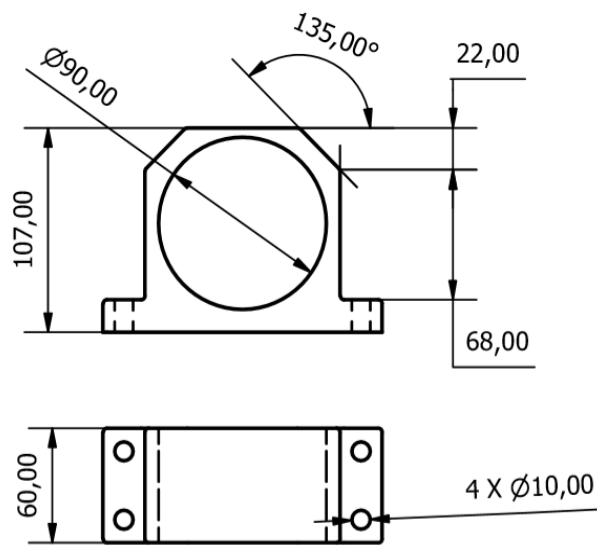


Figura 43 – Desenho 2D da chumaceira 1

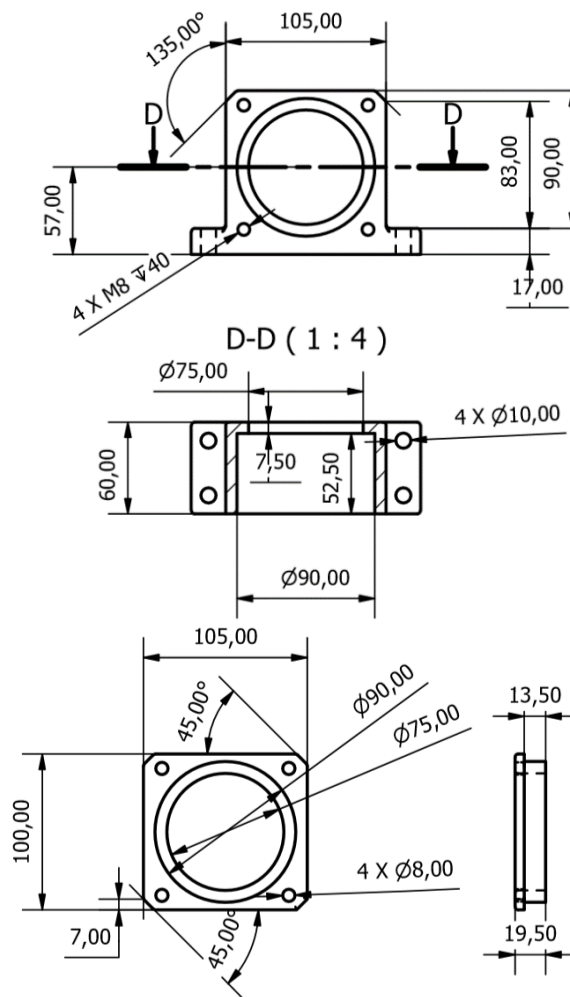


Figura 44 – Desenho 2D da chumaceira 2 e respetiva tampa

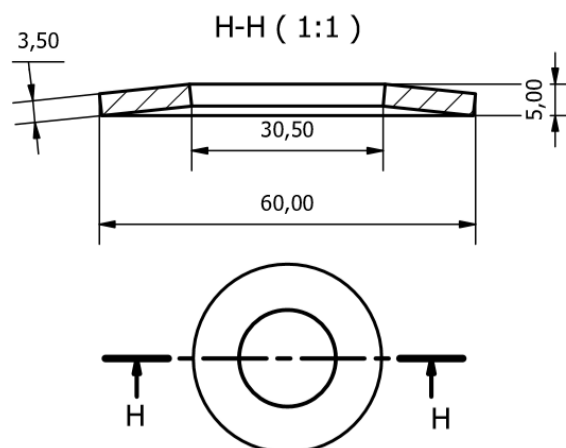


Figura 45 – Desenho 2D da anilha de mola

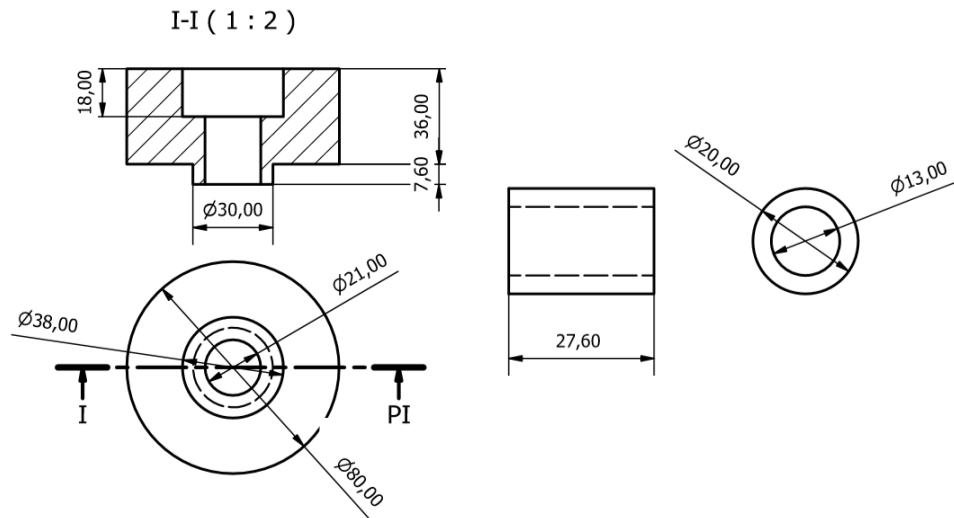


Figura 46 – Desenho 2D das peças auxiliares de montagem do sistema de molas.

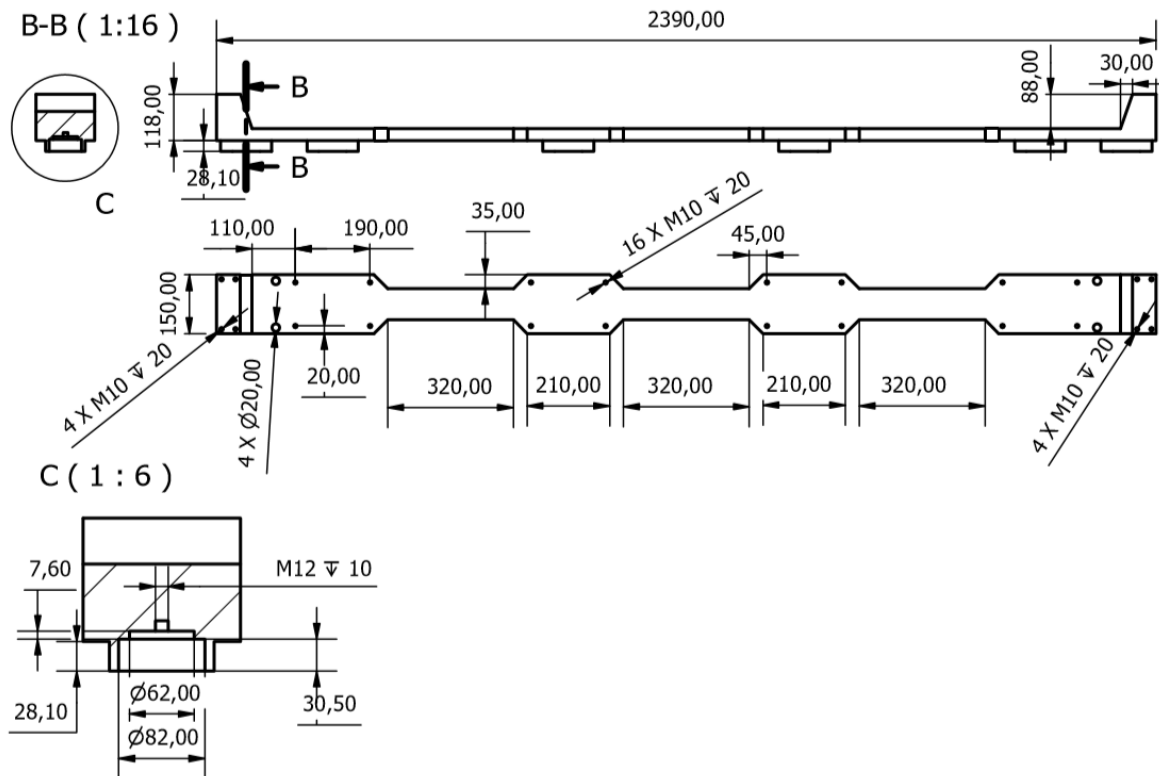


Figura 47 – Desenho 2D da base

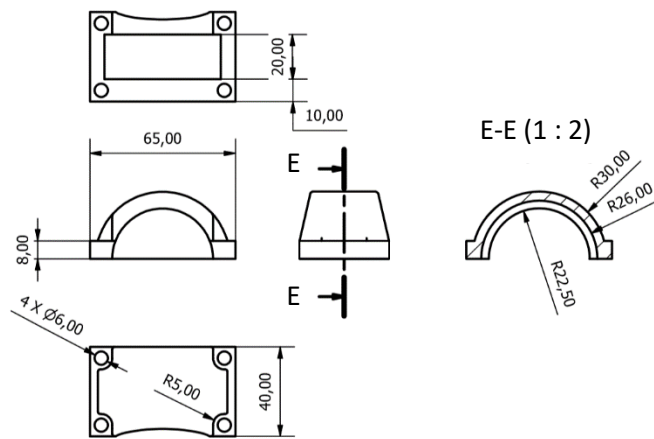


Figura 48 – Desenho 2D da Tampa protetora dos rolamentos dos apoios intermédios

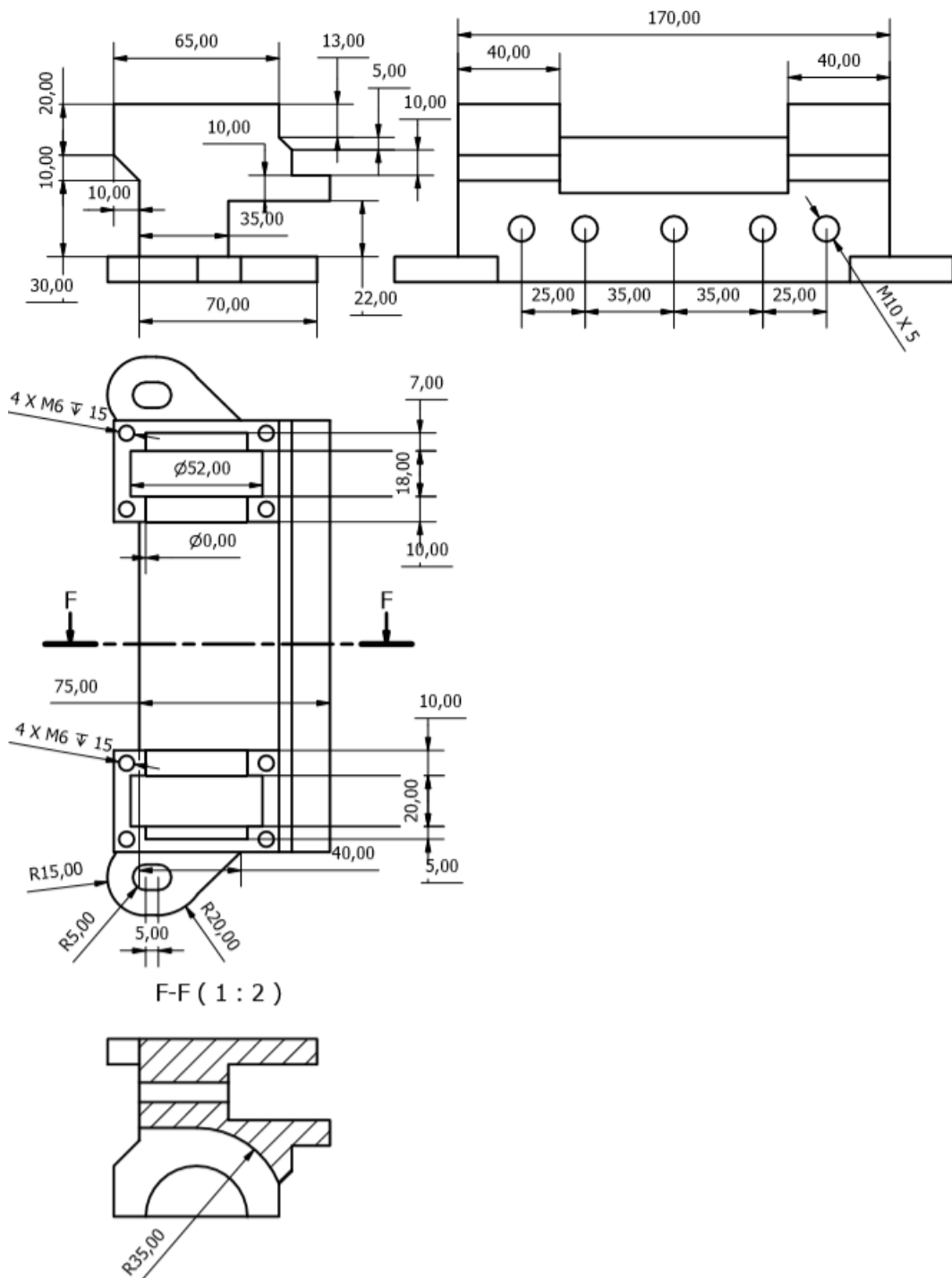


Figura 49 – Desenho 2D da Parte 1 de um apoio intermédio

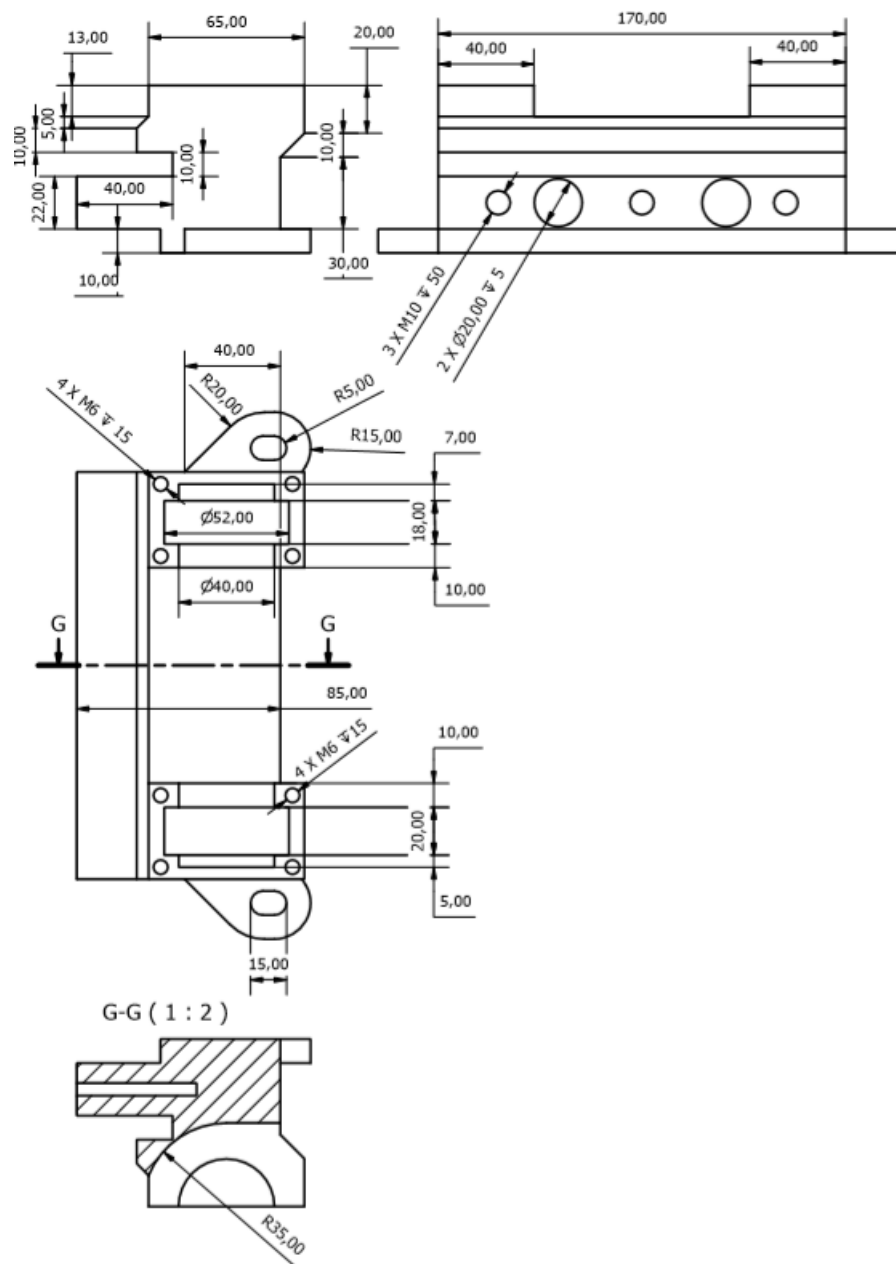


Figura 50 – Desenho 2D da Parte 2 de um apoio intermédio

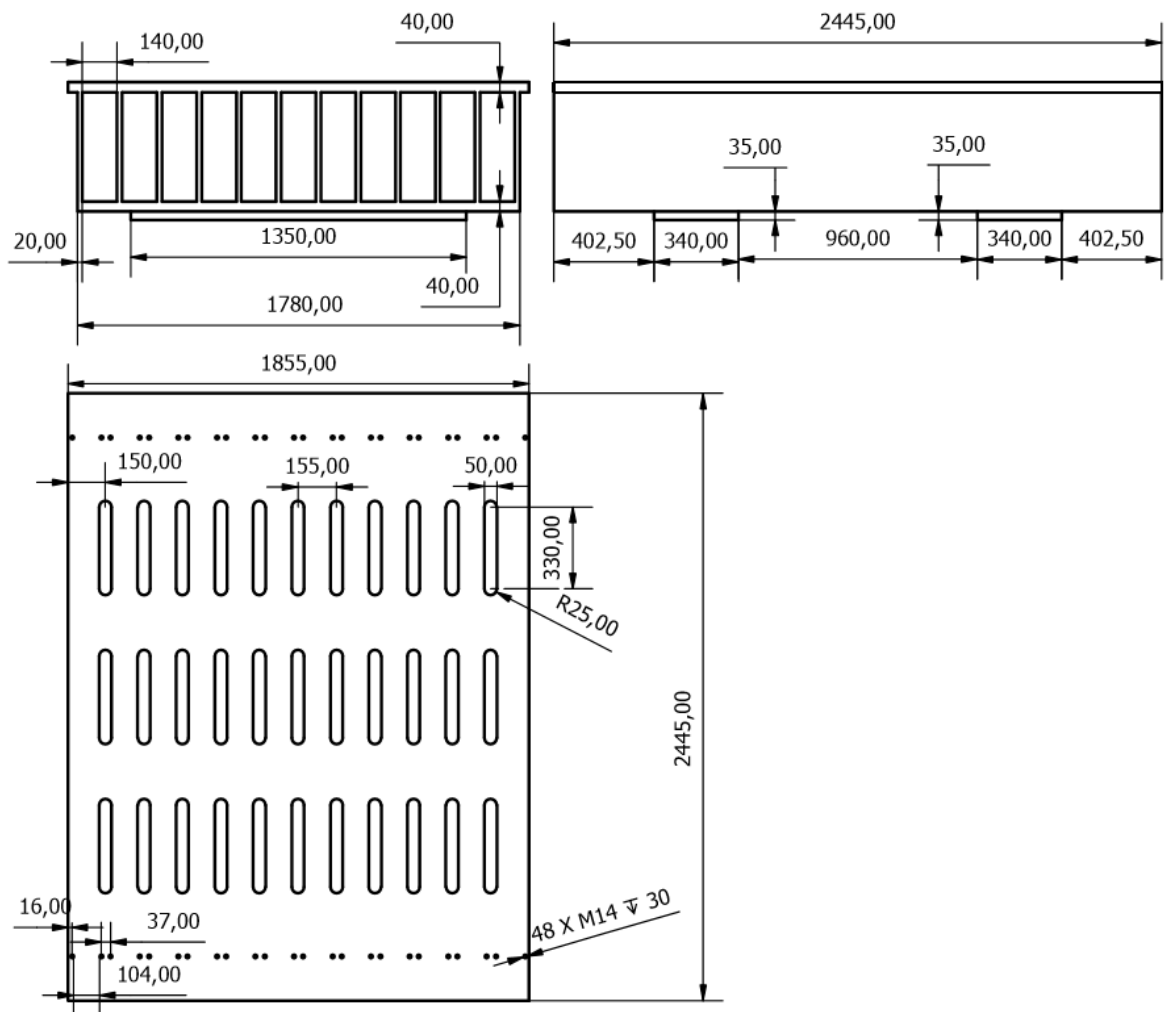


Figura 51 – Desenho 2D da mesa do módulo

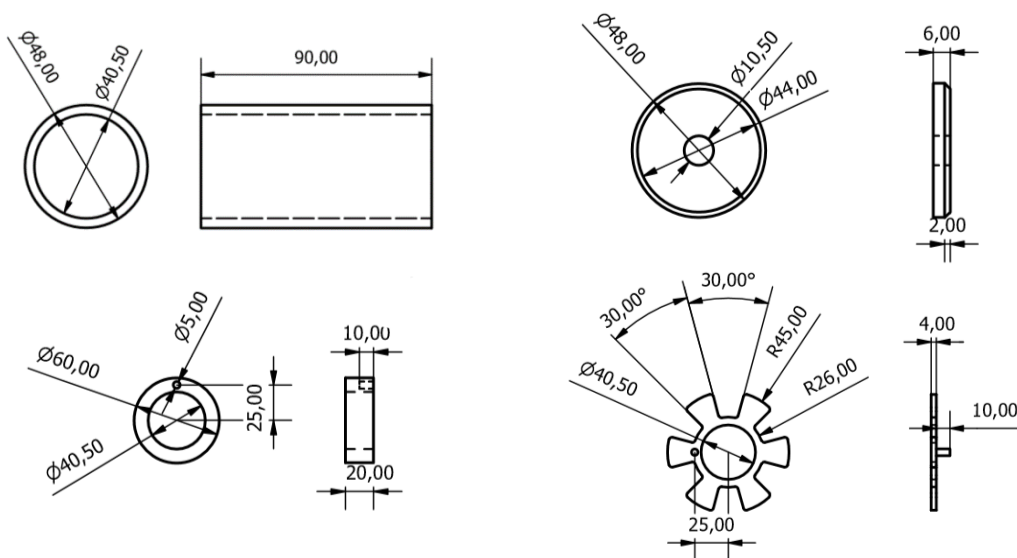


Figura 52 – Desenho 2D das peças auxiliares de fixação das chumaceiras

APÊNDICE B

Cálculo das velocidades angulares dos rolamentos

A velocidade angular máxima dos dois tipos de rolamentos são calculadas sabendo a velocidade da cinta que passa entre os módulos de rolos. É o movimento desta cinta que provoca a rotação dos rolamentos, portanto a sua velocidade angular encontra-se dependente da velocidade linear das cintas. Como já foi referido anteriormente é exigido à prensa que trabalhe a uma velocidade compreendida entre v_{min} e v_{max} , sendo estes valores respetivamente 2.5 m/min e 12 m/min . A partir destes valores é possível calcular a velocidade dos rolamentos. Este parâmetro diverge entre os rolamentos dos apoios intermédios e os rolamentos das chumaceiras sendo que tem que ser calculado para ambos.

$$v_{max} = 9 \text{ m/min} = \frac{9}{60} \text{ m/s}$$

$$v \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] = \frac{r[\text{m}]}{w \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right]}$$

$$w_{rolos} = \frac{v_{min[max]}}{r_1} \quad (25)$$

Em que w_{rolos} corresponde à velocidade angular dos rolos e r_1 ao raio dos rolos,

$$w_{rolos,max} = \frac{9}{60} / 0.050 = 3 \text{ rad/s}$$

$$x \left[\frac{\text{rad}}{\text{s}} \right] = x * \frac{60}{2\pi} \text{ [rpm]}$$

$$n_1 = 28.6 \text{ rpm}$$

Caso não haja escorregamento, a velocidade linear dos rolos principais é igual à velocidade linear dos rolos dos apoios intermédios, logo:

$$w_{apoios} = \frac{v_{\min[\max]}}{r_2} \quad (26)$$

Em que w_{apoios} corresponde à velocidade angular dos rolos dos apoios intermédios e r_2 ao raio dos rolos dos apoios intermédios.

$$w_{apoios,max} = \frac{9}{60} / 0.032 = 4.6875 \text{ rad/s}$$
$$n_2 = 44.8 \text{ rpm}$$

Os rolamentos das chumaceiras têm a mesma velocidade angular dos rolos que corresponde a aproximadamente 28.6 rpm, enquanto que os rolamentos dos apoios intermédios vão ter uma velocidade igual aos rolos dos apoios intermédio que é aproximadamente 44.8 rpm.

APÊNDICE C

Matriz de seleção de materiais

Todos os parâmetros da matriz e a própria matriz encontram-se neste apêndice descritos:

- Minimizar a flecha

A flecha ocorre nos rolos entre apoios consecuentes. A flecha é maior entre dois apoios intermédios e simplificando a estrutura pode ser considerada um viga bi-apoiada com uma força distribuída ao longo de todo o seu comprimento. A flecha (δ) é dada pela equação (27).

$$\delta = \frac{F * L^3}{C_1 * E * I} \quad (27)$$

Onde F corresponde à força aplicada, L ao comprimento, C_1 a uma constante que depende da solicitação, E ao módulo de elasticidade e I ao momento de inércia.

O valor da flecha foi calculado para todos as classes de materiais considerando as seguintes propriedades:

$$F = 48.75 \text{ kN} * \text{m}$$

$$L = 0.6\text{m (distancia entre apoios intermédios)}$$

$$C_1 = 384/5$$

$$I = \frac{\pi}{2} r^4, \text{ com } r = 0.1\text{m}$$

O material que apresentar valor inferior para a flecha será o melhor.

- Maximizar resistência à fratura

A maximização da resistência à fratura de cada material foi feita considerando a diferença (29) entre a força a que ocorre rutura (28) com a força a que o material está sujeito (F). O material com maior diferença será o melhor material. Novamente foi simplificada a estrutura considerando uma viga bi-apoiada entre dois apoios intermédios.

$$F_f = C * \left(\frac{I}{Y_m} \right) * \frac{\sigma_y}{L} \quad (28)$$

$$\Delta F = F_f - F \quad (29)$$

Em que L corresponde ao comprimento, F_f à força de rutura, C uma constante que depende da solitação, I ao momento de inércia, Y_M à distância entre a linha neutra de flexão à linha de superfície, σ_y à tensão limite elástico.

O valor da força máxima foi calculado para todos os materiais considerando as seguintes propriedades:

$$F = 48.75 \text{ kN} * \text{m}$$

$$L = 0.6 \text{ m (distância entre apoios intermédios)}$$

$$C = 8$$

$$\frac{I}{Y_m} = \frac{\pi}{4} r^3, \text{ com } r = 0.1 \text{ m}$$

- Temperatura de funcionamento

Para o caso da temperatura de funcionamento a avaliação foi feita calculando a diferença de temperatura (ΔT) entre a temperatura máxima de funcionamento (T_{max}) do material com a temperatura real de funcionamento ($T_{func.}$) através da equação ((30)). O material com maior diferença é o material com melhor classificação.

$$\Delta T = T_{max} - T_{func.} \quad (30)$$

- Minimizar desgaste

O desgaste nos rolos está diretamente relacionado com a dureza do material. Esta dureza pode ser aumentada por tratamentos superficiais, mas para obter a classificação para a matriz foi comparado diretamente o valor da dureza de cada material. O material com maior dureza terá melhor classificação.

- Minimizar a expansão térmica

A expansão térmica foi calculada através da equação (31). O material com menor valor de expansão terá a melhor classificação

$$\alpha = \frac{1}{L} \frac{\Delta L}{\Delta T} \Rightarrow \Delta L = \alpha * L * \Delta T \quad (31)$$

Em que α corresponde ao coeficiente de expansão térmica, L ao comprimento, ΔT à variação de temperatura e ΔL à variação de comprimento.

O valor da expansão térmica foi calculado para todos os materiais considerando as seguintes propriedades constantes:

$$L = 2.360 \text{ m}$$

$$\Delta T = T_{func.} - T_{med} = 220 - 15.6 = 204.4$$

Considerando T_{med} como a temperatura media anual na cidade do Porto.

- Minimizar preço

O preço foi calculado recorrendo da equação (32). O material que apresentar o preço inferior terá melhor classificação.

$$\text{€} = \rho * A * L * C_U \quad (32)$$

Em que € corresponde ao custo, ρ à densidade, A à área de secção, L ao comprimento e C_U ao custo unitário.

As propriedades que são constantes tomaram os seguintes valores para todos os materiais:

$$A = \pi * r^2, \text{ com } r = 0.1\text{m}$$

$$L = 2.360\text{m}$$

- Maximizar coeficiente de perda mecânica

O coeficiente de perda mecânica pede a capacidade de cada material de dissipar vibrações. Para obter a classificação de cada material foram comparados diretamente os valores desta propriedade. O material com maior coeficiente de perda mecânica possui melhor classificação.

Tendo calculado os parâmetros, o passo seguinte é selecionar o valor mínimo para cada parâmetro que se pretende minimizar e o valor máximo para os parâmetros que se pretende maximizar. A primeira matriz representada na Figura 53 apresenta as importâncias, os valores obtidos e o máximo ou mínimo para todos os parâmetros.

Material	Importância		Classes de Materiais									Min	Max
	Imp.	relativa	Nickel-based superalloys	Low Alloy Steel	High Carbon Steel	Medium Carbon Steel	Stainless Steel	Titanium alloys	Nickel-chromium alloys	Cast iron	Low Carbon Steel		
Flecha (-)	8	0,1633	8,486E-05	7,943E-05	8,077E-05	8,057E-05	8,401E-05	1,457E-04	7,980E-05	9,715E-05	8,077E-05	7,943E-05	
Strength (+)	9	0,1837	1,411E+06	1,214E+06	1,280E+06	7,594E+05	7,365E+05	1,247E+06	5,107E+05	5,794E+05	3,929E+05		1,411E+06
ΔT (+)	6	0,1224		830	305	155	175	565	255	880	180	155	880
Dureza (+)	8	0,1633		400	416,5	405	342,5	350	323,5	180	217,5	140,5	416,5
Preço (-)	6	0,1224	3093,002	72,970	68,386	68,386	702,051	1781,993	3184,010	77,529	67,804	67,804	
Dilatação (-)	6	0,1224	6029,800	5788,608	5909,204	5788,608	7959,336	4462,052	6270,992	5426,820	5909,204	4462,052	
Cpm (+)	6	0,1224	5,450E-04	6,700E-04	6,400E-04	7,050E-04	8,850E-04	1,250E-03	1,200E-03	5,500E-03	1,155E-03		5,500E-03
	49	1											

Figura 53 – Valores dos parâmetros para todas as classes de materiais.

A segunda matriz é resultado de dois cálculos distintos. Para os parâmetros a minimizar é usada a equação (33) e para os parâmetros a maximizar é usada a equação (34). Os resultados obtidos estão demonstrados na Figura 54.

$$V_{2A} = \frac{V_{Min}}{V_1} \tag{33}$$

$$V_{2B} = \frac{V_1}{V_{Max}} \tag{34}$$

Em que V_{2A} corresponde ao valor a introduzir na matriz 2 para parâmetros a minimizar, V_{2B} para parâmetros a maximizar, V_1 aos valores da primeira matriz para os diferentes materiais, V_{Max} ao valor máximo do parâmetro a maximizar e V_{Min} ao valor mínimo do parâmetro a minimizar.

Material	Nickel-based	Low Alloy	High Carbon	Medium	Stainless	Titanium	Nickel-	Low Carbon	
	superalloys	Steel	Steel	Carbon Steel	Steel	alloys	chromium alloys	Cast iron Steel	
Flecha (-)	0,9360	1,0000	0,9834	0,9858	0,9455	0,5450	0,9953	0,8175	0,9834
Strength (+)	1,0000	0,8608	0,9072	0,5383	0,5221	0,8840	0,3620	0,4108	0,2785
ΔT (+)	0,9432	0,3466	0,1761	0,1989	0,6420	0,2898	1,0000	0,2045	0,1761
Dureza (+)	0,9604	1,0000	0,9724	0,8223	0,8403	0,7767	0,4322	0,5222	0,3373
Preço (-)	0,0219	0,9292	0,9915	0,9915	0,0966	0,0380	0,0213	0,8746	1,0000
Dilatação (-)	0,7400	0,7708	0,7551	0,7708	0,5606	1,0000	0,7115	0,8222	0,7551
Cpm (+)	0,0991	0,1218	0,1164	0,1282	0,1609	0,2273	0,2182	1,0000	0,2100

Figura 54 – Resultados da segunda matriz

A terceira matriz é calculada multiplicando o valor para cada classe de materiais e cada parâmetro da matriz 2 (V_2) pela importância relativa de cada parâmetro correspondente (imp), tal como representado na equação (35).

$$V_3 = V_2 * imp. \tag{35}$$

O somatório de todos os valores calculados na matriz 3 dá a classificação final de cada material.

APÊNDICE D

Avaliação de custos

- Apoios intermédios:
 - Rolos dos apoios intermédios (X2):

O custo dos rolos dos apoios intermédios foi obtido considerando o preço do material com um aumento de 100% que possa cobrir todos os custos de maquinagem e corte;

$$\frac{\text{€}}{\text{kg}} (\text{aço AISI: 4337}) = 1.8\text{€/kg}$$

$$m = 2.55 \text{ kg}$$

$$\text{€} = 2.55 * 1.8 * 2 = 9.18\text{€}$$

- Porca fixação(X4)

$$\text{€} = 2\text{€}$$

- Peças Estrutura

O custo das peças da estrutura, tal como para os rolos, foi obtido considerando o preço do material com um aumento de 200%. Este valor deve-se a serem peças de fabrico mais complexo.

$$m = 3.6 + 4.4 = 8 \text{ kg}$$

$$\text{€} = 8 * 1.8 * 3 = 43.2\text{€}$$

- Tampa (X4)

O custo das tampas foi obtido considerando o preço do material com um aumento de 300%. Este valor deve-se a serem peças de fabrico complexo e de pequenas dimensões.

$$m = 0.2 \text{ kg}$$

$$€ = 0.2 * 1.8 * 4 = 1.4€$$

- Parafuso tampa (X4)

$$€ = 0.5€$$

- Rolamento (X4)

O preço do rolamento foi considerado o valor de mercado do rolamento normal com um aumento de 50% de modo a cobrir o preço da estabilização para a temperatura de serviço exigida.

$$€ = 40 * 1.5 = 60€$$

- Parafuso fixação do apoio intermédio + anilha

$$€ = 0.4 + 0.5 = 0.9€$$

- Parafusos de ajuste

$$€ = 1.6 + 1.5 + 0.4 = 3.5€$$

- Base

- Anilhas de mola (X12)

$$€ = 4€$$

- Base

O custo da base foi obtido considerando o preço do material com um aumento de 50%.

$$m = 90 \text{ kg}$$

$$€ = 90 * 1.8 * 1.5 = 243€$$

- Peças auxiliares

O custo das peças auxiliares da montagem foi obtido considerando o preço do material com um aumento de 50%, correspondente ao fabrico das mesmas.

$$m = 468 \text{ kg}$$

$$€ = 468 * 1.8 * 1.5 = 1263.6€$$

- Parafusos Mola + anilha (X6)

$$€ = 1 + 1 = 2€$$

- Parafuso fixação da base

$$€ = 2€$$

- Anilhas parafuso de fixação

$$€ = 1€$$

- Chumaceiras + rolo

- Rolo

O custo dos rolos foi obtido considerando o preço do material com um aumento de apenas 20%. Este valor deve-se à peça precisar apenas de maquinar as extremidades para a montagem dos rolamentos.

$$m = 150 \text{ kg}$$

$$€ = 150 * 1.8 * 1.2 = 324€$$

- Chumaceira 1

O custo de ambas a chumaceira foi obtido considerando o preço do material com um aumento de 200%. Este valor deve-se à maquinagem necessária para produzir a peça.

$$m = 2.4 \text{ kg}$$

$$€ = 2.4 * 1.8 * 3 = 13€$$

- Chumaceira 2

$$m = 2.7 \text{ kg}$$

$$€ = 2.7 * 1.8 * 3 = 15€$$

- Tampa da chumaceira

$$m = 0.5 \text{ kg}$$

$$€ = 0.5 * 1.8 * 3 = 2.7€$$

- Rolamentos

O preço do rolamento foi considerado o valor de mercado do rolamento normal com um aumento de 50% de modo a cobrir o preço da estabilização para a temperatura de serviço exigida.

$$€ = 80 * 1.5 = 120€$$

- Parafuso fixação chumaceiras

$$€ = 0.6€$$

- Parafusos fixação tampa chumaceira

$$€ = 0.4€$$

- Parafuso fixação do rolamento

$$€ = 0.6€$$

- Vedantes metálicos

$$€ = 0.6€$$

- Mesa

O custo da mesa foi obtido considerando o preço do material com um aumento de apenas 20%. Este valor deve-se ao processo de fabrico da peça ser de baixa complexidade.

$$m = 5000 \text{ kg}$$

$$€ = 5000 * 1.8 * 1.2 = 10800€$$

- Tratamento térmico (total)

O custo do tratamento térmico aplicado aos rolos é calculado considerando a massa dos componentes.

$$m = 150 * 12 * 4 + 2.55 * 12 * 8 * 4 = 8179.2 \text{ kg}$$

$$€ = 8179.2 * 4 = 32716.8€$$