

Agradecimentos

Gostaria de agradecer ao grupo SRAM, particularmente à SRAMPort, por me dar esta oportunidade de realizar o estágio curricular de mestrado nas suas instalações com condições suficientes para a realização do mesmo.

Ao professor Dr. Luís Borrego por me ajudar a realizar o estágio na SRAMPort e por me orientar nos tópicos em que necessitava de ajuda.

Ao engenheiro Paulo Carvalho pela orientação sistemática e disponibilidade em cada projeto.

Ao engenheiro David Oliveira e ao engenheiro João Reis pela transmissão de conhecimentos práticos de engenharia mecânica.

Ao Sr. Manuel Duque por todo o conhecimento de equipamentos mecânicos e técnicas práticas de implementações de melhoria de equipamentos.

Ao engenheiro Henrique Miguel pela transmissão de conhecimentos acerca de qualquer equipamento da unidade autónoma da montagem e sua disponibilidade.

Ao Dr. Pedro Barros pela assistência e acolhimento nos projetos realizados na unidade autónoma da montagem.

À toda equipa de *manufacturing* da SRAMPort pelo acolhimento e pelos conselhos de quem têm mais experiência industrial que eu.

Aos meus pais pelo todo incentivo e disponibilidade que sempre me prestaram.

E por fim a todos os meus colegas e professores pela transmissão de conhecimentos uteis para a minha carreira profissional.

Resumo

A competitividade industrial de dia para dia tende a aumentar e um dos temas que as empresas não podem ignorar é a melhoria contínua nos seus processos de produção e dos seus equipamentos, para isso é necessário estudar a sua fiabilidade, os seus custos associados e a sua facilidade de acesso quando é necessário manter para que as empresas tire o máximo proveito dos seus equipamentos.

Os presentes projetos descritos neste documento apresentam-se no âmbito da unidade curricular de estágio do mestrado em engenharia mecânica do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, tendo como tema principal a melhoria contínua de equipamentos instalados da SRAMPort. A SRAMPort que se concentra na produção e na montagem de corrente da marca SRAM, e na montagem de rodas de bicicleta de estrada da marca ZIPP.

Por mera coincidência os projetos desenvolvidos neste estágio foram ambos inseridos na unidade autónoma da montagem de correntes, ambos dedicados a um equipamento específico de uma linha de montagem. A vontade de melhorar os equipamentos em questão, surgiu-se de uma série de problemas ocorridos padronizados, um de cariz de qualidade não satisfatória, outro pela necessidade do operador ter que realizar retrabalhos.

Em cada projeto foi realizado um planeamento com uma série de ações juntamente com os seus prazos de conclusão, consequência de discussões de ideias de melhoria apresentadas nas reuniões. As partes envolvidas das reuniões foram os responsáveis pela unidade autónoma da montagem, da manutenção mecânica, da manutenção das instalações elétricas, pela equipa de *manufacturing* e com o projetista da SRAMPort.

O *software* CREO, que é um software de modelação tridimensional para uso industrial e tecnológico, foi utilizado na modelação das peças envolvidas dos projetos, com ele foi também foi utilizado para orçamentar, para a produção das peças nas instalações dos fornecedores e para a equipa de manutenção proceder à montagem respeitando todos os parâmetros concebidos.

A montagem dos projetos realizados não foram assistidos pelo mestrando devido aos prazos estabelecidos terem sido pós término do estágio, o que delimitou as conclusões retiradas em cada projeto.

Palavras-chave: Melhoria Contínua, Planeamento, Desenvolvimento, Verificação, Ajustamento, Aumento de produtividade com qualidade.

Abstract

The day-to-day industrial competitiveness tends to increase and one of the themes that companies cannot ignore is the continuous improvement in their production processes and their equipment, for which it is necessary to study their reliability, their associated costs and their ease of access when it is necessary to maintain so that companies get the most out of their equipment.

The present projects described in this document are presented in the scope of the course unit of the master's degree in mechanical engineering of the Higher Institute of Engineering of Coimbra, having as main theme the continuous improvement of installed equipment of SRAMPort. SRAMPort, which focuses on the production and assembly of the SRAM brand chain, and the assembly of road bike wheels of the brand ZIPP.

By coincidence, the projects developed in this stage were both inserted in the autonomous unit of the assembly of chains, both dedicated to a specific equipment of an assembly line. The desire to improve the equipment in question arose from a series of standardized problems, one of unsatisfactory quality, another due to the operator's need to perform rework.

In each project a planning was carried out with a series of actions along with their completion deadlines, as a result of discussions of ideas of improvement presented at the meetings. The parties to the meetings were responsible for the autonomous assembly, mechanical maintenance, and maintenance of the electrical installations, the manufacturing team and the SRAMPort designer.

CREO software, which is a three-dimensional modeling software for industrial and technological use, was used in the modeling of the surrounding parts of the projects, it was also used to budget for the production of parts at the suppliers' facilities and for the assembly must be carried out in accordance with all the design parameters.

The assembly of the projects carried out were not attended by the master's degree, due to the deadlines established after the end of the internship, which delimited the conclusions drawn in each project.

Keywords: Continuous Improvement, Planning, Development, Verification, Adjustment, Increase of productivity with quality.

Índice

Agradecimentos	i
Resumo	3
Abstract	5
Índice	7
Índice de Figuras	8
Índice de Quadros	10
Abreviaturas	11
1. Introdução	13
2. Empresa de Acolhimento	15
2.1. Apresentação da empresa	15
2.1.1. SRAM	15
2.1.2. SRAMPort	16
2.1.3. Produtos da SRAM	17
3. Produção de Corrente de Rolos	20
3.1. Correntes de rolos	20
3.2. <i>Layout</i> e sequência de processos de fabrico de corrente na SRAMPort	22
3.3. Fluxo da unidade autónoma das peças soltas	23
3.4. Fluxo da unidade autónoma da montagem	25
4. Fundamentos Teóricos Utilizados	28
4.1. Geometric Dimensioning and Tolerancing (GD&T)	28
4.2. Círculo de Mohr	29
5. Projetos Desenvolvidos	33
5.1. RDP – Rebitadora de hollow-pins	33
5.1.1. Introdução	33
5.1.2. Problemas e características do sistema de rebitamento da linha 2	33
5.1.3. Projeto da RDP II da linha 2	35
5.2. CHC – Máquina de montar corrente	67
5.2.1. Introdução	67
5.2.2. Sistema de alimentação da CHC I da linha 6 e os seus problemas	69
5.2.3. Desenvolvimento do sistema de alimentação da CHC da linha 6	69
6. Conclusão	74
7. Referências Bibliográficas	75
8. Anexos	76

Índice de Figuras

Figura 2-1- Empresas do grupo SRAM	15
Figura 2-2 - Distribuição de gabinetes e centros fabris do grupo	16
Figura 2-3 - Gabinetes da SRAMPort	17
Figura 2-4 - Exemplificação do que cada marca do grupo produz	18
Figura 2-5 - Grupo de transmissão SRAM Eagle	19
Figura 2-6 - Cubo montado ZIPP	19
Figura 2-7 - Roda completa ZIPP	19
Figura 3-1 - Vista explodida e vista de montagem de uma corrente de rolos comercial	21
Figura 3-2 - Vista explodida de uma típica corrente para bicicletas	22
Figura 3-3 - Folha de chapa de aço prensada	23
Figura 3-4 - KANBAN de uma placa para uma corrente de gama alta	24
Figura 3-5 - Matriz da prensa de rebitagem RDP linha 2	26
Figura 3-6 - CTG - Máquina de tensionamento e controlo da corrente	26
Figura 4-1 - Estado plano tensão de um elemento infinitesimal	30
Figura 4-2 - Exemplificação de círculo de Mohr	31
Figura 5-1 - Constituição da prensa de rebitagem (RDP) da linha 2	34
Figura 5-2 - Constituição da prensa de rebitagem (RDP) da linha 6	34
Figura 5-3 - Sistema de sincronismo da linha 6	35
Figura 5-4 - Disposição do projeto de sincronização dos veios da RDP 2 da linha 2	36
Figura 5-5 - Vista em perspetiva do chassis da RDP 2 da linha 2	36
Figura 5-6 - Desenho técnico da polia maquinada	37
Figura 5-7 - Método de fixação das polias nos veios	38
Figura 5-8 - Método de fixação das bases de apoio dos componentes de transmissão (vista em corte)	39
Figura 5-9 - Veio motorizado montado	42
Figura 5-10 - Representação do diagrama de corpo livre do veio motorizado	43
Figura 5-11 - Diagrama para obter valores do coeficiente de acabamento	48
Figura 5-12 – Veio secundário montado	49
Figura 5-13 - Representação do diagrama de corpo livre dos veios secundários	50
Figura 5-14 Veio movido montado	55
Figura 5-15 - Representação do diagrama de corpo livre do veio movido	55
Figura 5-16 - Veio dos rolos montado	59
Figura 5-17- Diferenças entre o casquilho concêntrico e o casquilho excêntrico utilizados nos veios dos rolos	59
Figura 5-18 - Representação do diagrama de corpo livre dos veios dos rolos	60
Figura 5-19 - Resultado gráfico das tensões ocorridas no veio motorizado, calculado através de cálculo computacional	64
Figura 5-20 - Gráfico de análise da convergência dos elementos finitos do cálculo computacional	65
Figura 5-21 - Zona crítica do veio dos rolos	66
Figura 5-22 - Layout da CHC da linha 6	67
Figura 5-23 - Régua 1 da CHC da linha 6	68
Figura 5-24 - Transporte de placas da cuba até ao módulo, entrada no módulo examinada pela máquina de visão artificial	68
Figura 5-25 - Nova corrente SRAM RED	69

Figura 5-26 - Maquete de uma das ideias ponderadas para contornar a sobrelotação de peças no lote de rejeição
70

Figura 5-27 - Régua de transporte de placas desde das cubas até ao módulo 72

Figura 5-28 - Corrente SRAM RED com detalhe relevante para o descarte, na régua 1, de uma posição da placa
72

Figura 5-29 - Corrente SRAM RED com detalhe relevante para o descarte, na régua 1, de uma posição da placa
73

Índice de Quadros

Tabela 1 - Tipos de toleranciamento por GD&T	29
Tabela 2 - Lista de peças comerciais e normalizadas utilizadas no projeto	37
Tabela 3 - - Lista de peças protótipo utilizadas no projeto	41
Tabela 4 - Tabela de obtenção de valores para o coeficiente de fiabilidade	47
Tabela 5 - Tabela de análise à convergência dos elementos finitos do cálculo computacional	65
Tabela 6 - Comparação dos resultados de tensão obtidos pelo método analítico e pelo método computacional para os diferentes veios	66

Abreviaturas

CHC – máquina de montagem de corrente em contínuo
RDP – máquina de rebitar *hollow-pin*
RIV – máquina de rebitar *solid-pin*
CTG – máquina de tensionamento e controlo de corrente
LDF – máquina lubrificadora de corrente
UA – unidade autónoma
ISEC – Instituto Superior de Engenharia de Coimbra
MTB – mountain bike
PDCA – Plan, Do, Check, Act
 σ_{fadm} - tensão admissível de fadiga
 σ_{fo} - tensão limite de fadiga
 σ_{max} - tensão máxima
 σ_{min} - tensão mínima
 σ_x - componente x da tensão
 σ_y - componente y da tensão
 τ_{xy} -tensão de corte no plano xy
 σ_{ced} - tensão de cedência do material
 τ_{corte} - tensão de corte
 $\tau_{torção}$ - tensão de corte por torção
 τ_{total} - tensão total de corte
 $\sigma_{flexão}$ - tensão normal por flexão
 M_f - momento fletor
 M_t - momento torsor
 k_t - fator de concentração de tensões
 k_f - fator de redução da resistência à fadiga
 k_T - fator da temperatura
 k_{fb} - fator de fiabilidade
 k_s - fator do acabamento superficial
 η - fator de segurança
 F_x - componente da força em x
 F_y - componente da força em y
F- força aplicada
 R_A - reação dos esforços no ponto A
 R_B - reação dos esforços no ponto B
 R_C - reação dos esforços no ponto C

1. Introdução

O presente relatório está correlacionado com a unidade curricular estágio do mestrado em engenharia mecânica do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, especialização em construção e manutenção de equipamentos mecânicos.

Este capítulo pretende transmitir o trabalho efetuado na empresa SRAMPort, estando nele expresso projetos efetuados de melhoria contínua a equipamentos mecânicos da empresa. A SRAMPort que atualmente se dedica à produção de corrente de rolos para todo o tipo de bicicleta e à montagem de cubos e rodas de bicicletas de estrada. Ela que se divide em três unidades autónomas, peças soltas, montagem de corrente e rodas. A empresa possui uma variedade de equipamentos mecânicos remotos sendo que é necessário a prática da melhoria contínua.

Os projetos de melhoria contínua desenvolvidos durante o estágio consistem na melhoria em múltiplos aspetos do funcionamento dos equipamentos, como a simplicidade do modo operativo, a eliminação de retrabalhos e de trabalhos que podem ser considerados inúteis, o aumento da velocidade e a qualidade do produto final e ainda à facilidade montagem dos projetos. Estes são os mandamentos a implementar para cada projeto realizado, para que a empresa tire o maior proveito possível dos seus equipamentos sem ser necessário a compra de novos.

Por mera coincidência os projetos foram inseridos apenas na unidade autónoma da montagem de corrente, onde a produção é mais complexa e onde necessita maior atenção no seu procedimento. Esta unidade possui 6 linhas de montagem, sendo em comum em todas elas a montagem dos elos, a rebitagem dos eixos, o tensionamento da corrente, a lubrificação e por fim o empacotamento da corrente. Nas páginas seguintes será explicado o procedimento dos projetos realizados.

Ainda assim é importante informar que não é do conhecimento de todos como se executa a montagem de corrente de rolos, existindo assim sigilo nessa informação por parte da empresa. Por consequência é necessário haver cuidados com divulgação de informação, dada à grande concorrência industrial desta vertente, juntamente existe o cuidado da clareza de informação para uma boa assimilação do conhecimento dos projetos.

2. Empresa de Acolhimento

2.1. Apresentação da empresa

2.1.1. SRAM

A empresa SRAM dedica-se ao desenvolvimento e produção de componentes de bicicleta. A palavra SRAM é um acrónimo formado pelas letras dos nomes de três amigos e fundadores da empresa: *Scott*, *Ray* e *Sam*. A SRAM foi fundada em 1987 em Chicago, nos Estados Unidos da América, e empregava na altura apenas seis colaboradores no seu pequeno armazém. Nos últimos 20 anos, a SRAM tem vindo a adquirir várias marcas que a constituem e que contribuíram para o seu crescimento e consolidação no mercado, possuindo atualmente seis marcas e dois projetos de carácter social e humanitário, os quais estão representadas na figura seguinte:

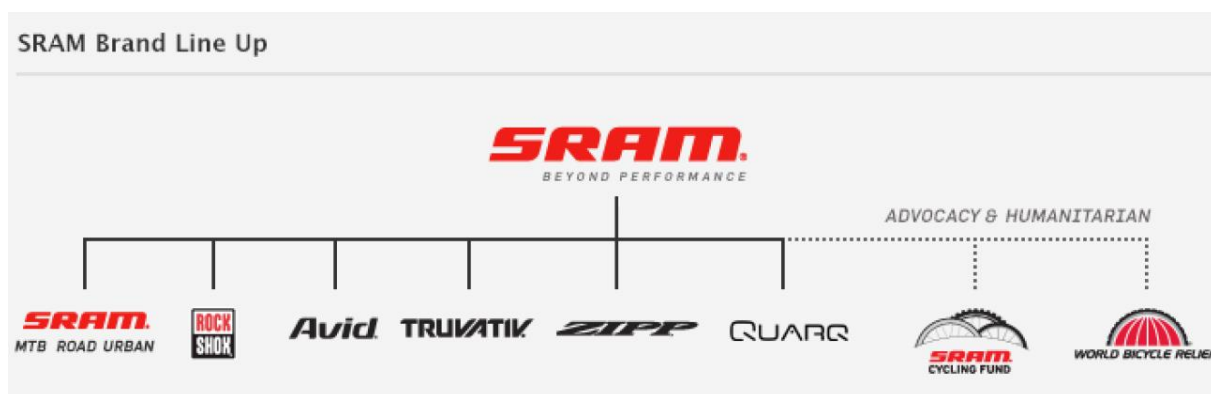


Figura 2-1- Empresas do grupo SRAM

Nos dias que correm, a empresa encontra-se expandida por todo o mundo, sendo o segundo fabricante mundial mais prestigiado de componentes de bicicletas. No total, a organização tem presença em 13 países com dezassete fábricas e escritórios que empregam cerca de 3.825 colaboradores, que se dedicam ao desenvolvimento, produção e comercialização dos produtos do grupo. A figura seguinte mostra a localização das várias fábricas e escritórios do grupo SRAM:



Figura 2-2 - Distribuição de gabinetes e centros fabris do grupo

2.1.2. SRAMPort

A SRAMPort foi adquirida pelo grupo americano SRAM em 1997 e é atualmente a única unidade fabril do grupo na Europa. A organização em Portugal é responsável pelo desenvolvimento e produção de correntes de bicicleta e pela montagem de cubos e rodas.

A empresa foi fundada em 1968 com a denominação “Transmeca – Transmissões Mecânicas, Lda”. Inicialmente, o capital da empresa era detido pelo grupo *Peugeot* e o empresário português Armando Simões, possuindo cada uma das partes 50% do seu capital. Posteriormente, o grupo *Peugeot* adquiriu a totalidade da empresa, ficando a deter 100% do seu capital.

Em 1987, a empresa volta a ser adquirida, desta vez pelo grupo *Fichtel & Sachs*. Uma década depois, em 1997, a empresa SRAM, seguindo a sua estratégia de crescimento e expansão, adquire uma parte da empresa *Fichtel & Sachs*, parte esta responsável pelo segmento de bicicletas. Com esta aquisição, a empresa situada em Portugal passou então a ser detida pelo grupo norte-americano e iniciou o processo de alteração da sua denominação social para “SRAMPORT”, que se concretizou anos mais tarde, em 2008.

Nos últimos dez anos, a SRAM Portugal tem vindo a crescer de forma sustentável e competitiva diversificando os seus produtos e mercados. Este crescimento assenta numa estratégia de qualidade, gestão ambiental e retenção de talentos que visa o desenvolvimento e fabrico de produtos de excelência e superação das expectativas do cliente, desde a inovação dos

seus produtos até a práticas ambientais responsáveis. A inovação e a imagem da empresa também estão presentes nas instalações e na, fachada principal da SRAM Portugal, situada em Coimbra, e que se pode visualizar na figura seguinte:



Figura 2-3 - Gabinetes da SRAMPort

2.1.3. Produtos da SRAM

A SRAM Global desenvolve e produz grande parte das componentes de uma bicicleta, à exceção do quadro, nas suas distintas marcas. Cada marca está destinada a tipos de componentes específicos, conforme apresentado na figura 13:



Figura 2-4 - Exemplificação do que cada marca do grupo produz

- **SRAM** – Marca principal do grupo que desenvolve a maioria das componentes, desde todos os constituintes da transmissão da bicicleta até a rodas de BTT, e, recentemente, travões;
- **ROCKSHOX** – Esta marca é caracterizada pelas suspensões, amortecedores e espigões de selim telescópicos;
- **AVID** – Marca que desenvolve os travões de disco;
- **TRUVATIV** – Esta marca está mais direcionada ao BTT, produzindo guiadores, avanços, pedaleiros, bem como outros produtos;
- **ZIPP** – Especializada em componentes de bicicletas de estrada, desenvolve grande parte das componentes desta vertente do ciclismo, sendo as rodas de carbono a componente de maior destaque;
- **QUARQ** – Direcionada para ciclistas que competem e pretendem analisar o seu rendimento, desenvolve medidores de potência, introduzidos num pedaleiro específico.

Recentemente, a marca SRAM introduziu no mercado o seu novo grupo de transmissão, denominado por “Eagle”, presente na figura 14. Este grupo conta com doze velocidades na parte traseira e uma única velocidade na parte frontal. O *Eagle* revolucionou o mercado do mundo ciclístico devido à versatilidade de inclinações de terreno que permite ao ciclista ultrapassar. Esta recente inovação permite perceber o esforço que a empresa tem desenvolvido para se afirmar no mercado, sendo atualmente a marca pioneira da tecnologia.



Figura 2-5 - Grupo de transmissão SRAM *Eagle*

A SRAM Portugal também tem um papel importante nesta nova tecnologia, pois as correntes deste grupo *Eagle* foram desenvolvidas pela empresa e, atualmente, produzidas em elevadas quantidades. Esta corrente marca pela diferença devido às suas cores, tendo o cliente a possibilidade de escolher entre o dourado e o preto.

Para além das correntes, em Portugal, e como já referido anteriormente, são montados cubos e rodas, como é possível visualizar na figura seguinte, respetivamente.



Figura 2-7 - Roda completa ZIPP



Figura 2-6 - Cubo montado ZIPP

3. Produção de Corrente de Rolos

3.1. Correntes de rolos

O meio de transmissão de potência mais utilizado no mundo do ciclismo é feito por carretos e correntes de rolos, pela sua leveza e pela pequena perda de potência da pedalada. Referindo anteriormente neste documento, a SRAMPort é a identidade responsável pelo desenvolvimento e pela produção das correntes do grupo, por isso a SRAMPort exerce as suas funções em colaboração com outros centros de desenvolvimento do grupo, para o bom funcionamento dos kits de transmissão.

Este tipo de transmissão também apresenta uma boa empregabilidade no sector automóvel, no sector do motociclismo e industrial.

Isso deve-se pelo facto de a corrente apresentar um escorregamento quase nulo no dentado dos correntes e pelo seu conjunto ocupar um espaço reduzido. Tornando-o o tipo de transmissão mais antigo e dos mais utilizados até aos dias de hoje. Contudo a transmissão por corrente em funcionamento provoca um maior ruído que outros tipos de transmissão.

Os elos de corrente mais comum é normalmente constituída por uma placa exterior com dois eixos na sua fase interior e uma outra placa exterior com apenas dois furos, uma placa interior com dois cilindros apontados para o seu interior e uma outra placa interior com apenas dois furos e mais três rolos. Para complementar a compreensão de um elo de uma corrente é inserida uma imagem de um elo juntamente com uma série de elos montados.

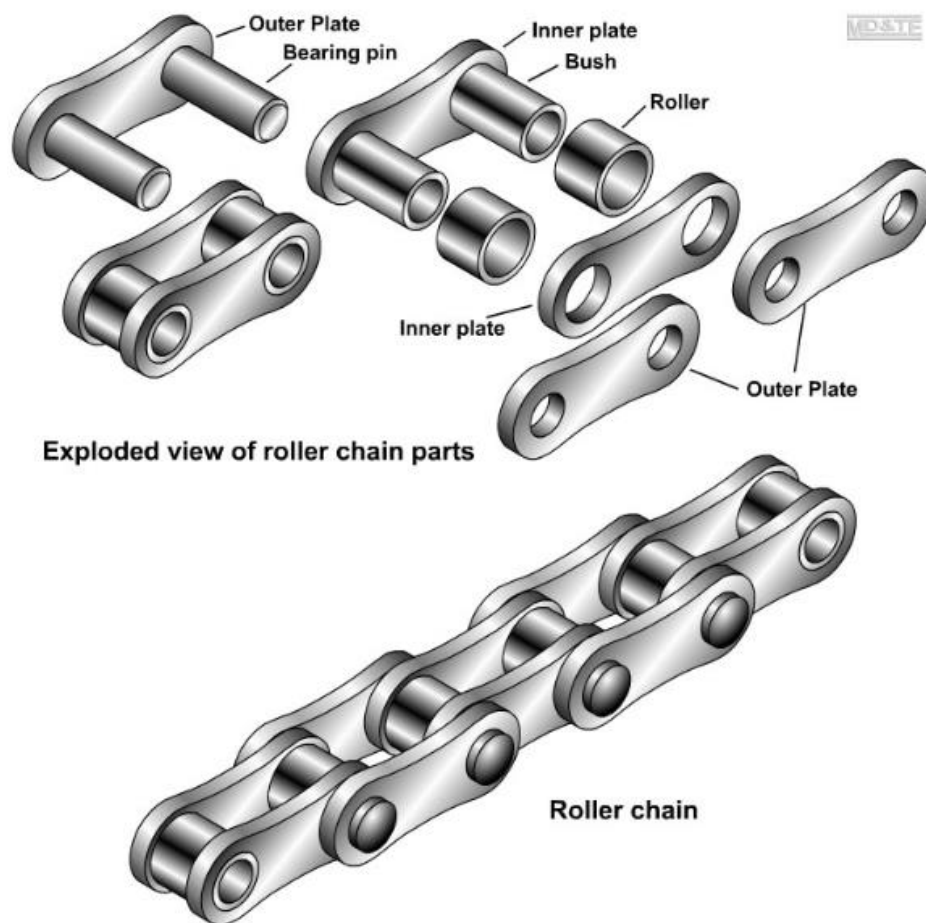


Figura 3-1 - Vista explodida e vista de montagem de uma corrente de rolos comercial

A corrente utilizada nas bicicletas devem atender a um série de questões que as correntes de outros ramos não necessitam. Por exemplo, a largura dos elos dependem do número de velocidades, visto que o número de velocidades está inteiramente ligado com o número de carretos montados na roda traseira e quanto mais carretos tiver, menos espaço entre eles vão ter.

Nas correntes para bicicleta têm um maior número de peças por elo, cada elo é constituído por duas placas exteriores, duas placas interiores, dois rolos e dois eixos. E a corrente é montada como na vista explodida seguinte.

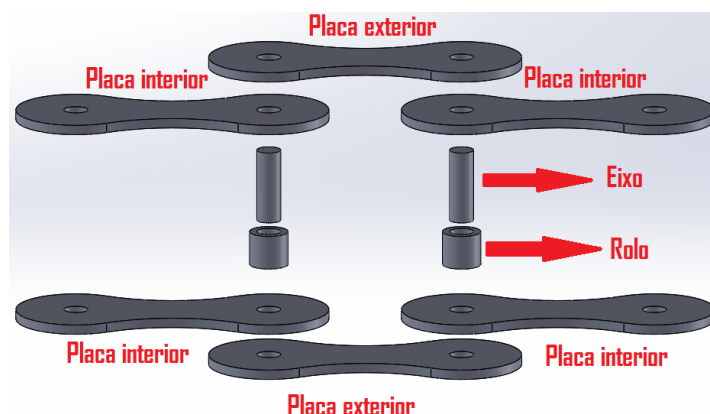


Figura 3-2 - Vista explodida de uma típica corrente para bicicletas

As correntes de bicicleta estão em constantemente desenvolvimento devido à exigência da modalidade de ciclismo, como a redução de peso, a resistência mecânica, ao desgaste, a fadiga, a geometria, a resistência a ambientes agressivos e entre outros aspetos.

3.2. Layout e sequência de processos de fabrico de corrente na SRAMPort

No sector do ciclismo e muitos outros, a exigência de produzir em grandes quantidades, em pouco tempo e com a qualidade exigida é cada vez superior ao longo do tempo, para que seja possível conseguir preencher estes três tópicos é necessário implementar melhorias contínuas aos processos de produção. Desde de alterações no método de fabrico de uma tarefa, alteração do *layout* industrial, ou até mesmo uma substituição de uma peça num equipamento, desde que as alterações preenche as exigências.

Na SRAMPort a produção de corrente divide-se em duas unidades autónomas (UA):

- **Peças soltas:** unidade autónoma responsável pela produção individual da maior parte das peças das correntes, excluindo-se nela a produção de *hollow-pins* e de rolos, são produzidos à mesma pelo grupo mas noutra unidade fabril. Assim sendo a empresa SRAMPort envolve-se na produção de placas interiores e exteriores, pinos *Solid-Pins*, *Power-Locks*, *Power-Links* e em questão dos rolos a unidade fabril da SRAMPort aplica tratamentos térmicos e superficiais;
- **Montagem:** organizada por linhas de montagem de corrente, em cada linha destina-se a montagem de corrente das diferentes velocidades vendidas. As linhas de montagem são constituídas por alimentadores, pela montagem das peças soltas na CHC, pela rebitagem dos eixos na RDP, pela tensão da corrente na, pelo controlo de qualidade

por câmaras de visão, pela lubrificadora da corrente e finalmente pela embaladora da corrente.

3.3. Fluxo da unidade autónoma das peças soltas

A UA das peças soltas é organizada por vários sub-setores, a nela estão a estampagem, as cisalhas, a bariagem (tratamento superficial), os tratamentos térmicos e e os tratamento químicos.

O início das ordens de fabricos começa pela receção da matéria-prima e de seguida alimenta-se com ela as máquinas de produção. No caso das prensas de estampagem das placas exteriores, placas interiores *Power-Locks* e *Power-Links* são alimentadas com bobines de folha de chapa de aço. No caso dos eixos, é uma máquina de corte que é alimentada com bobines de vareta de aço.

As prensas mecânicas utilizadas para a estampagem das placas é um processo progressivo até obter o formato desejado, consequente dos diferentes quatro módulos situados na matriz. Em baixo é demonstrado uma fotografia de uma parte da folha que passou pelo processo de estampagem para uma melhor perceção da sua progressividade.



Figura 3-3 - Folha de chapa de aço prensada

A partir daqui, as placas e os eixos são colocados num equipamento vibrante, pousadas num piso áspero para que sejam retiradas as rebarbas provenientes dos processos anteriores, este processo a SRAMPort denomina-lhe por bariagem.

A partir daqui, as peças soltas têm trajetos diferentes nesta unidade autónoma, quanto maior for a gama da corrente mais tratamentos elas sofrem. Por tanto, o circuito das peças de

gama alta é relativamente maior ao das peças de gama mais baixa, estas últimas quase que só recebem tratamento superficial.

Dando um exemplo de um percurso de uma placa da corrente *EAGLE* de 12 velocidades, que é a corrente da gama mais alta da marca:

		400 73	
		Data	Operador
1ª	DPE		
2ª	EBS		
3ª	CTC		
4ª	SCC		
5ª	RVC		
6ª	EBS (BAR)		
	(SEC)		
7ª	NIQ/SCG		
8ª	DSG		
9ª	FIM		

POWERED BY SRRM

Colocar no Quadro Kanban

★ 1 4 0 1 6 ★

400 73 PC1091R

Qualidade Aço

Lote Aço

Quadro Kanban

400 16 OUTER PLATE PC10 GREY

Kanban nº 478

Order Prod/Nº LOTE 367022

2015

08.07

Lote Controle de Qualidade

2000046371

Standard PESO 250kg

Real

Cartão Nº 4

Imp:78.2 MO:PRO.1

SRRM

Figura 3-4 - KANBAN de uma placa para uma corrente de gama alta

- DPE- prensagem progressiva das placas
- EBS- Bariagem, eliminação de rebarbas
- CTC- tratamento térmico por cementação
- SCC- secagem continua
- RVC- tratamento térmico por revenido

- EBS (BAR)- bariagem, eliminação de camadas carbonizadas provocadas pelo tratamento térmico
- SEC- secagem
- NIQ/SCG- niquelagem
- DSG- desgaseificação

Todas as peças que acabam o seu ciclo na UA de peças soltas são depositadas num lote metálico e aguardam até chegarem à sua vez de serem depositadas nos alimentadores das linhas de montagem.

3.4. Fluxo da unidade autónoma da montagem

Esta unidade autónoma é responsável pela montagem das correntes, de *power-locks* e ao embalamento de correntes do produto final conforme o pedido do cliente.

O grupo SRAM produzem conjuntos de transmissão para *single speed* (uma velocidade), de 5 até 12 velocidades. No caso das correntes, elas são montadas em apenas 6 linhas. Então, a SRAMPort divide-as como as lhe der mais jeito, contudo, há linhas que montam correntes em comum para uma maior flexibilidade de produção. As linhas montam correntes de velocidades aproximadas, uma vez que a largura da corrente está diretamente relacionada com o número de velocidades, quanto mais velocidades houver mais a largura da corrente tem de ser estreita. Isto deve-se para que a corrente sem engrene bem nos carretos do eixo traseiro da bicicleta.

Os operadores das linhas de montagem, antes de iniciar a montagem tem de certificar que os trajetos que as correntes irão passar estão limpos de peças de outro tipo de correntes e têm de alimentar os alimentadores com as peças soltas que lhes são respectivos.

Os alimentadores alimentam os respetivos módulos da CHC e esta monta as peças uma a uma através dos seus 4 módulos. O produto que sai ao fim do 4º módulo já está toda montada mas com folgas visíveis, a etapa posterior é eliminar as folgas contidas ao longo dos eixos através da rebitagem dos eixos.

Existem dois tipos de rebitagem: por estampagem através de uma prensa servo-mecânica e este processo destina-se para os *hollow-pins* / eixos ocos; por esmagamento através de um disco maciço para o esmagamento de *solid-pins* / eixos maciços.

A imagem seguinte mostra uma matriz de uma prensa de rebitagem de *hollow-pins*, este equipamento é denominado por RDP.

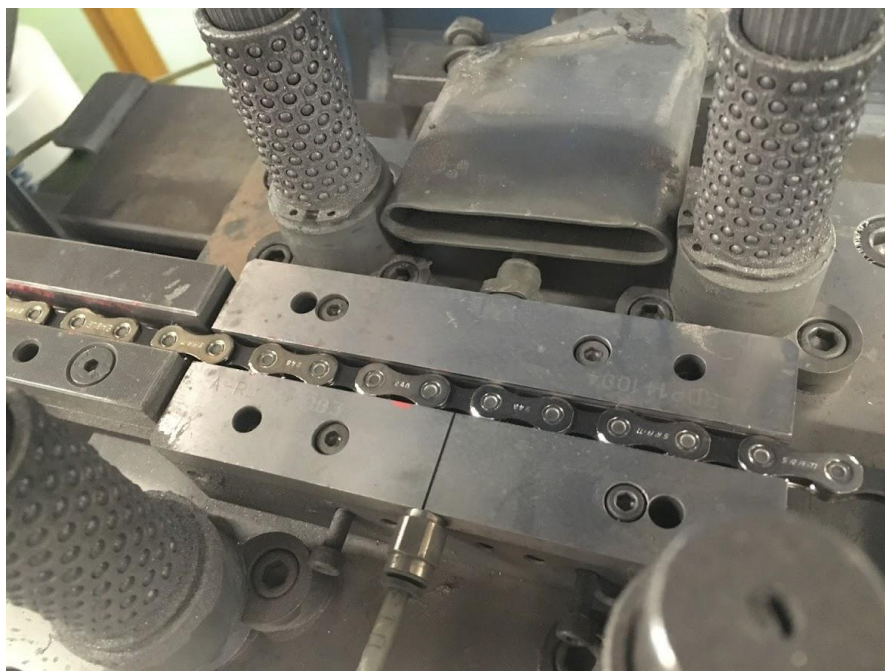


Figura 3-5 - Matriz da prensa de rebiteagem RDP linha 2

Para uma melhor resistência e durabilidade da corrente nas pedaladas, a corrente é engrenada num sistema de carretos onde a traciona num circuito com formatos em “S”, assim a corrente já é pré-tensionada antes de sofrer os primeiros usos.

A fotografia seguinte é desse mesmo equipamento a tensionar a corrente.



Figura 3-6 - CTG - Máquina de tensionamento e controlo da corrente

No caso das correntes das gamas mais altas a corrente é sujeita a um controlo de qualidade visual recorrendo a máquinas de controlo visual artificial, são controladas por câmaras de alta velocidade que inspecionam a corrente em busca de defeitos que possam existir. existir.

A etapa seguinte a corrente é transportada até a um banho de lubrificante (LDF), o objetivo desta etapa passa pela prevenção de oxidações e desgaste das peças que a corrente pode estar sujeita.

O processo seguinte e último é o embalamento da corrente, esta pode ser feita de duas maneiras, pode ser embalada em bobine ou em barquetes, dependendo do pedido do cliente. Se a ordem de fabrico da corrente é pedido a corrente embalada em barquete, a embaladora corta a corrente com um comprimento específico.

Entre cada processo de produção numa linha de montagem existe uma ou duas prensas para corte da corrente, a causa da sua localização deve-se pela necessidade da equipa de qualidade querer retirar provas de corrente pós cada processo. Depois as duas extremidades de corrente que foram usadas para o corte de corrente são unidades novamente pelo mesmo equipamento.

No caso do grupo eagle da SRAM, as correntes podem ainda ser pintadas por cor preta ou dourada, nessas correntes são colocadas num banho de tinta com a cor que é desejada.

Por fim, as embalagens e bobines de corrente são paletelizadas e são colocadas no armazém até que são transportadas até ao cliente.

4. Fundamentos Teóricos Utilizados

4.1. Geometric Dimensioning and Tolerancing (GD&T)

O *Geometric Dimensioning and Tolerancing (GD&T)* é um sistema que é usado para definir e comunicar tolerâncias de engenharia, é traduzida em linguagem simbólica em desenhos técnicos e em modelação tridimensional assistido por computador, é explicitado as geometrias nominais das peças e as suas variações permitidas. Na sua linguagem simbólica é transmitida qual o grau de exatidão e precisão que é necessário em cada detalhe de uma peça, esta informação pode ser direcionada aos departamentos de manufatura ou diretamente a máquinas de produção. A sua grande vantagem de utilização é, quando bem aplicado, passa pela facilidade na montagem dos elementos mecânicos nas zonas de contacto.

A sua filosofia de aplicação passa primeiro por identificar as geometrias necessárias para o toleranciamento, isto é, saber a geometrias da peça nas quais vão estar em contacto com outras. Depois saber que tipo de controlo geométrico (pode ser um controlo de forma de uma superfície, de perfil de uma secção ou de um perímetro, de orientação de perfis ou furos, e de localização de algumas geometrias) que melhor se adequa para a situação. Todos os tipos de controlo têm de mencionar as referências que foram necessárias, essas referências podem ser planos virtuais localizados na peça, pode ser um plano ou eixo de uma superfície rotativa. Identificadas as geometrias de contacto e analisado já o tipo de controlo prossegue-se então à arbitragem de valores de tolerância, no caso do tipo de controlo por orientação os valores de toleranciamento devem ir em unidades de amplitude e no resto devem ir em unidades de comprimento.

Para uma melhor percepção do que é GD&T e o que pode controlar, é apresentado uma tabela com os diferentes tipos de controlos.

Tabela 1 - Tipos de toleranciamento por GD&T

Tipo de controlo	Características Geométricas	Símbolo	Pode ser aplicado a uma superfície?	Pode ser representado numa linha de chamada de uma cota?	É necessário um plano de referência?
Localização	Simetria		Não	Sim	Sim
	Posição			Sim	
	Concentricidade			Sim	
Orientação	Perpendicularidade		Sim	Sim	Sim
	Angularidade			Sim	
	Paralelismo			Sim	
Forma	Linearidade		Sim	Sim	Não
	Planicidade			Não	
	Circularidade			Não	
	Cilindricidade			Não	
Run-out	Circular run-out		Sim	Sim	Sim
	Total run-out			Sim	
Perfil	Perfil de uma linha		Sim	Não	Sim
	Perfil de uma superfície			Não	

Então o GD&T é constituído por cinco tipos de controlo:

- **Localização** – controla a localização de uma geometria no interior de uma área de uma peça, é aplicado em cotas de coordenadas;
- **Orientação** – diz a orientação de um plano ou de um eixo através de um plano ou de um eixo de referência;
- **Forma** – controla a forma geométrica de qualquer face ou superfície de uma peça;
- **Run-out** – este tipo de controlo é referente ao controlo de uma peça rotativa por uso de comparadores, os valores obtidos por comparador devem se encontrar entre o intervalo indicado no GD&T;
- **Perfil** – Pode ser usado para o controle de perfil de rasgos para escatéis ou de rasgos para anéis de retenção.

4.2. Círculo de Mohr

O círculo de Mohr é uma representação bidimensional gráfica que representa a lei de transformação do tensor de tensão de Cauchy de uma área infinitesimal ou de uma secção completa de uma peça.

Os dados de entrada para a realização do círculo são os resultados das tensões normais (resultado da soma vetorial de σ_x com σ_y) e de corte exercidas na área a estudar.

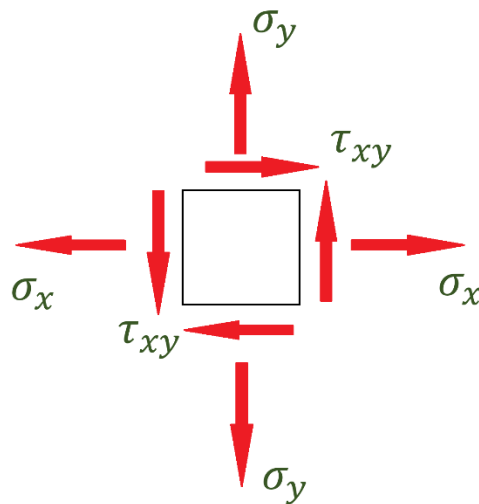


Figura 4-1 - Estado plano tensão de um elemento infinitesimal

O centro do círculo situa-se sempre no eixo das abcissas, onde a tensão de corte $\tau_{xy} = 0$, falta assim descobrir a sua coordenada no eixo das abcissas. Calcula-se da seguinte maneira:

$$centro = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \quad (1)$$

O raio que por sua vez é igual a tensão de corte máxima é calculado da seguinte maneira:

$$\tau_{max} = raio = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2)$$

A tensão normal máxima é a soma da coordenada das abcissas do centro do círculo com o raio e a tensão mínima é a subtração da coordenada do centro com o raio.

$$\sigma_{max} = centro + raio \quad (3)$$

$$\sigma_{min} = centro - raio \quad (4)$$

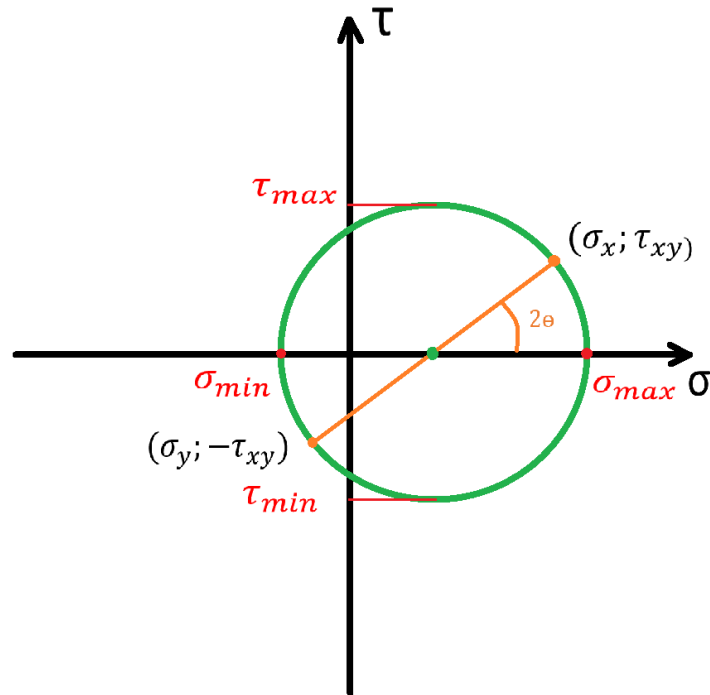


Figura 4-2 - Exemplificação de círculo de Mohr

Depois é necessário transformar o plano estado de tensão em que consiste rodar o elemento de modo a que a tensão normal máxima e mínima se situem no eixo das abcissas, através do ângulo 2θ .

$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \sin(2\theta_p) \quad (5)$$

$$\sigma'_y = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times (-\tau_{xy}) \times \sin(2\theta_p) \quad (6)$$

$$\sigma'_y = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times (-\tau_{xy}) \times \sin(2\theta_p) \quad (7)$$

Sendo que o ângulo é calculado da seguinte maneira:

$$tg(2\theta_p) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} \quad (8)$$

5. Projetos Desenvolvidos

5.1. RDP – Rebitadora de hollow-pins

5.1.1. Introdução

Com acionamento de novas gamas de corrente, a competitividade do sector, a necessidade de produzir mais em pouco tempo são as razões que levaram este projeto de melhoria à vante.

O equipamento em questão é uma rebitadora por impacto (rebitadora de *hollow-pins*) e o que nela despertou para a sua melhoria foi o mau posicionamento dos eixos quando a corrente entrava na matriz da prensa, o punção nem sempre batia em cheio no eixo e também era o equipamento que mais atrasava a montagem.

Este projeto foi realizado na pós-receção de uma linha completa de montagem nas instalações da empresa, esta linha continha equipamentos com pequenas alterações relativamente aos equipamentos das linhas de montagens já existentes. E assim, foi-se aproveitando pormenores que se consideraram úteis para este projeto.

Durante este projeto existiu uma série de reuniões identidades responsáveis pelo departamento da qualidade, pelo departamento da manufatura, manutenção mecânica, manutenção elétrica, e pela unidade autónoma da montagem de corrente, para um maior preenchimento em vários requisitos do projeto. Estas identidades foram preciosas no decorrer do projeto, alertaram em aspetos essenciais para o seu bom funcionamento

5.1.2. Problemas e características do sistema de rebitamento da linha 2

Como referido no subcapítulo anterior, neste projeto tentou-se passar ao máximo o tipo de funcionamento associado ao mesmo equipamento mas da linha que a SRAMPort tinha rececionado.

O transporte da corrente pós montagem na CHC (montagem de corrente contínua) de equipamento a equipamento e executada através de motores elétricos montados em veios com carretos em que estes se engrenam na corrente e os motores a fazem deslocar.

A diferença desta rebitadora para as outras é que as outras contêm um sistema sincronizado de dois carretos, um antes e outro depois da prensa e nesta apenas tem um carreto depois da prensa. É pela ausência de um sistema sincronizado que rendimento do processo de rebitagem de eixos é significativamente inferior comparativamente com as outras linhas, com o sistema de sincronismo a corrente chegava em posição mais conforme na matriz, enquanto com um só carreto não era tão conforme, devido à inércia na paragem do motor.

A imagem seguinte mostra-nos o layout da RDP a melhorar. O carreto movido foi uma ideia surgida para conseguir travar a inércia da corrente, anteriormente.

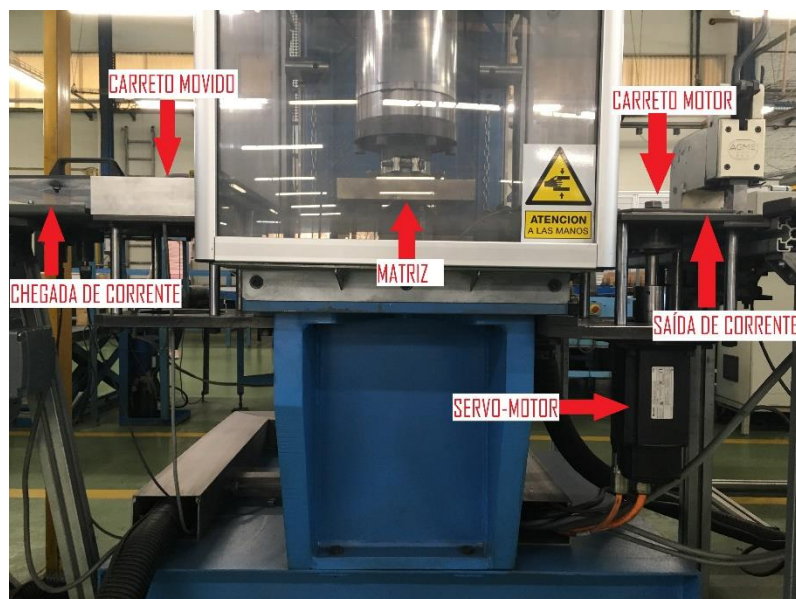


Figura 5-1 - Constituição da prensa de rebtagem (RDP) da linha 2

Na imagem seguinte é demonstrado o layout da prensa de rebtagem da linha que tinha acabado de chegar. O sincronismo dos veios é feito por debaixo da matriz e através de correia e polias.



Figura 5-2 - Constituição da prensa de rebtagem (RDP) da linha 6

O sincronismo feito por correia e polia despertou o interesse de o aplicar na linha em questão, contudo as condições de o aplicar não eram as mesmas. O sincronismo da

linha nova perfurava a estrutura que suportava a prensa e nesta não era o ideal. A imagem seguinte mostra o pormenor da perfuração da estrutura.

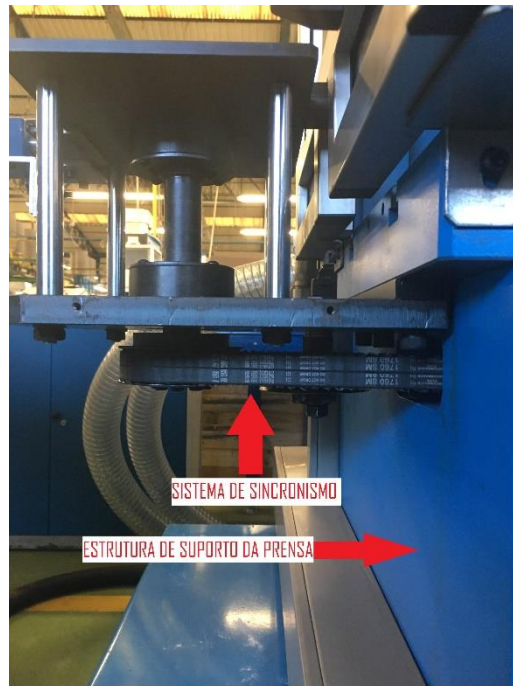


Figura 5-3 - Sistema de sincronismo da linha 6

O processo de rebitagem da linha a melhorar era o principal responsável pela demora da montagem das correntes que lá passavam pelos retrabalhos associados à eficiência do equipamento.

5.1.3. Projeto da RDP II da linha 2

Ao longo desta etapa decorreu-se uma série de alterações nas ideias pensadas com alguns imprevistos relativamente a este projeto, assim provocando uma demora na sua realização.

Como o processo de fabrico era comum a uma grande percentagem das linhas de montagem, fez-se algumas questões aos operários e aos técnicos de manutenção relativamente aos problemas já surgidos e o que se pode melhorar.

A ideia que pode considerar como a ideia principal sempre se manteve de pé, passar o sistema de sincronismo à volta do suporte da prensa, isto originou um maior estudo na localização, da geometria, no desgaste das peças necessárias.

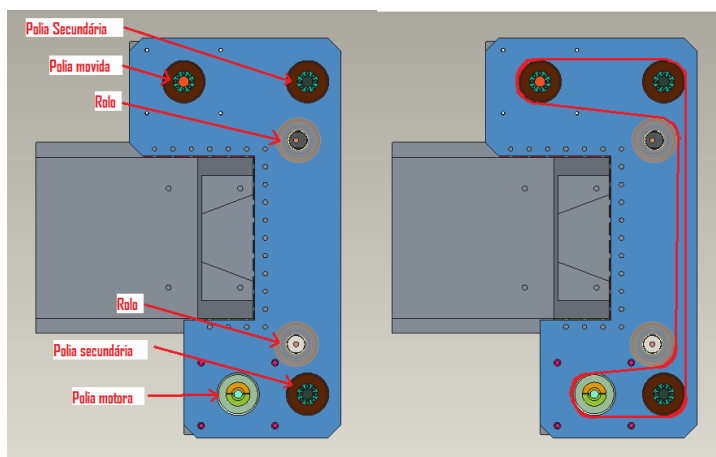


Figura 5-4 - Disposição do projeto de sincronização dos veios da RDP 2 da linha 2

A ideia era utilizar quatro polias, dois rolos e uma correia com perímetro suficiente para que todas as secções dela estivessem devidamente esticadas, como demonstra a figura acima.

Numa fase inicial do projeto, a intenção era instalar o sistema de sincronismo na parte superior da base, para que ele fosse mais acessível de intervir em casos de manutenção. Mas por questões de facilidade de montagem optou-se por passar por baixo da base.

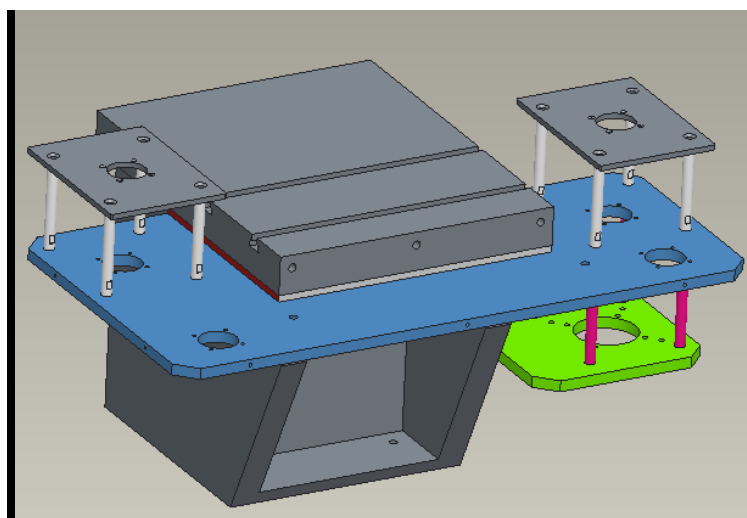


Figura 5-5 - Vista em perspectiva do chassi da RDP 2 da linha 2

A etapa seguinte passou pelo desenvolvimento de todos os componentes envolvidos neste projeto, com a ajuda dos desenhos técnicos das peças da linha nova e as suas dimensões foi bastante útil e prático no desenvolvimento. Apesar das peças e da filosofia de funcionamento serem semelhantes às da nova linha, teve-se sempre em atenção a facilidade de montagem, os custos associados, a segurança e a fiabilidade do projeto.

Este sistema de transmissão necessitou de uma variedade de órgãos de máquina normalizados, como por exemplo: anéis de retenção para apoio de veios e rolamentos, rolamentos de esferas, buchas para a fixação de polias em veios, escatéis e carretos para o transporte da corrente. Na tabela seguinte é mostrado uma lista de peças *standard* que foram necessárias nesta fase de projeto.

Tabela 2 - Lista de peças comerciais e normalizadas utilizadas no projeto

REFERENCEY	DESCRIPTION
CAL-1F-25/50	Anilha de aperto SIT 1F 25/50
CAL-1F-28/55	Anilha de aperto SIT 1F 28/55
DIN 471 - d1 25 - s 1,2	Anilha exterior elástica de 25 mm
DIN 471 - d1 30 - s 1,5	Anilha exterior elástica de 30 mm
DIN 471 - d1 28 - s 1,5	Anilha exterior elástica de 28 mm
DIN 472 - d1 47 - s 1,75	Anilha interior elástica
GAES KMAT 5	Porca de aperto
HTD 36-8M-20, bored = 25 mm	Polia com 36 dentes, 8 mm de passo e de largura 20 mm, diâmetro interior 25 mm com escatel
HTD 36-8M-20, bored = 25 mm	Polia com 36 dentes, 8 mm de passo e de largura 20 mm, diâmetro interior 25 mm sem escatel
HTD 36-8M-20, bored = 28 mm	Polia com 36 dentes, 8mm de passo e de largura 20 mm, diâmetro interior de 28 mm sem escatel
SKF 6206-2RS1	Rolamento de esferas com 30 mm de diâmetro interior
SKF 63005-2RS1	Rolamento de esferas com 47 mm de diâmetro exterior
SIT - HPPD - 2600 - P8M - 20	Correia dentada HPPD com 2600 mm de perímetro e 8 mm de passo e de largura 20 mm
-----	manivela com 160 mm de diâmetro
-----	chave de caixa de 24 mm
DIN 8187	Carreto 7,75 mm 081-1 12,7 x 3,33 mm

Algumas peças normalizadas apresentadas aqui na tabela, quando rececionadas, foram enviadas para alguns fornecedores para as maquinarem conforme o pretendido. O pretendido era retirar material das polias movidas para a colocação de um casquilho de aperto para que as polias não caíssem por gravidade. Na figura seguinte está um exemplo de um desenho técnico das polias enviado ao fornecedor para a maquinarem.

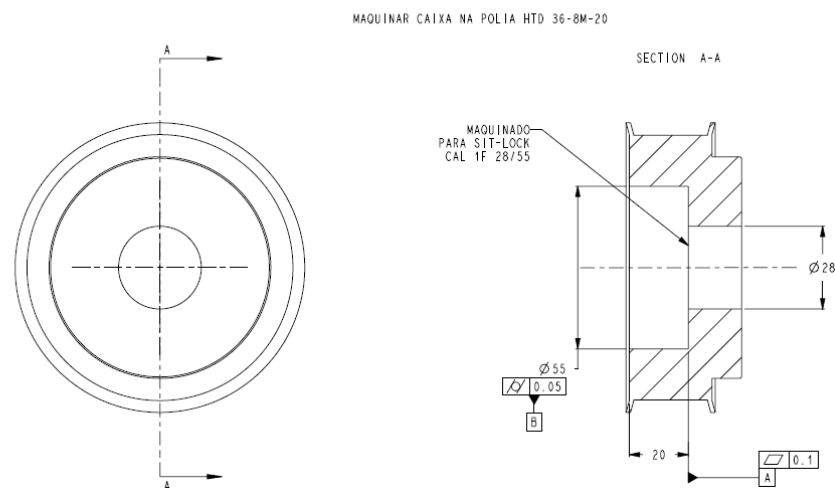


Figura 5-6 - Desenho técnico da polia maquinada

Para uma melhor percepção da fixação das polias no veio é apresentado aqui em baixo uma imagem.

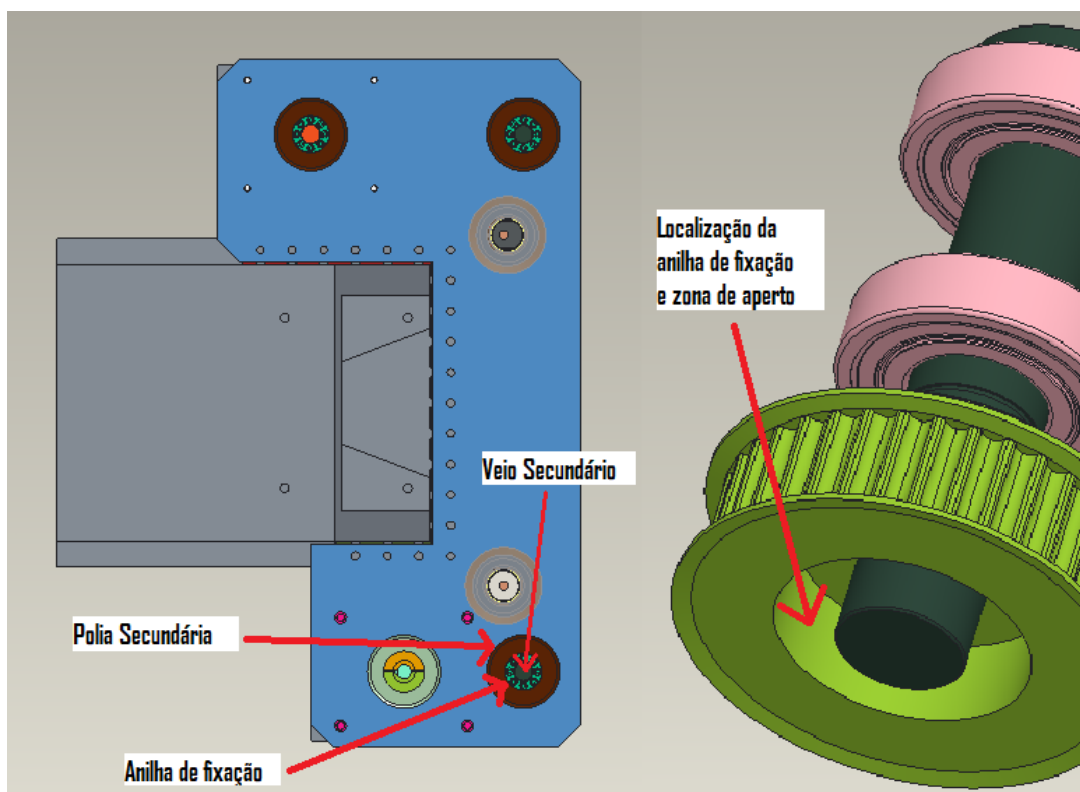


Figura 5-7 - Método de fixação das polias nos veios

Um pormenor de não grande importância no aspeto de funcionamento, mas de grande importância no aspeto montar e desmontar o equipamento para fins de manutenção, a montagem das bases de fixação dos órgãos de máquina.

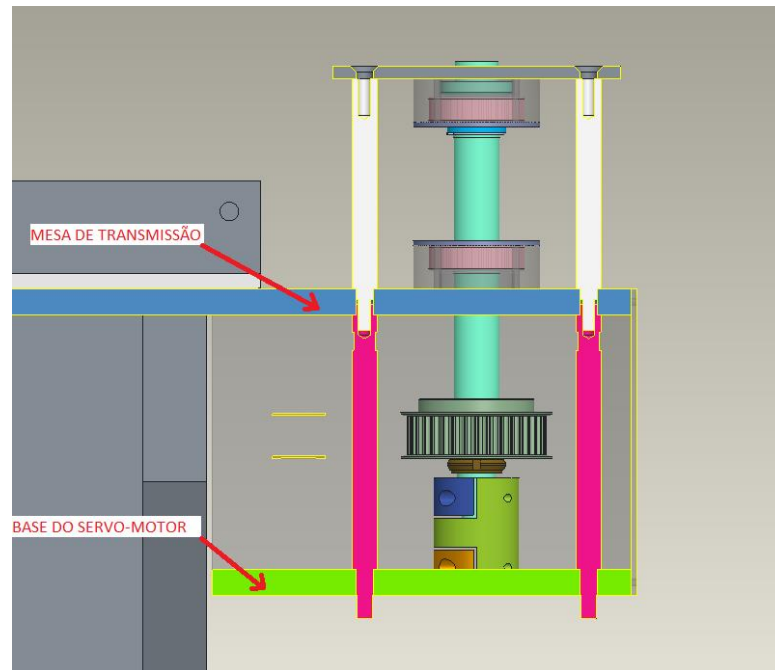


Figura 5-8 - Método de fixação das bases de apoio dos componentes de transmissão (vista em corte)

Os fundos roscados dos pilares superiores (brancos) aparafusam-se aos furos roscados nos topos dos pilares magentas, ao serem apertados as faces dos dois pilares vão contactar e consequentemente serem tencionados às fases da mesa de transmissão (que está representado a azul), assim permite a fixação entre pilares e dos pilares à mesa de transmissão.

O programa de CAD foi uma mais-valia para este projeto, pois ajudou bastante no desenvolvimento da maquete. E uma vez que o sistema de sincronismo a implementar é um sistema com quatro polias e dois rolos torna-se assim mais complexo saber o perímetro necessário para a correia, usou-se o CREO para a descoberta do perímetro da mesma e posteriormente selecionar a correia mais indicada para este trabalho.

Com ajuda do CREO, que é o *software* de desenho tridimensional, procedeu-se à modelação e à montagem de cada componente e com isso apresentar o ponto de situação de projeto à pessoa da empresa que está responsável por cada projeto mecânico e à pessoa responsável pelo departamento *manufacturing*. No surgimento da apresentação da maquete, sucedeu-se a uma discussão de ideias, nas quais foram identificadas as lacunas presentes e as suas possíveis emendas, de seguida foi proposto um planeamento dessas emendas juntamente com os seus prazos. A aplicação do toleranciamento geométrico (também denominado por GD&T ou *Geometric Dimensioning and Tolerancing*), a seleção de materiais de cada peça foram as ações solicitadas nesta reunião. Na parte do toleranciamento geométrico foi necessário uma breve formação, uma vez que a sua aplicação em Portugal é relativamente recente, e também por parte do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra não foi facultado esse conhecimento.

Anteriormente escrito neste relatório está resumido o que é o GD&T e para o que serve.

Todas as geometrias das peças que são fundamentais para o bom funcionamento do equipamento foram aplicadas GD&T nos seus desenhos técnicos, dado que se fala de um equipamento que usa um sistema de transmissão por correias e polia e este deve-se encontrar devidamente alinhado. Para isso, adotou-se uma filosofia de toleranciamento geométrico, passando primeiro por tratar da planicidade das bases, onde são assentados todos os elementos giratórios, depois passou por garantir a perpendicularidade dos eixos rotativos em relação à planicidade das bases.

Em relação à seleção de materiais das diversas peças, teve-se em atenção ao desgaste dos órgãos de máquina provocado pelos sucessivos arranques e paragens do motor, ao tipo de ambiente onde as peças são inseridas e aos esforços a que as peças vão ser sujeitas. Para os elementos dinâmicos adotou-se pela escolha de materiais com resistência à fadiga e ao desgaste, já nos elementos estático adotou-se pelo uso de materiais com características de resistência à oxidação e aos esforços estáticos que eles sofrem, já na barreira de segurança optou pela utilização de um polímero transparente para o controlo visual do sistema de transmissão. Em seguida é apresentado uma tabela com a designação de cada peça e os materiais que foram selecionados para elas.

Tabela 3 - - Lista de peças protótipo utilizadas no projeto

PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY	MATERIAL
RDP203001	anilha de fixação	4	1.0037 Wnr/ St 37.2 / Fe 360
RDP203002	vedação de segunraça pt 1	1	acrílico
RDP203003	base de rolamento	8	1.0503 Wnr / C45
RDP203004	calço esquerdo	1	1.4305 Wnr / AISI 303
RDP203005	calço direito	1	1.4305 Wnr / AISI 303
RDP203006	calço frontal	1	1.4305 Wnr / AISI 303
RDP203007	casquilho coêntrico	1	1.0503 Wnr / C45
RDP203008	casquilho excêntrico	1	1.0503 Wnr / C45
RDP203009	mesa de transmissão	1	1.0570 / St 52-3
RDP203010	mesa inferior	1	Alu 7075 Duraluminio
RDP203011	pilar inferior	4	1.4305 Wnr / AISI 303
RDP203012	pilar superior	8	1.4305 Wnr / AISI 303
RDP203013	polia secundária	2	MATERIAL COMERCIAL
RDP203014	rolo	2	Alu 5083
RDP203015	tampa da base	8	1.0038 Wnr / St 37
RDP203016	veio dos rolos	2	1.7225 Wnr / AISI 4140 / 42CrMo4
RDP203017	veio movido	1	1.2162 Wnr / AISI 5120 / DIN 21MnCr 5
RDP203018	veio motor	1	1.2162 Wnr / AISI 5120 / DIN 21MnCr 5
RDP203019	veio secundário	2	1.2162 Wnr / AISI 5120 / DIN 21MnCr 5
RDP203020	acoplador pt 1	1	1.1191 Wnr / Ck 45 / AISI 1045
RDP203021	acoplador pt 2	1	1.1191 Wnr / Ck 45 / AISI 1045
RDP203022	acoplador pt 3	1	1.1191 Wnr / Ck 45 / AISI 1045
RDP203023	polia movida	1	MATERIAL COMERCIAL
RDP203024	vedação de segunraça pt 2	2	acrílico
RDP203025	Base de segurança	1	1.1191 Wnr / Ck 45 / AISI 1045
RDP203026	conector vedações de segurança	2	1.1191 Wnr / Ck 45 / AISI 1045
RDP203027	carreto movido	1	1.7225 Wnr / AISI 4140 / 42CrMo4

Numa segunda reunião com as mesmas identidades internas da empresa foi avaliada a fiabilidade do projeto, posteriormente foi ditada duas ações de melhoria. Uma delas foi dimensionar o sistema transmissão à fadiga e a outra foi conformar um dos veios de rolos para que ele estique ou contraia a correia.

Uma vez que neste caso as peças com a situação mais crítica são os veios, uma vez que eles sofrem uma maior combinação de esforços, esforços esses que são flexão e torção e corte. Com dados adquiridos, pretende-se calcular o diâmetro mínimo da secção necessário para que os veios estejam no lado da segurança e não colapsarem com os esforços dinâmicos a que vão estar sujeitas, então assim calculou-se analiticamente e computacionalmente através do método dos elementos finitos.

Veio Motor

Demonstrando o caso do veio motor, que é o caso que se destaca mais em relação aos outros pelo facto de este conter três apoios e outros conterem apenas dois apoios, o veio motor é posicionado por dois rolamentos e por um sistema de acoplamento que o acopla ao veio de saída do servomotor. Para uma melhor percepção de como o veio está montado é possível verificar a montagem na maquete inserida aqui em baixo.

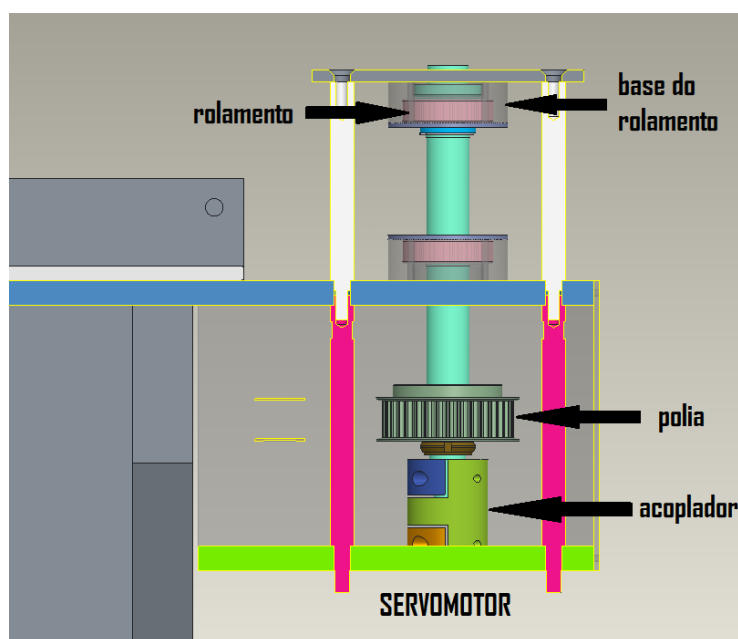


Figura 5-9 - Veio motorizado montado

Posteriormente aqui é apresentado uma imagem esquematizada de grosso modo os esforços a que o veio vai estar sujeito.

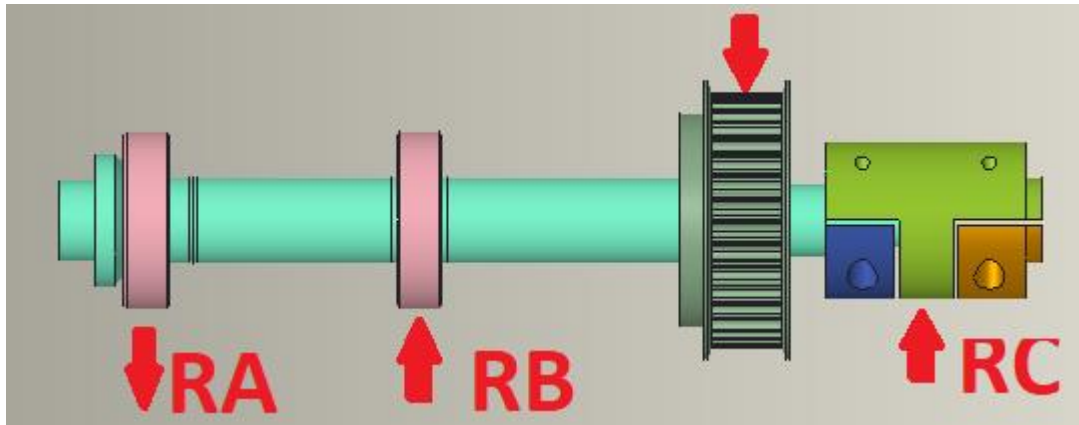


Figura 5-10 - Representação do diagrama de corpo livre do veio motorizado

Sendo o RA, RB e RC reações/ apoios do veio e a restante seta é a força aplicada. A força exercida é a representação do travamento que a polia faz em relação ao movimento giratório que o servomotor aplica. A posição da força não está bem demonstrada nesta figura, uma vez que a imagem do veio é bidimensional, a posição da força é numa das extremidades da polia e a sua orientação é tangencial às extremidades, na mesma orientação que movimento da correia. Dados estes que provam que o veio está sujeito à flexão e à torção e ao corte.

A fase inicial de dimensionamento para cada veio passou antes pela análise estática, através da representação de um diagrama do corpo livre calculou-se os esforços submetidos em cada reação (rolamento) de apoio do veio.

Sabendo que o binário do motor é 15 [N.m] e o diâmetro do veio do motor é de 19 [mm] pode-se calcular a força tangencial situada no diâmetro exterior do veio do motor. Sabendo também que a força tangencial é transmitida para o veio do motor através do acoplador que é denominado por R_C para efeitos de cálculo, pode-se calcular o momento torsor/binário que é empregado nos dentes da polia.

$$\text{Força tangencial} = \frac{\text{Binário do motor}}{\text{Raio do veio do motor}} = \frac{15 \text{ [N.m]}}{9,5 \times 10^{-3} \text{ [m]}} = 1578.95 \text{ N} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \text{Binário na polia dentada} &= \text{Força tangencial} \times \text{Raio da polia dentada} \\ &= 1578.95 \text{ [N]} \times 12.5 \times 10^{-3} \text{ [m]} = 19,74 \text{ [N.m]} \end{aligned} \quad (10)$$

A força tangencial aqui calculada passa ser agora representada pela letra “F” para o cálculo das reações.

$$\begin{aligned}
 & \left\{ \begin{aligned} \sum F_x &= 0 \\ \sum F_y &= 0 \\ \sum M_B &= 0 \end{aligned} \right. \Leftrightarrow \\
 & \Leftrightarrow \left\{ \begin{aligned} 0 &= 0 \\ -R_A + R_B - R_C - F &= 0 \\ -R_A \times 94,5 \times 10^{-3} - R_C \times 157,7 \times 10^{-3} + F \times 109,8 \times 10^{-3} &= 0 \end{aligned} \right. \Leftrightarrow
 \end{aligned} \quad (11)$$

Este sistema de equações contém três incógnitas (reações) e apenas duas equações, por tanto estamos numa situação indeterminada. Para saber a reação dos apoios (rolamentos) utilizou-se o método de elementos finitos assistido pelo *software CREO* e os resultados obtidos foram:

$$R_A = 0.947 \text{ N}; R_B = 111 \text{ N}; R_C = 332 \text{ N} \quad (12)$$

No cálculo analítico usou-se o método do círculo de Mohr para achar a tensão máxima ocorrida em cada veio e para chegar a essa tensão tem-se antes calcular a tensão de todos os esforços exercidos no veio em questão e agrupa-los em dois conjuntos de esforços, esforços normais (tração, compressão, flexão) e esforços de corte (corte, torção) e por fim somar os esforços de cada conjunto em separado.

$$\begin{aligned}
 \sigma_{flexão} &= \frac{M_f \times y}{I_o} \\
 &= \frac{\text{força aplicada} \times \text{distância}(\text{força} - \text{rolamento}) \times \text{raio do veio}}{\text{momento de inércia}} \\
 &= 28,31 \text{ MPa}
 \end{aligned} \quad (13)$$

$$\tau_{torção} = \frac{M_T \times \rho}{J} = \frac{\text{binário} \times \text{raio do veio}}{\text{módulo de torção}} = 6,43 \text{ MPa} \quad (14)$$

$$\tau_{corte} = \frac{T \times Q}{I_o \times b} = \frac{\text{força aplicada} \times \text{momento estático}}{\text{momento de inércia} \times \text{raio do veio}} = 4.29 \text{ MPa} \quad (15)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{torção} + \tau_{corte} = 10,72 \text{ MPa} \quad (16)$$

Considerando as tensões normais na coordenada horizontal e as tensões de corte na coordenada vertical para a representação do círculo de Mohr, então:

$$\sigma = \sigma_x; \quad (17)$$

$$0 = \sigma_y; \quad (18)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{xy} \quad (19)$$

A partir daqui pode-se calcular a coordenada do centro do círculo de Mohr, qual o seu raio, o ângulo de fricção interna e a tensão máxima e a mínima.

$$Centro = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{28.31 + 0}{2} = 14.15 \text{ MPa} \quad (20)$$

$$Raio = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 17.76 \text{ MPa} \quad (21)$$

$$\sigma_{max} = Centro + Raio = 31.91 \text{ MPa} \quad (22)$$

$$\sigma_{min} = Centro - Raio = 3.6 \text{ MPa} \quad (23)$$

$$tg(2\theta_p) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} = \frac{6.43}{\frac{28.31 - 0}{2}} \leftrightarrow 2\theta_p = 52.85^\circ \quad (24)$$

Sabendo o ângulo $2\theta_p$ pode-se calcular as três componentes de critério de falha, a tensão que for superior é considerada como a tensão de Von-Mises

$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \sin(2\theta_p) = 7.75 \text{ MPa} \quad (25)$$

$$\sigma'_y = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times (-\tau_{xy}) \times \sin(2\theta_p) = 20.55 \text{ MPa} \quad (26)$$

$$\tau'_{xy} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \times \sin(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \cos(2\theta_p) = -16.56 \text{ MPa} \quad (27)$$

Conclui-se que a tensão σ'_y é a mais alta e sendo ela mais baixa que a tensão de cedência (350 MPa) do material do veio, logo o veio está em condições de segurança com um coeficiente de segurança de Tresca de:

$$\eta = \frac{\frac{\sigma_{ced}}{2}}{\sigma_{max}} = \frac{\frac{350 \times 10^6}{2}}{31.91 \times 10^6} = 5.5 \quad (28)$$

No dimensionamento de âmbito dinâmico, por outra denominação, dimensionamento à fadiga, entrou-se com fatores e calculou-se os momentos fletores nas secções com a maior

probabilidade de rotura, todos estes dados são cruciais para o bom dimensionamento das peças desta natureza.

$$Mf_D = R_B \times \text{braço} = 111 \times 0.0912 = 10.12 \text{ N.m} \quad (29)$$

$$Mf_E = R_C \times \text{braço} = 332 \times 0.0912 = 30.28 \text{ N.m} \quad (30)$$

$$Mf_F = R_C \times \text{braço} = 332 \times 0.0123 = 4.08 \text{ N} \quad (31)$$

A variação de secção no ponto E é o que tem o momento de flexão superior e consequentemente tem também a tensão de flexão superior em relação a outras secções, a partir disso o cálculo da tensão de flexão da secção E, que por sua vez é a superior e é calculado da seguinte maneira:

$$\sigma_E = \frac{32 \times Mf_E}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 30.28}{\pi \times (25 \times 10^{-3})^3} \approx 19\,739\,491.03 \text{ Pa} \approx 19.74 \text{ MPa} \quad (32)$$

Seguidamente fez-se o cálculo da tensão limite de fadiga, o cálculo entra com uma diversidade de fatores, tais como: concentração de tensões (k_t), Fiabilidade (k_{fb}), Temperatura (k_T), Acabamento superficial (k_s), Redução da resistência à fadiga (k_f), e por fim a segurança implementada para o projeto (n).

O coeficiente do fator de concentração de tensões (k_t) foi calculado da seguinte maneira:

$$k_t = 1.189 \times d^{-0.097} = 0.87 \quad (33)$$

O coeficiente do fator de fiabilidade (k_{fb}) foi achado através da seguinte tabela para uma fiabilidade de 99%:

Tabela 4 - Tabela de obtenção de valores para o coeficiente de fiabilidade

Fiabilidade (%)	Fator de Fiabilidade (k_{fb})
50	1
90	0.897
95	0.868
99	0.814
99.9	0.753
99.99	0.702
99.999	0.659
99.9999	0.620
99.99999	0.584

O coeficiente do fator da temperatura (k_T) pode tomar apenas dois valores, valor de 1 quando o elemento sujeito está uma temperatura inferior a 350°C e valor de 0.5 quando a temperatura está entre 350°C e 500°C. Como este projeto está inserido num ambiente banal como temperatura ambiente o coeficiente utilizado foi de 1.

No caso do coeficiente do fator da resistência à fadiga (k_f) usou-se $k_f = k_t$, pois este fator não tem uma fórmula de cálculo direta, é aconselhado a obtenção do resultado deste fator experimentalmente, caso não seja possível experimentalmente pode-se considerar $k_f = k_t = 0.87$.

O coeficiente do fator de acabamento superficial (k_s) foi retirado através de um diagrama, sabendo a dureza Brinell do material e sua resistência à tração (350 MPa) e o seu tipo de acabamento (maquinado) pode se retirar o valor do coeficiente.

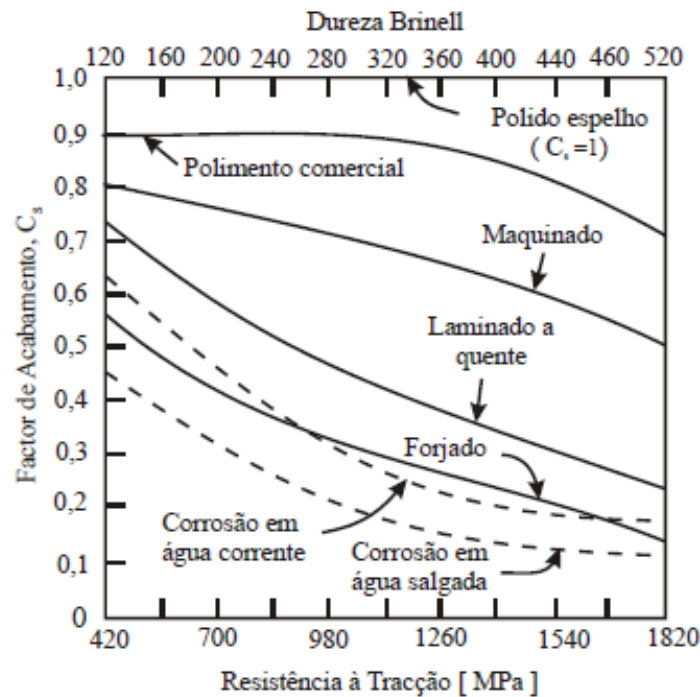


Figura 5-11 - Diagrama para obter valores do coeficiente de acabamento

O valor adotado para o coeficiente do fator de acabamento superficial foi de 0,8, uma vez que o diagrama só nos dá valores para uma resistência à tração de 420 a 1820 MPa. O valor para o coeficiente de segurança foi escolhido para um valor de 2,5, devido às múltiplas paragens e arranques por parte do servomotor.

Sabendo os valores para os fatores, procedeu-se logo ao cálculo da tensão admissível de fadiga ($\sigma_{f adm}$).

$$\begin{aligned}
 \sigma_{f adm} &= (k_t \times k_s \times k_{fb} \times k_T) \times \frac{\sigma_{fo}}{n \times k_f} \\
 &= (0,87 \times 0,8 \times 0,814 \times 1) \times \frac{0,5 \times 650 \times 10^6}{2,5 \times 0,87} \\
 &= 84\,668\,168,48 \text{ Pa} \approx 84,7 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{34}$$

Sendo a tensão limite de fadiga (σ_{fo}), considerada como metade da tensão de cedência do material.

Neste momento tem-se os dados todos para calcular o diâmetro mínimo aceitável para estas condições, o momento fletor crítico calculado anteriormente é utilizado para este cálculo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times Mt_{critico}}{\pi \times \sigma_{f adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 30.28}{\pi \times 84.7 \times 10^6}} \approx 15.39 \text{ mm} \quad (35)$$

O que se pode concluir é que este veio está sobredimensionado à fadiga, visto que:

$$coef. seguran\c{c}a = \frac{\sigma_{f adm}}{\sigma_E} = \frac{84\,668\,168.48}{19\,739\,491.03} \approx 4.29 \quad (36)$$

Veio secundário

Denominou-se este veio por veio secundário por não influenciar em nada na relação de transmissão, a sua função é apenas para que o sistema de sincronismo contorne a estrutura de suporte da prensa, entretanto convém ser dimensionado para o bom funcionamento do equipamento.

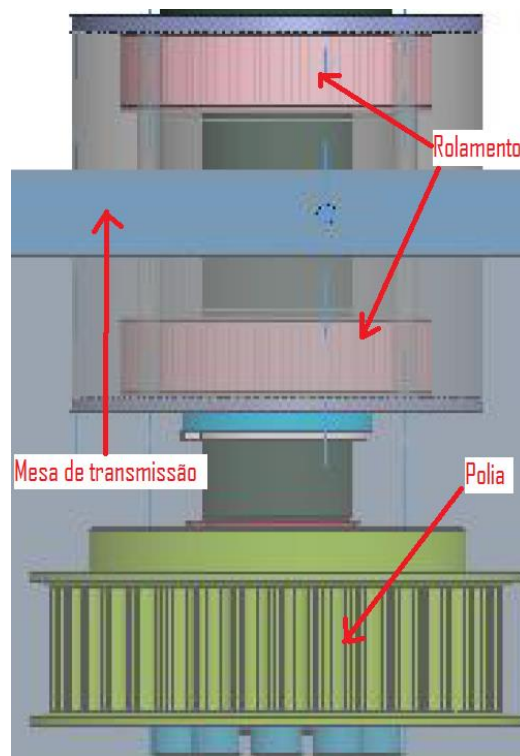


Figura 5-12 – Veio secundário montado

Posteriormente aqui é apresentada uma imagem esquematizada de grosso modo os esforços a que o veio vai estar sujeito.

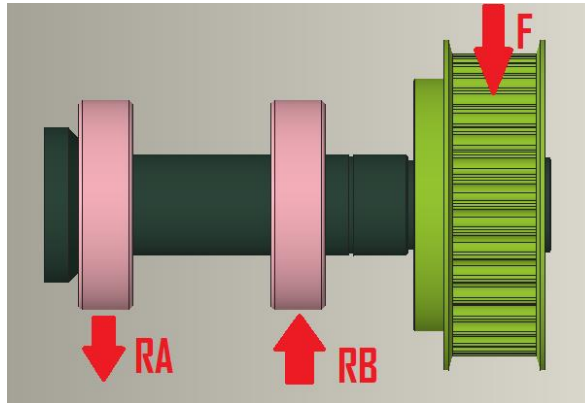


Figura 5-13 - Representação do diagrama de corpo livre dos veios secundários

A força “F” representada na figura anterior é a força tangencial transmitida pela polia anterior, como há dois veios secundários eles podem diferenciar-se no cálculo por essa força, mas como todas as polias são de diâmetros iguais os dois veios secundários vão suportar os mesmos esforços. Como na situação do veio anterior, a força “F” está posicionada no dentado da polia orientado tangencialmente, dado que não se percebe nesta imagem bidimensional, provocando assim esforços de corte, de flexão e de torção.

Relembrando que “F” é a força de tangencial de 1578.95 [N].

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_B = 0 \end{cases} \leftrightarrow \begin{cases} -R_A + R_B - F = 0 \\ -R_A \times 73 \times 10^{-3} + F \times 54.5 \times 10^{-3} = 0 \end{cases} \leftrightarrow \begin{cases} R_A = 1032.56 \text{ N} \\ R_B = 2611.56 \text{ N} \end{cases} \quad (37)$$

No cálculo analítico usou-se o método do círculo de Mohr para achar a tensão máxima ocorrida em cada veio e para chegar a essa tensão tem-se antes calcular a tensão de todos os esforços exercidos no veio em questão e agrupa-los em dois conjuntos de esforços, esforços normais (tração, compressão, flexão) e esforços de corte (corte, torção) e por fim somar os esforços de cada conjunto em separado.

$$\begin{aligned} \sigma_{flexão} &= \frac{M_f \times y}{I_o} \\ &= \frac{\text{força aplicada} \times \text{distância}(\text{força} - \text{rolamento}) \times \text{raio do veio}}{\text{momento de inércia}} \quad (38) \\ &\approx 12.78 \text{ MPa} \end{aligned}$$

$$\tau_{torção} = \frac{M_T \times \rho}{J} = \frac{\text{binário} \times \text{raio do veio}}{\text{módulo de torção}} \approx 1.48 \text{ MPa} \quad (39)$$

$$\tau_{corte} = \frac{T \times Q}{I_o \times b} = \frac{\text{força aplicada} \times \text{momento estático}}{\text{momento de inércia} \times \text{raio do veio}} \approx 0.98 \text{ MPa} \quad (40)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{torção} + \tau_{corte} \approx 2.47 \text{ MPa} \quad (41)$$

Considerando as tensões normais na coordenada horizontal e as tensões de corte na coordenada vertical para a representação do círculo de Mohr, então:

$$\sigma = \sigma_x; \quad (42)$$

$$0 = \sigma_y; \quad (43)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{xy} \quad (44)$$

A partir daqui pode-se calcular a coordenada do centro do círculo de Mohr, qual o seu raio, o ângulo de fricção interna e a tensão máxima e a mínima.

$$Centro = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{12.78 + 0}{2} = 6.39 \text{ MPa} \quad (45)$$

$$Raio = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 6.85 \text{ MPa} \quad (46)$$

$$\sigma_{max} = Centro + Raio = 13.24 \text{ MPa} \quad (47)$$

$$\sigma_{min} = Centro - Raio = 0.46 \text{ MPa} \quad (48)$$

$$tg(2\theta_p) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} = \frac{2.47}{\frac{12.78 - 0}{2}} \leftrightarrow 2\theta_p = 68.86^\circ \quad (49)$$

Sabendo o ângulo $2\theta_p$ pode-se calcular as três componentes de critério de falha, a tensão que for superior é considerada como a tensão de Von-Mises.

$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \sin(2\theta_p) = 11.97 \text{ MPa} \quad (50)$$

$$\sigma'_y = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times (-\tau_{xy}) \times \sin(2\theta_p) = 0.82 \text{ MPa} \quad (51)$$

$$\tau'_{xy} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \times \sin(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \cos(2\theta_p) = 3.98 \text{ MPa} \quad (52)$$

Conclui-se que a tensão σ'_y é a mais alta e sendo ela mais baixa que a tensão de cedência (350 MPa) do material do veio, logo o veio está em condições de segurança com um coeficiente de segurança de Tresca de:

$$\eta = \frac{\frac{\sigma_{ced}}{2}}{\sigma_{max}} = \frac{\frac{350 \times 10^6}{2}}{13.24 \times 10^6} = 13.21 \quad (53)$$

No dimensionamento de âmbito dinâmico, por outra denominação, dimensionamento à fadiga, entrou-se com fatores e calculou-se os momentos fletores nas secções com a maior probabilidade de rotura, todos estes dados são cruciais para o bom dimensionamento das peças desta natureza.

$$Mf_C = R_B \times \text{braço} = 2611.56 \times 0.0138 = 36.04 \text{ N.m} \quad (54)$$

$$Mf_D = R_B \times \text{braço} = 2611.56 \times 0.015 = 39.17 \text{ N.m} \quad (55)$$

$$Mf_E = R_B \times \text{braço} = 2611.56 \times 0.028 = 73.12 \text{ N.m} \quad (56)$$

$$Mf_F = R_B \times \text{braço} = 2611.56 \times 0.03 = 78.35 \text{ N.m} \quad (57)$$

A variação de secção no ponto E é o que tem o momento de flexão superior e consequentemente tem também a tensão de flexão superior em relação a outras secções, a partir disso o cálculo da tensão de flexão da secção F, que por sua vez é a superior e é calculado da seguinte maneira:

$$\sigma_F = \frac{32 \times Mf_E}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 78.35}{\pi \times (18 \times 10^{-3})^3} \approx 136\,842\,686.3 \text{ Pa} \approx 136.84 \text{ MPa} \quad (58)$$

Em relação aos coeficientes do dimensionamento do veio motor e aos coeficientes dos veios secundários diferenciam-se em dois fatores, no fator de concentração de tensões e no fator de redução de resistência à fadiga. O fator de concentração de tensões diferencia-se porque este fator é dependente do diâmetro do veio e neste cálculo utilizou-se sempre como o fator de redução da resistência à fadiga como igual ao fator da concentração de tensões.

Então, o coeficiente para o fator de concentração de tensões foi calculado da seguinte maneira:

$$k_t = 1.189 \times d^{-0.097} = 0.9 \quad (59)$$

E,

$$k_t = k_f = 0.9 \quad (60)$$

Então agora procede-se ao cálculo da tensão admissível à fadiga:

$$\begin{aligned}
\sigma_{f adm} &= (k_t \times k_s \times k_{fb} \times k_T) \times \frac{\sigma_{fo}}{n \times k_f} \\
&= (0.9 \times 0.8 \times 0.814 \times 1) \times \frac{0.5 \times 650 \times 10^6}{2.5 \times 0.9} = 84\,656\,000 \text{ Pa} \\
&\approx 84.7 \text{ MPa}
\end{aligned} \tag{61}$$

Sendo a tensão limite de fadiga (σ_{fo}), considerada como metade da tensão de rotura do material.

Neste momento tem-se os dados todos para calcular o diâmetro mínimo aceitável para estas condições, o momento fletor crítico calculado anteriormente é utilizado para este cálculo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times Mt_{critico}}{\pi \times \sigma_{f adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 78.35}{\pi \times 84.7 \times 10^6}} \approx 21.12 \text{ mm} \tag{62}$$

O cálculo do coeficiente de segurança do veio à fadiga é:

$$coef. segurança = \frac{\sigma_{f adm}}{\sigma_F} = \frac{84\,656\,000}{136\,842\,686.3} \approx 0.62 \tag{63}$$

Conclui-se que este veio não está em segurança à fadiga e por consequência disso fez-se alterações às secções, isto provoca um conjunto de alterações, como os rolamentos, anéis de retenção e alguns comprimentos para os órgãos de máquina serem montados nos veios. Logo vai se recalculer tudo a partir dos momentos flectores críticos. O diâmetro utilizado na zona de fixação da polia é de 28 milímetros.

$$Mf_C = R_B \times braço = 2611.56 \times 0.0149 = 38.91 \text{ N.m} \tag{64}$$

$$Mf_D = R_B \times braço = 2611.56 \times 0.0165 = 43.09 \text{ N.m} \tag{65}$$

$$Mf_E = R_B \times braço = 2611.56 \times 0.033 = 86.18 \text{ N.m} \tag{66}$$

$$Mf_F = R_B \times braço = 2611.56 \times 0.0343 = 89.58 \text{ N.m} \tag{67}$$

O ponto F continua a ser a secção com a tensão de flexão mais crítica:

$$\sigma_F = \frac{32 \times Mf_E}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 89.58}{\pi \times (28 \times 10^{-3})^3} \approx 41\,565\,888 \text{ Pa} \approx 41.57 \text{ MPa} \tag{68}$$

O coeficiente do fator de concentração de tensões e o coeficiente do fator da redução da resistência têm de ser recalculados porque os diâmetros foram aumentados.

$$k_s = k_t = 1.189 \times d^{-0.097} = 0.86 \quad (69)$$

Então agora procede-se ao cálculo da tensão admissível à fadiga:

$$\begin{aligned} \sigma_{f adm} &= (k_t \times k_s \times k_{fb} \times k_T) \times \frac{\sigma_{fo}}{n \times k_f} \\ &= (0.9 \times 0.8 \times 0.814 \times 1) \times \frac{0.5 \times 650 \times 10^6}{2.5 \times 0.9} = 84\,656\,000 \text{ Pa} \\ &\approx 84.7 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (70)$$

Sendo a tensão limite de fadiga (σ_{fo}), considerada como metade da tensão de rotura do material.

Neste momento tem-se os dados todos para calcular o diâmetro mínimo aceitável para estas condições, o momento fletor crítico calculado anteriormente é utilizado para este cálculo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times Mt_{critico}}{\pi \times \sigma_{f adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 89.58}{\pi \times 84.7 \times 10^6}} \approx 22.1 \text{ mm} \quad (71)$$

Agora pode-se concluir que o veio com diâmetro de 28 milímetros encontra-se dimensionado à fadiga com um coeficiente de segurança de:

$$coef. seguran\c{c}a = \frac{\sigma_{f adm}}{\sigma_F} = \frac{84\,656\,000}{41\,565\,888} \approx 2.04 \quad (72)$$

Veio movido:

O veio movido é muito semelhante geometricamente ao veio motor, as diferenças entre eles é que o veio movido contém apenas dois apoios (dois rolamentos de esferas) e o veio motor três apoios (dois rolamentos de esferas e um acoplador de união de veios). Também se diferem pelo binário de entrada, enquanto o veio motor recebe o binário do motor de 15 N.m o veio movido recebe o binário do veio secundário de 5.94 N.m.

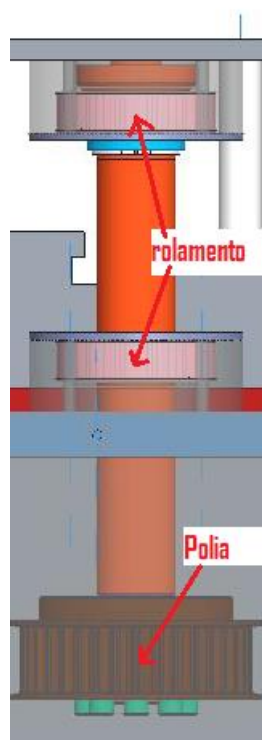


Figura 5-14 Veio movido montado

Então as forças e as reações nos apoios podem se esquematizados da seguinte forma:

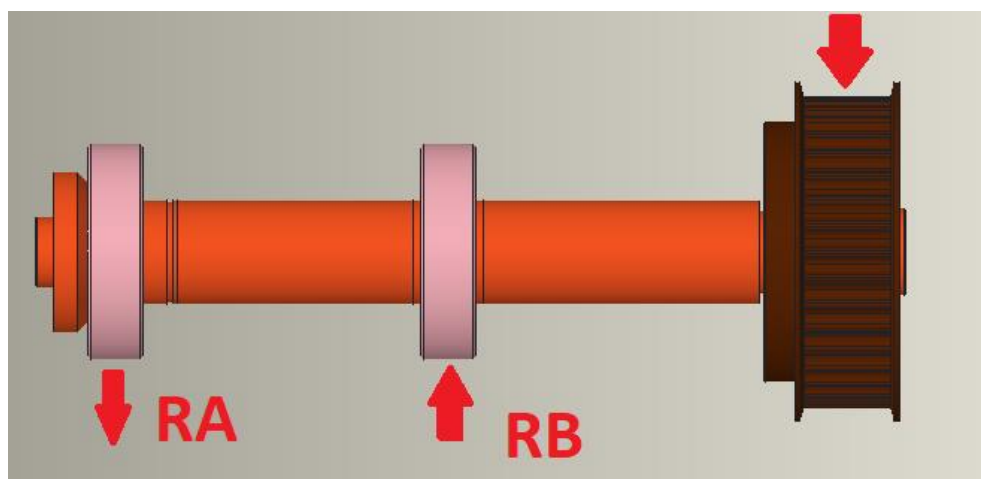


Figura 5-15 - Representação do diagrama de corpo livre do veio movido

Igualmente à esquematização das forças de outros veios, a localização da força encontra-se nos dentes da polia com a orientação tangencial ao movimento da correia, o que esta imagem não consegue traduzir esses detalhes.

Relembrando que “F” é a força de tangencial de 1578.95 [N].

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_B = 0 \end{cases} \leftrightarrow \begin{cases} -R_A + R_B - F = 0 \\ -R_A \times 96 \times 10^{-3} + F \times 1152 \times 10^{-3} = 0 \end{cases} \leftrightarrow \begin{cases} R_A = 530.4 \text{ N} \\ R_B = 972.4 \text{ N} \end{cases} \quad (73)$$

No cálculo analítico usou-se o método do círculo de Mhor para achar a tensão máxima ocorrida em cada veio e para chegar a essa tensão tem-se antes calcular a tensão de todos os esforços exercidos no veio em questão e agrupa-los em dois conjuntos de esforços, esforços normais (tração, compressão, flexão) e esforços de corte (corte, torção) e por fim somar os esforços de cada conjunto em separado.

$$\begin{aligned} \sigma_{flexão} &= \frac{M_f \times y}{I_o} \\ &= \frac{\text{força aplicada} \times \text{distância}(\text{força} - \text{rolamento}) \times \text{raio do veio}}{\text{momento de inércia}} \\ &\approx 31.88 \text{ MPa} \end{aligned} \quad (74)$$

$$\tau_{torção} = \frac{M_T \times \rho}{J} = \frac{\text{binário} \times \text{raio do veio}}{\text{módulo de torção}} \approx 1.73 \text{ MPa} \quad (75)$$

$$\tau_{corte} = \frac{T \times Q}{I_o \times b} = \frac{\text{força aplicada} \times \text{momento estático}}{\text{momento de inércia} \times \text{raio do veio}} \approx 1.15 \text{ MPa} \quad (76)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{torção} + \tau_{corte} \approx 2.88 \text{ MPa} \quad (77)$$

Considerando as tensões normais na coordenada horizontal e as tensões de corte na coordenada vertical para a representação do círculo de Mhor, então:

$$\sigma = \sigma_x; \quad (78)$$

$$0 = \sigma_y; \quad (79)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{xy} \quad (80)$$

A partir daqui pode-se calcular a coordenada do centro do círculo de Mhor, qual o seu raio, o ângulo de fricção interna e a tensão máxima e a mínima.

$$Centro = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{31.88 + 0}{2} = 15.94 \text{ MPa} \quad (81)$$

$$Raio = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 16.2 \text{ MPa} \quad (82)$$

$$\sigma_{max} = Centro + Raio = 32.13 MPa \quad (83)$$

$$\sigma_{min} = Centro - Raio = 0.26 MPa \quad (84)$$

$$tg(2\theta_p) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} = \frac{2.88}{\frac{31.88 - 0}{2}} \leftrightarrow 2\theta_p = 79.75^\circ \quad (85)$$

Sabendo o ângulo $2\theta_p$ pode-se calcular as três componentes de critério de falha, a tensão que for superior é considerada como a tensão de Von-Mises.

$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \sin(2\theta_p) = 7.61 MPa \quad (86)$$

$$\sigma'_y = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times (-\tau_{xy}) \times \sin(2\theta_p) = 24.27 MPa \quad (87)$$

$$\tau'_{xy} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \times \sin(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \cos(2\theta_p) = 13.89 MPa \quad (88)$$

Conclui-se que a tensão σ'_y é a mais alta e sendo ela mais baixa que a tensão de cedência (350 MPa) do material do veio, logo o veio está em condições de segurança com um coeficiente de segurança de Tresca de:

$$\eta = \frac{\frac{\sigma_{ced}}{2}}{\sigma_{max}} = \frac{\frac{350 \times 10^6}{2}}{32.13 \times 10^6} = 5.45 \quad (89)$$

No dimensionamento de âmbito dinâmico, por outra denominação, dimensionamento à fadiga, entrou-se com fatores e calculou-se os momentos fletores nas secções com a maior probabilidade de rotura, todos estes dados são cruciais para o bom dimensionamento das peças desta natureza.

$$Mf_C = R_B \times braço = 972.4 \times 0.114 = 110.85 N.m \quad (90)$$

$$Mf_D = R_B \times braço = 972.4 \times 0.1152 = 112.02 N.m \quad (91)$$

A variação de secção no ponto D é o que tem o momento de flexão superior e consequentemente tem também a tensão de flexão superior em relação a outras secções, a partir disso o cálculo da tensão de flexão da secção E, que por sua vez é a superior e é calculado da seguinte maneira:

$$\sigma_D = \frac{32 \times Mf_D}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 112.02}{\pi \times (25 \times 10^{-3})^3} \approx 73\,025\,686\,Pa \approx 73.03\,MPa \quad (92)$$

Em relação aos coeficientes do dimensionamento do veio motor e aos coeficientes do veio motor são exatamente iguais.

Então agora procede-se ao cálculo da tensão admissível à fadiga:

$$\begin{aligned} \sigma_{f\,adm} &= (k_t \times k_s \times k_{fb} \times k_T) \times \frac{\sigma_{fo}}{n \times k_f} \\ &= (0.87 \times 0.8 \times 0.814 \times 1) \times \frac{0.5 \times 650 \times 10^6}{2.5 \times 0.87} = 84\,656\,000\,Pa \\ &\approx 84.7\,MPa \end{aligned} \quad (93)$$

Sendo a tensão limite de fadiga (σ_{fo}), considerada como metade da tensão de rotura do material.

Neste momento tem-se os dados suficientes para calcular o diâmetro mínimo aceitável para estas condições, o momento fletor crítico calculado anteriormente é utilizado para este cálculo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times Mt_{critico}}{\pi \times \sigma_{f\,adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 112.02}{\pi \times 84.7 \times 10^6}} \approx 23.79\,mm \quad (94)$$

O cálculo do coeficiente de segurança do veio à fadiga é:

$$coef.\,seguran\c{c}a = \frac{\sigma_{f\,adm}}{\sigma_F} = \frac{84\,656\,000}{73\,025\,686} \approx 1.16 \quad (95)$$

Conclui-se que o veio movido encontra-se dimensionado à fadiga.

Veios dos rolos

Os veios dos rolos têm algumas características que se diferenciam dos outros veios deste projeto, é que são completamente estáticos, não giram em torno de um eixo mas tem um casquilho com um rolamento de esferas montado no seu interior que permite a sua rotação e a correia contacta-se com o casquilho na parte não dentada, ou seja, contacta-se na parte traseira da correia.

Para um melhor entendimento do setup dos veios dos rolos é apresentado aqui em baixo uma vista de um deles.

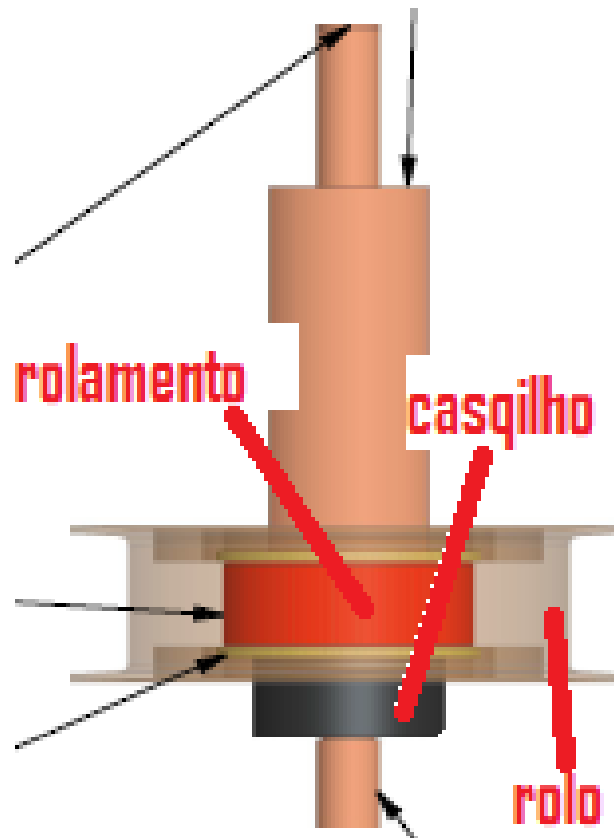


Figura 5-16 - Veio dos rolos montado

O casquilho fixa o sistema móvel ao veio e por sua vez o veio estará fixo à mesa de transmissão. A diferença dos dois veios está na geometria do casquilho, um dos veios tem um casquilho concêntrico, isto é, o furo passante no seu interior partilha o mesmo centro com o centro da geometria exterior e o outro é excêntrico e o seu furo interior é descentrado da geometria exterior. Posteriormente é apresentada uma imagem dos dois casquilhos para um melhor entendimento das suas geometrias.

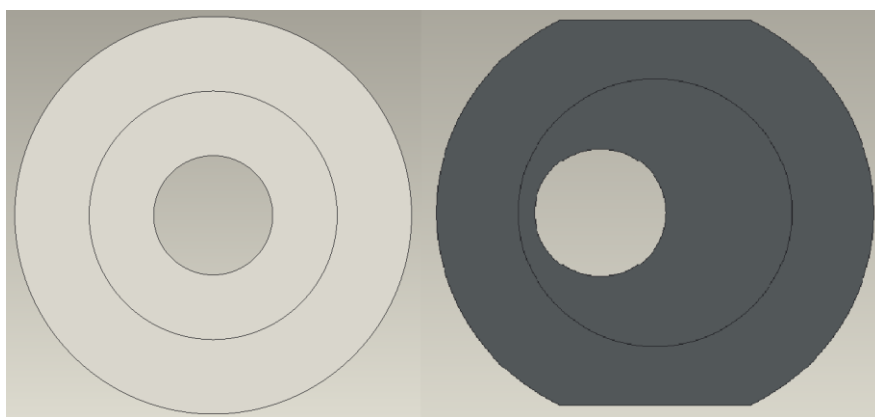


Figura 5-17- Diferenças entre o casquilho concêntrico e o casquilho excêntrico utilizados nos veios dos rolos

Como é possível de observar o casquilho do lado esquerdo o furo é concêntrico com a geometria exterior e o casquilho do lado direito é excêntrico com a geometria exterior.

A causa de um casquilho ser excêntrico e outro concêntrico é que o excêntrico funciona como esticador da correia e outro funciona apenas como um rolo.

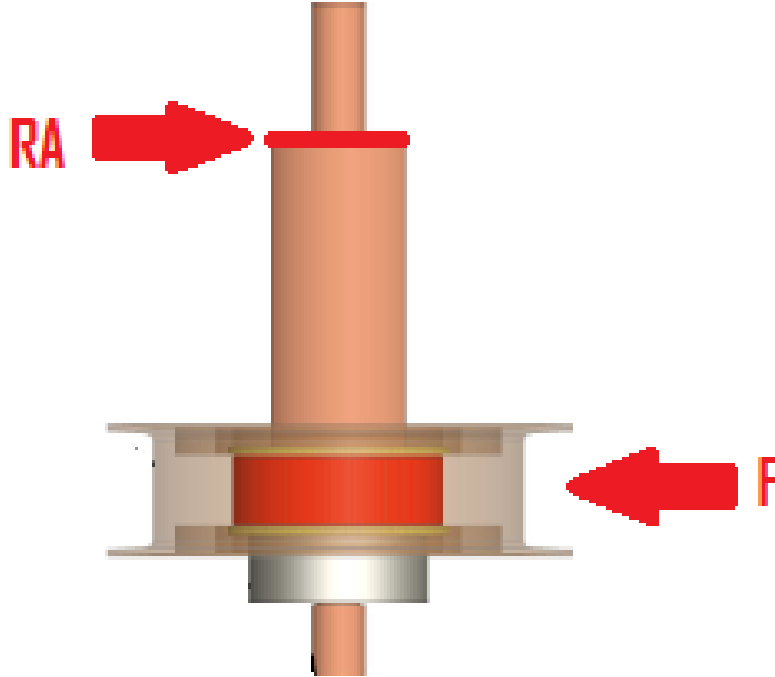


Figura 5-18 - Representação do diagrama de corpo livre dos veios dos rolos

Esta representação esquemática da força e do apoio de um dos veios dos rolos contém apenas um apoio e uma força, então o valor da reação R_A é igual ao valor da força F e ambas valem 476 Newton. A zona representada a vermelho na zona superior do veio indica a face que está fixa à mesa de transmissão.

Apesar destes veios conterem uma série de características diferentes, os esforços que estes veios suportam são os mesmos em relação aos outros veios, esforço de corte, flexão e torção.

$$\begin{aligned}\sigma_{flexão} &= \frac{M_f \times y}{I_o} \\ &= \frac{\text{força aplicada} \times \text{distância}(\text{força} - \text{rolamento}) \times \text{raio do veio}}{\text{momento de inércia}} \\ &\approx 24.24 \text{ MPa}\end{aligned}\tag{96}$$

$$\tau_{torção} = \frac{M_T \times \rho}{J} = \frac{\text{binário} \times \text{raio do veio}}{\text{módulo de torção}} \approx 1.93 \text{ MPa}\tag{97}$$

$$\tau_{corte} = \frac{T \times Q}{I_o \times b} = \frac{\text{força aplicada} \times \text{momento estático}}{\text{momento de inércia} \times \text{raio do veio}} \approx 1.29 \text{ MPa} \quad (98)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{torção} + \tau_{corte} \approx 3.23 \text{ MPa} \quad (99)$$

Considerando as tensões normais na coordenada horizontal e as tensões de corte na coordenada vertical para a representação do círculo de Mhor, então:

$$\sigma = \sigma_x; \quad (100)$$

$$0 = \sigma_y; \quad (101)$$

$$\tau_{Total} = \tau_{xy} \quad (102)$$

A partir daqui pode-se calcular a coordenada do centro do círculo de Mhor, qual o seu raio, o ângulo de fricção interna e a tensão máxima e a mínima.

$$Centro = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} = \frac{24.245 + 0}{2} = 12.12 \text{ MPa} \quad (103)$$

$$Raio = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right)^2 + \tau_{xy}^2} = 12.55 \text{ MPa} \quad (104)$$

$$\sigma_{max} = Centro + Raio = 24.67 \text{ MPa} \quad (105)$$

$$\sigma_{min} = Centro - Raio = 422.816 \text{ kPa} \quad (106)$$

$$tg(2\theta_p) = \frac{\tau_{xy}}{\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}} = \frac{3.23}{\frac{24.24 - 0}{2}} \leftrightarrow 2\theta_p = 75.08^\circ \quad (107)$$

Sabendo o ângulo $2\theta_p$ pode-se calcular as três componentes de critério de falha, a tensão que for superior é considerada como a tensão de Von-Mises.

$$\sigma'_x = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} + \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \sin(2\theta_p) = 22.64 \text{ MPa} \quad (108)$$

$$\sigma'_y = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} - \frac{\sigma_x - \sigma_y}{2} \times \cos(2\theta_p) \times (-\tau_{xy}) \times \sin(2\theta_p) = 1.6 \text{ MPa} \quad (109)$$

$$\tau'_{xy} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \times \sin(2\theta_p) \times \tau_{xy} \times \cos(2\theta_p) = 6.84 \text{ MPa} \quad (110)$$

Conclui-se que a tensão σ'_x é a mais alta e sendo ela mais baixa que a tensão de cedência (350 MPa) do material do veio, logo o veio está em condições de segurança com um coeficiente de segurança de Tresca de:

$$\eta = \frac{\frac{\sigma_{ced}}{2}}{\sigma_{max}} = \frac{\frac{350 \times 10^6}{2}}{24.67 \times 10^6} \approx 7.09 \quad (111)$$

Conclui-se que o veio está no lado da segurança estaticamente com uma margem aproximada de sete vezes os seus esforços. No dimensionamento de âmbito dinâmico, por outra denominação, dimensionamento à fadiga, entrou-se com fatores e calculou-se os momentos fletores nas secções com a maior probabilidade de rotura, todos estes dados são cruciais para o bom dimensionamento das peças desta natureza.

$$Mf_B = R_A \times \text{braço} = 476 \times 0.0697 = 33.17 \text{ N.m} \quad (112)$$

$$Mf_C = R_A \times \text{braço} = 476 \times 0.1017 = 48.41 \text{ N.m} \quad (113)$$

$$Mf_D = R_A \times \text{braço} = 476 \times 0.1037 = 49.36 \text{ N.m} \quad (114)$$

A variação de secção no ponto D é o que tem o momento de flexão superior e consequentemente tem também a tensão de flexão superior em relação a outras secções, a partir disso o cálculo da tensão de flexão da secção D, que por sua vez é a superior e é calculado da seguinte maneira:

$$\sigma_D = \frac{32 \times Mf_D}{\pi \times d^3} = \frac{32 \times 49.36}{\pi \times (25 \times 10^{-3})^3} \approx 32\,177\,717.21 \text{ Pa} \approx 32.18 \text{ MPa} \quad (115)$$

Em relação aos coeficientes usados no dimensionamento:

$$k_t = k_f = 0.7; \quad (116)$$

$$k_{fb} = 0.814; \quad (117)$$

$$k_T = 1; \quad (118)$$

$$k_s = 0.8 \quad (119)$$

Então agora procede-se ao cálculo da tensão admissível à fadiga:

$$\begin{aligned}
 \sigma_{f adm} &= (k_t \times k_s \times k_{fb} \times k_T) \times \frac{\sigma_{fo}}{n \times k_f} \\
 &= (0.7 \times 0.8 \times 0.814 \times 1) \times \frac{0.5 \times 650 \times 10^6}{2.5 \times 0.7} = 84\,656\,000 \text{ Pa} \\
 &\approx 84.7 \text{ MPa}
 \end{aligned} \tag{120}$$

Sendo a tensão limite de fadiga (σ_{fo}), considerada como metade da tensão de rotura do material.

Neste momento tem-se os dados suficientes para calcular o diâmetro mínimo aceitável para estas condições, o momento fletor crítico calculado anteriormente é utilizado para este cálculo.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times M_{t_{critico}}}{\pi \times \sigma_{f adm}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \times 49.36}{\pi \times 84.7 \times 10^6}} \approx 18.11 \text{ mm} \tag{121}$$

O cálculo do coeficiente de segurança do veio à fadiga é:

$$coef. seguran\c{c}a = \frac{\sigma_{f adm}}{\sigma_F} = \frac{84\,656\,000}{32\,177\,717.21 \text{ Pa}} \approx 2.63 \tag{122}$$

Conclui-se que o veio movido encontra-se dimensionado à fadiga.

Dimensionamento dos veios computacionalmente e comparação de seus resultados com os analíticos

Posteriormente é mostrado graficamente as tensões ao longo do veio motor.

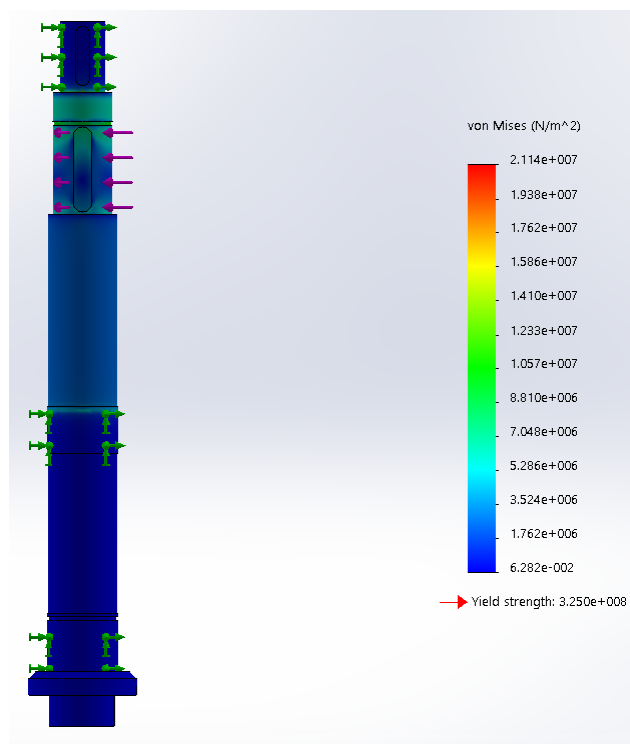


Figura 5-19 - Resultado gráfico das tensões ocorridas no veio motorizado, calculado através de cálculo computacional

Onde estão situadas as setas de cor verde são os troços que se considerou fixas nos seis graus (impossibilitada de transladar nos três planos e de rodar em torno dos três eixos) como se considerou no cálculo analítico. Apesar que nestas fases rotativas vão ser montados rolamentos que permite ao veio que rode em torno de um eixo e que permite pequenas translações axiais, apenas não se considerou esses dois graus de liberdade para tornar o cálculo mais leve e, já que esta situação aplicada para o cálculo é mais desfavorável para o veio, se ele apresenta propriedades que resistam ao momento torsor nele aplicado somando os apoios fixos, o veio estará num nível de segurança superior quando estiver em funcionamento.

Onde estão colocadas setas de cor roxa, é a zona onde está montada a polia e representam o sentido de torção que a polia provoca quando trava o movimento circular do motor.

A parte que requereu mais atenção ao cálculo por elementos finitos é a sua malhagem, para sua análise procedeu-se a uma série de malhagens selecionando tamanhos diferentes de elementos, e em cada malhagem calculou-se os esforços. Para ajudar na análise, armazenou-se os dados de cada malhagem juntamente com a tensão máxima numa tabela.

Tabela 5 - Tabela de análise à convergência dos elementos finitos do cálculo computacional

veio motor			
tamanho [mm]	nº elementos	aspecto [%]	tensão [MPa]
2,5	91013	98,1	18,3
2,25	111724	98,5	19,22
2,1	130565	98,8	23,76
2	153073	99	21,14
1,9	173590	99	21,08
1,8	195091	99,1	28,01

Para uma maior sensibilidade da estabilidade da malhagem no efeito do cálculo criou-se um gráfico de linhas com os tamanhos de elementos no eixo das abcissas e os valores de tensão no eixo das ordenadas. A análise através do gráfico passou por verificar a existência de zonas horizontais na função, onde dois tamanhos de elementos o cálculo da tensão fosse muito semelhante.

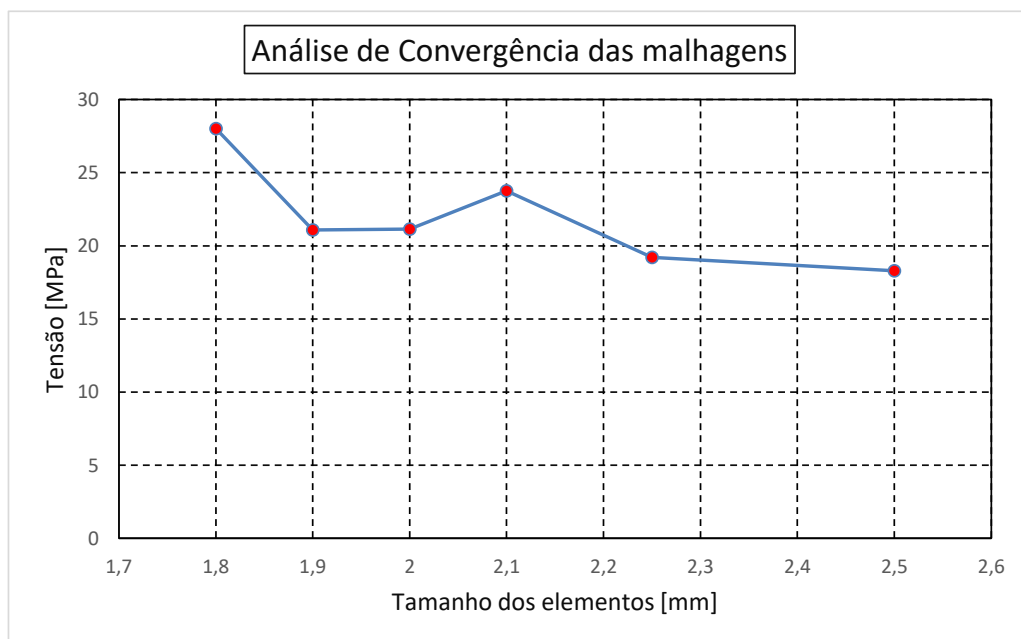


Figura 5-20 - Gráfico de análise da convergência dos elementos finitos do cálculo computacional

Verifica-se assim que existe uma estabilidade no resultado da tensão entre 1.9 milímetro e 2 milímetro e assim considerou-se a média das duas tensões como a tensão final obtida por este cálculo.

$$\sigma_{final} = \frac{\sigma_{(1.9mm)} + \sigma_{(2mm)}}{2} = \frac{21.08 + 21.14}{2} = 21.11 \text{ MPa} \quad (123)$$

Esta metodologia de cálculo foi a mesma utilizada para o cálculo dos outros veios, porém as tabelas e os gráficos da análise da estabilização de resultados estão presentes nos anexos deste documento.

Nesta tabela é inserido os resultados das tensões obtidas para os veios todos através dos dois métodos aqui relatados.

Tabela 6 - Comparação dos resultados de tensão obtidos pelo método analítico e pelo método computacional para os diferentes veios

	tensão calculada analiticamente [MPa]	tensão calculada pelo método elementos finitos [MPa]
veio motor	21,79	21,11
veios secundários	8,31	6,98
veio movido	21,14	18,23
veio dos rolos	13,92	5,461

Verifica-se que o veio dos rolos contém uma maior diferença nos resultados obtidos, talvez o motivo seja a mudança brusca de secção como mostra a seguinte figura, que por si indica nessa zona como a zona crítica da peça.

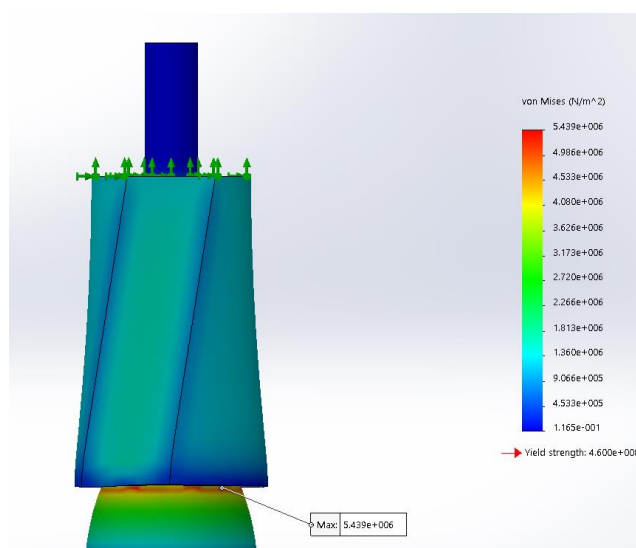


Figura 5-21 - Zona crítica do veio dos rolos

Podia-se resolver com a aplicação de um raio de concordância nessa secção mas a face perpendicular ao eixo do veio serve de batente para o casquilho, contudo o veio ainda se encontra em situação de segurança.

5.2. CHC – Máquina de montar corrente

5.2.1. Introdução

A CHC é um equipamento presente em todas as linhas de montagem, pois é o equipamento que executa a montagem da corrente. O equipamento é constituído por seis módulos e cada módulo tem a sua própria função.



Figura 5-22 - Layout da CHC da linha 6

No primeiro módulo são cravados os dois eixos na placa exterior inferior, no módulo seguinte faz encaixar um dos furos da placa interior ao eixo que se encontra mais adiantado em relação ao sentido de movimento da montagem. O terceiro módulo coloca os rolos nos eixos, no quarto coloca a placa interior superior, no módulo seguinte coloca a placa exterior superior e no último regula a cota do eixo que sai para fora das placas.

Os diferentes módulos são alimentados pelas peças as que lhes são destinadas através das cubas, nos interiores das cubas contêm um prato rotativo que colocam as peças na régua, onde deslizam por gravidade até ao módulo.



Figura 5-23 - Régua 1 da CHC da linha 6

No caso dos eixos e rolos a sua entrada no módulo é direta, mas no caso das placas interiores e exteriores são controladas através de máquinas de visão artificial a sua posição, para que a corrente sejam toda montada de igual forma. Caso a visão artificial detetar uma posição da placa não conforme, expulsa-a da régua para um lote de placas que ficam à espera que o operador a esvazie e as coloque novamente na cuba.

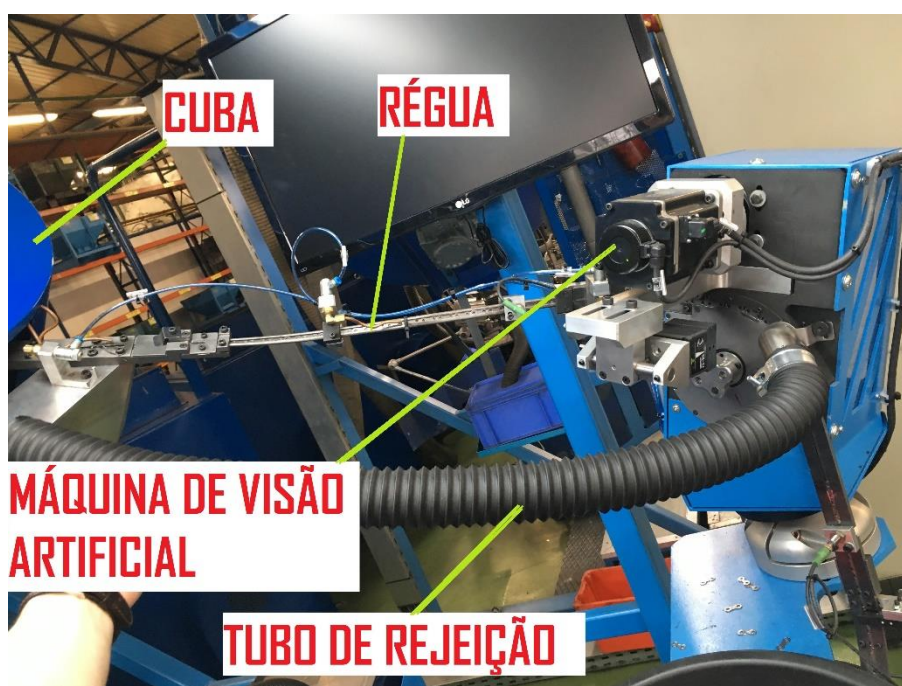


Figura 5-24 - Transporte de placas da cuba até ao módulo, entrada no módulo examinada pela máquina de visão artificial

5.2.2. Sistema de alimentação da CHC I da linha 6 e os seus problemas

A SRAMPort desenvolveu uma nova gama de corrente denominada por *RED*, a *RED* destaca-se perante as outras gamas pelas suas placas com um formato idêntico a uma banana, enquanto as outras correntes têm um formato similar a um “8”. De seguida é mostrado uma fotografia de um pequeno troço de corrente *RED* montada.



Figura 5-25 - Nova corrente SRAM RED

O formato das placas *RED* levantaram algumas questões a nível da percentagem de rejeição elas passam pelo sistema de visão artificial, devido ao seu formato de banana, as placas podem apenas passarem numa só posição, enquanto nas outras gamas de corrente têm 2 posições possíveis. Este pormenor faz prever uma rejeição de 65% pela máquina de visão antes da entrada do módulo.

Através deste impasse surgiu a vontade de reduzir a taxa de rejeição das placas ou arranjar um sistema automatizado que leve novamente as placas do lote de rejeição para a cuba, com objetivo de eliminar essa tarefa por parte dos operadores.

5.2.3. Desenvolvimento do sistema de alimentação da CHC da linha 6

Na fase de desenvolvimento deste projeto foi semelhante ao do projeto anterior aqui descrito, houve uma série de reuniões com identidades experientes e responsáveis pela secção da montagem.

Este projeto foi bastante complexo devido a um número vasto de ideias e consequentemente a sua análise e comparação dos prós e contras e ao aparecimento de novas ideias desde do início até ao seu fim.

Numa primeira reunião foi explicado o fluxo de peças na CHC, o seu funcionamento, a sua disposição e o problema da elevada rejeição e só depois foi debatido as ideias de melhoria. Surgiu-se a ideia do transporte e rejeição automatizado do lote na cuba através de transporte de um tapete com caçambas, mas devido ao espaço reduzido na CHC descartou-se essa hipótese. Pensou-se na instalação de ventiladores e aspiradores industriais de transporte de granulados para o mesmo ponto partida e de chegada da ideia anterior mas isso implicava um maior consumo elétrico e espaço disponível para os equipamentos, o que também não era do agrado da empresa. Surgiu a ideia do reaproveitamento da ventilação usada no transporte de peças dos alimentadores para as cubas para o transportar a rejeição até às cubas. A ideia do reaproveitamento da ventilação pareceu ser interessante no aspeto de que não era necessário a aquisição de novos equipamentos nem iria existir o problema de espaço, sendo apenas necessária montagem de tubagens o que não era problema, tornando assim o interesse pelo desenvolvimento do reaproveitamento.

Primeiro de tudo teve-se que verificar se a potência do ventilador instalado nos alimentadores das cubas era suficiente para elevar as peças que o ventilador já transportava juntamente com as peças rejeitadas, então procedeu-se a um planeamento de ensaio.

Depois desenvolveu-se uma peça com uma entrada afunilada destinada para entrada das placas rejeitadas, depois com a ação da força gravítica as peças caem numa tubagem onde se circula de ar vindo do ventilador dos alimentadores. Para uma melhor perceção é apresentado uma maquete da peça.

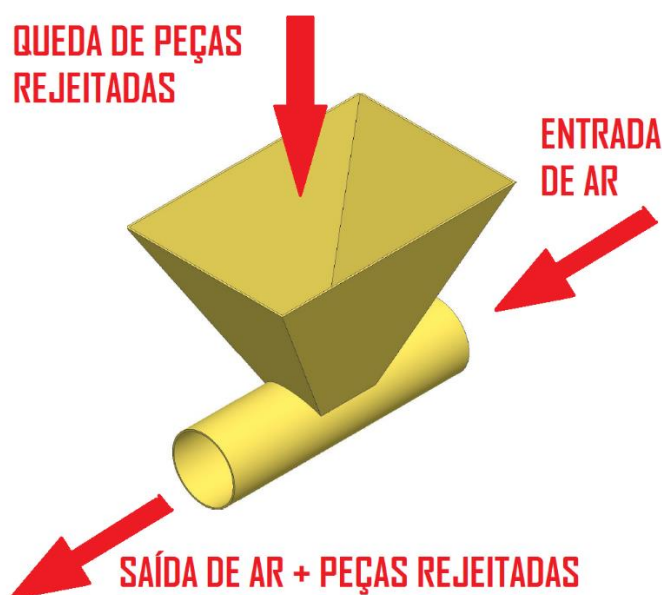


Figura 5-26 - Maquete de uma das ideias ponderadas para contornar a sobrelotação de peças no lote de rejeição

A ideia era conectar o tubo que vem do ventilador à entrada de ar e conectar um tubo da saída de ar e das peças rejeitadas às cubas.

A seguir estudou-se qual seria a trajetória da tubagem com mais perdas de carga, isto é, sem mexer no layout da CHC nem dos alimentadores qual iria de necessitar de uma tubagem mais longa ou qual iria ter mais curvas acentuadas, visto que era necessário três peças afuniladas, duas para placas exteriores e uma para placas interiores. Se o ventilador conseguisse transportar as placas na situação mais desfavorável logo iria conseguir nas mais favoráveis, então cortou-se tubo plástico de cristal com comprimentos suficientes de maneira a que fosse possível conectar o ventilador à peça afunilada e da peça afunilada à cuba, e com isto estava o material pronto para realizar o ensaio. Pegou-se num lote de peças rejeitadas e alimentou-se a peça afunilada e verificou-se com sucesso que o ventilador tinha caudal suficiente para o transporte.

Entretanto no decorrer do tempo surgiu-se uma nova ideia, em vez de remediar a rejeição, evitava-se. Isto é, criar um *Poka-Yoke*, como os japoneses batizaram para um sistema anti erro, para que as placas entrassem na posição correta no módulo. Para implementação do *Poka-Yoke* estudou-se a configuração da régua, configurando a régua de maneira provocar a queda das placas que não entrem na posição correta, isto irá anular a taxa de rejeição. No final de uns dias concluiu-se que anulação não era possível, era apenas possível configurar a régua para que a taxa de rejeição rondasse os 25% o que já iria reduzir bastante a necessidade do operador intervir.

Com o desenvolvimento desta ideia descartou-se a ideia do reaproveitamento da ventilação, visto que o reaproveitamento ia ocupar o piso traseiro da CHC de tubagem e caso a equipa de manutenção precisar de intervir naquele espaço tornava-se um pouco menos acessível, enquanto esta nova ideia era apenas substituir uma régua por outra.



Figura 5-27 - Régua de transporte de placas desde das cubas até ao módulo

A régua encontra-se inclinada e nela contém umas chapas aparafusadas no lado a que as placas tendem a cair, essas chapas laterais são colocadas de maneira a que deixem cair se as placas vierem numa posição considerada não conforme.



Figura 5-28 - Corrente SRAM RED com detalhe relevante para o descarte, na régua 1, de uma posição da placa

Quando a placa entra na régua com a face exterior virada para cima (como as placas exteriores superiores da corrente mostrada na fotografia) e com o chanfro virado para o lado inclinado, a placa cai da régua, pois é uma posição da placa inválida para entrada no módulo, permitindo assim três posições da placa.

Depois pensou-se se produzir uma régua totalmente simétrica e inclina-la para o lado oposto ao sistema atual, assim é possível eliminar mais uma posição das placas.



Figura 5-29 - Corrente SRAM RED com detalhe relevante para o descarte, na régua 1, de uma posição da placa

O chanfro apontado na fotografia é o chanfro que permite que a régua elimine a posição que a régua anterior não conseguia eliminar, causa de vários fatores, como a velocidade de deslizamento, a geometria da régua e placa.

Na montagem da régua deve-se afina-la de modo a que se verifique a taxa de rejeição desejada.

6. Conclusão

A experiência adquirida neste estágio foi enriquecedora nos vários aspetos, o facto de trabalhar constantemente em equipa com identidades cujas formações académicas diferenciam-se, como as suas funções. Tornou este estágio uma assimilação de conhecimentos de várias áreas. A troca de ideias com os operadores e equipas de manutenção foi uma mais-valia para o procedimento de qualquer projeto que se realize num ambiente fabril.

No que toca aos projetos realizados durante o estágio há uma diferença grande entre os dois a referir, o projeto da prensa de rebitagem foi mais direto na seleção da ideia de melhoria, a ideia desde de o início a fim foi sempre sincronizar os dois veios, enquanto o projeto da CHC foi mais progressivo, a escolha de ideias foi por tentativa versus erro.

Contudo a experiência retirada no projeto da prensa foi mais completa, foi necessário ter o cuidado em muitos aspetos, tais como a seleção de materiais e seus tratamentos térmicos; a seleção de peças *standard* que depois podia ou não alterar na geometria das peças envolvidas; toleranciamento dimensional e geométrico; pesquisa frequente de catálogos; formação de GD&T; recapitular fundamentos adquiridos de órgãos de máquina; dimensionamentos à mecânica estática e dinâmica. Devido à grande diversidade dos aspetos atendidos fez com que o projeto fosse mais demorado, bastava uma pequena distração relativamente a um pormenor que depois a sua correção era necessário recomeçar desde do seu início. No seu decorrer demorado também foi sido acrescentado novas ideias de melhoria conforme as sugestões mencionadas nas reuniões.

A grande lacuna deste estágio foi a ausência durante as montagens dos dois projetos, devido aos prazos estabelecidos para as montagens terem sido após do fim do estágio.

Fora da atividade projetista, foi realizado substituições de etiquetas para gavetas de armários na secção da serralharia e correções de desenhos técnicos para módulos de uma das prensas da empresa.

7. Referências Bibliográficas

Morais, S (2006). *Desenho Técnico Básico: 3*. Porto Editora, Portugal

Branco, R (2011). *Melhoria da Produtividade de Equipamentos de Fabrico de Corrente de Rolos*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica do ISEC do Instituto Politécnico de Coimbra, Coimbra.

Lopes, J (2016). *Otimização do processo de MFP e Gestão Documental de Equipamentos*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica do ISEC do Instituto Politécnico de Coimbra, Coimbra.

Ferreira, B (2017). *Desenvolvimento de Equipamentos Industriais*. Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica do ISEC do Instituto Politécnico de Coimbra, Coimbra.

Ramos, S. (2016). *Manual de Acolhimento*. SRAMPort – Transmissões Mecânicas, Lda, Coimbra.

Andrade, C. (2015). *Correias IPB 2015-2016*. Documentação de Apoio à Unidade Curricular “Órgãos Projectos de Máquina” da Licenciatura em Engenharia Mecânica do IPB, Bragança.

Andrade, C. (2015). *Correntes Mecânicas IPB*. Documentação de Apoio à Unidade Curricular “Órgãos Projectos de Máquina” da Licenciatura em Engenharia Mecânica do IPB, Bragança.

Andrade, C. (2015). *Rolamentos, Chumaceiras, Vedantes e Aneis Elásticos*. Documentação de Apoio à Unidade Curricular “Órgãos Projectos de Máquina” da Licenciatura em Engenharia Mecânica do IPB, Bragança.

Andrade, C. (2015). *Fadiga OPM*. Documentação de Apoio à Unidade Curricular “Órgãos Projectos de Máquina” da Licenciatura em Engenharia Mecânica do IPB, Bragança.

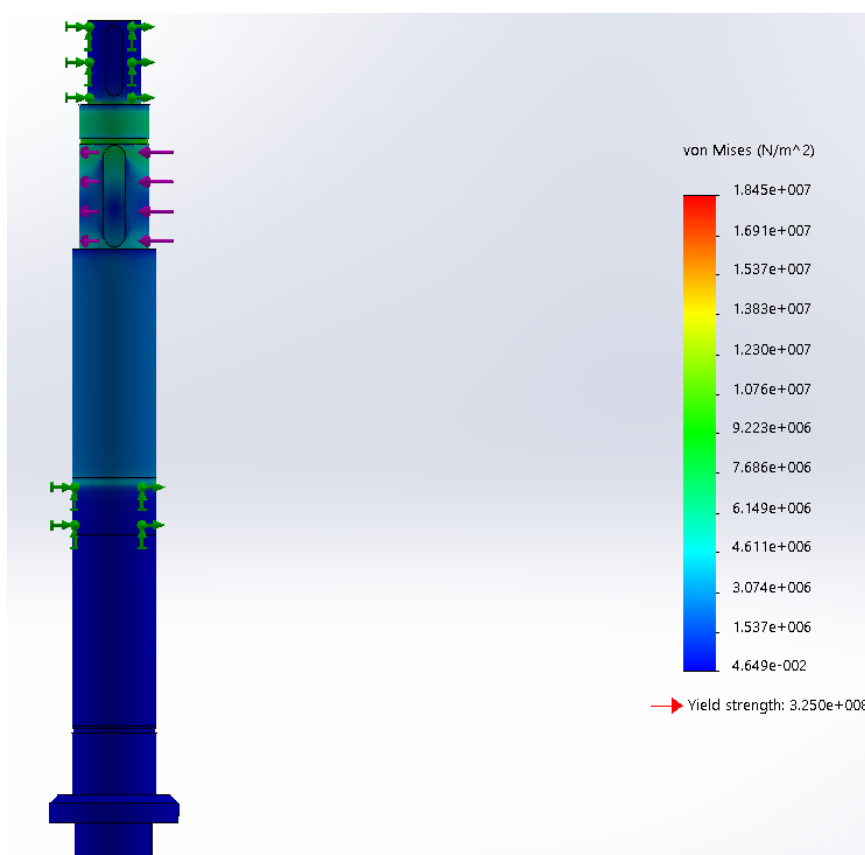
Fonseca, E. (2014). Mechanics of Materials. Documentação de Apoio à Unidade Curricular “Mecânica dos Materiais” da Licenciatura em Engenharia Mecânica do IPB, Bragança.

Borrego, L. (2017). *Cap.1-cpm figuras*. Documentação de Apoio à Unidade Curricular “Comportamento dos Materiais em Serviço” do Mestrado em Engenharia Mecânica do ISEC do Instituto Politécnico de Coimbra, Coimbra.

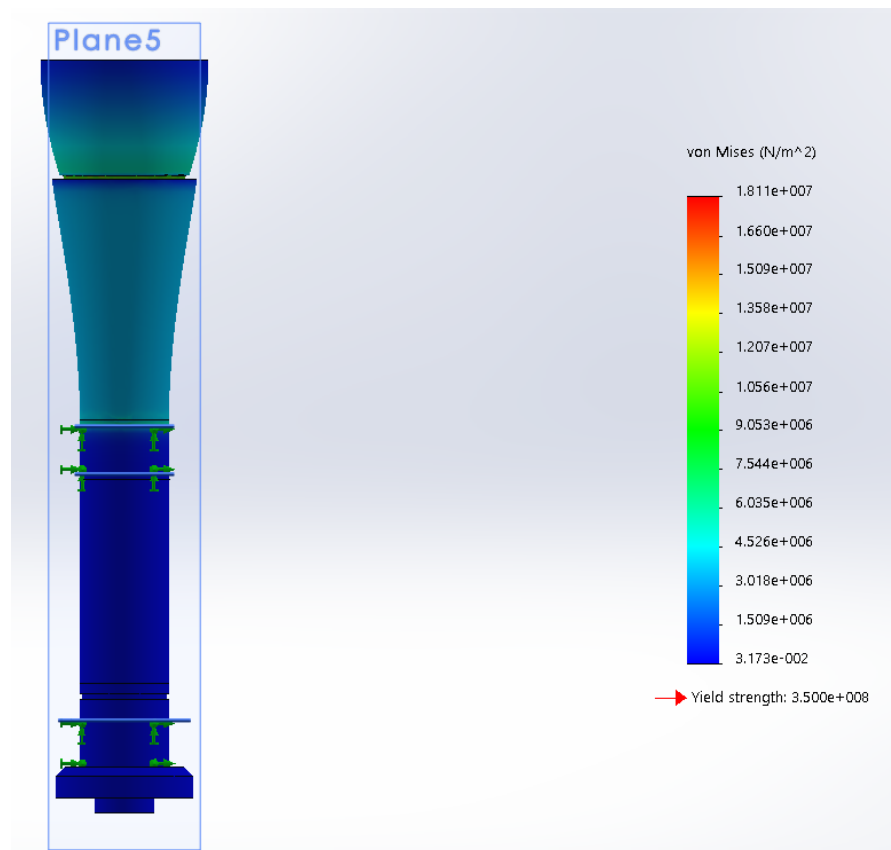
8. Anexos

Anexo I – Resultados gráficos da tensão dos veios da RDP

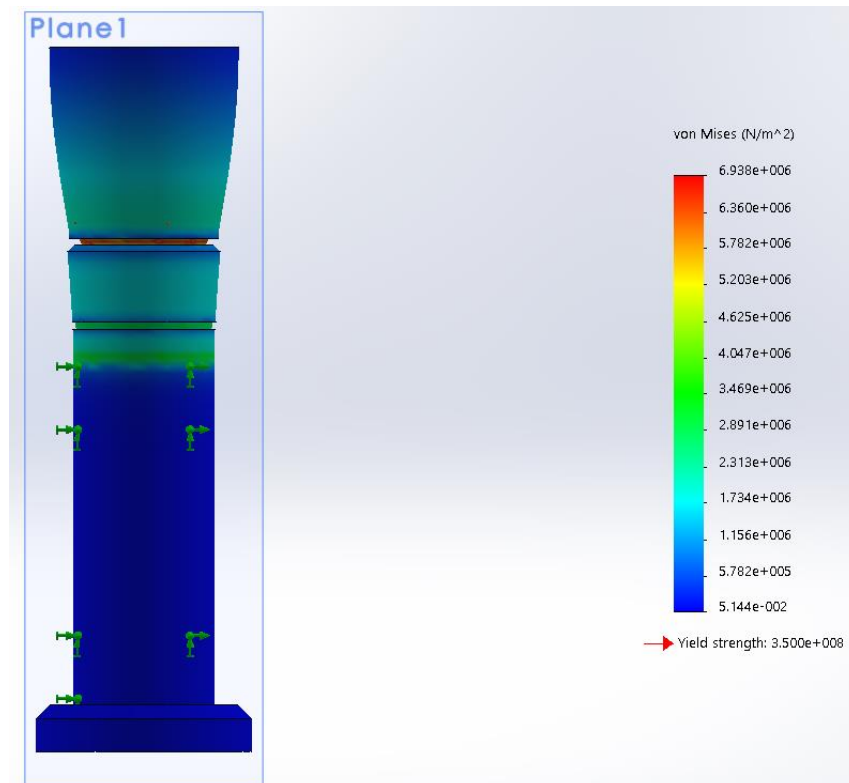
- Veio motor:



- Veio movido:



- Veio secundário:



Veio dos rolos:

