

Optimização de um sistema rotativo para uma máquina corte de tubo a laser na ADIRA S.A.

Bruno José Nascimento Santos

Relatório do Projecto Final do MIEM

Orientador na ADIRA, S.A.: Engenheiro José Figueira

Orientador na FEUP: Prof. Paulo Tavares de Castro



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2010

Resumo

O presente trabalho desenvolveu-se em ambiente empresarial na Adira, S.A. com o intuito de otimizar um sistema rotativo para uma máquina corte tubo a laser, composto por um sistema de bucha e um sistema suporte de tubo, com duas posições de operação. Assim, pretende-se reduzir os custos dos componentes de compra e de fabrico, melhorar o processo de fabrico e simplificar a sua montagem.

O projecto iniciou-se com a realização de uma análise ABC para identificar os componentes que perfazem 80% do custo do sistema rotativo, sendo estes os principais elementos que devem ser objecto de intervenções visando optimização. Foi alterado o sistema de mudança de posição do sistema rotativo, passando a ser linear vertical em vez de rotacional sobre um eixo. Foram apresentadas duas soluções para o sistema de bucha com o desenvolvimento do corpo em aço ou com o corpo num compósito de granito com resina epoxi.

O suporte de tubo foi alterado para colmatar o problema de afinação, montagem e utilização, passando a poder ser montado em duas partes sem perder a afinação inicial.

Optimization of a rotating system for a pipe cutting machine laser

Abstract

The work reported in this thesis was developed at Adira, S.A. with the aim of optimizing a system for a rotary tube cutting laser machine, consisting of a bushing system and a pipe support system, with two operating positions. It is intended to reduce the cost of components for purchase and production, improve manufacturing process and simplify assembly.

The project began with an ABC analysis to identify the components that make up to 80% of the rotary system cost, which are the main elements to be selected for optimizations.. The changing position system of the rotary system has been improved by changing to a vertical linear movement instead of a rotational axis movement. Two solutions for the bushing system were presented, one with steel body and another developed in a composite of granite with epoxy resin.

The pipe support system has been modified to revise the tuning, assembly and use. In consequence, it is assembled in two parts without losing the original adjustment.

Agradecimentos

Agradeço a todos da Adira pelo acolhimento em bom ambiente e disponíveis para tirar qualquer dúvida, em especial ao Eng.º Emmanuel Plocque e ao Eng.º Pedro Ribeiro pela ajuda constante e pelo companheirismo.

Ao Eng.º Tiago Brito e Faro pela oportunidade de realizar a dissertação na Adira.

Ao Eng.º José Figueira por me orientar com todo o empenho, disponibilidade e ensinamentos ao longo do período passado na Adira.

Agradeço ao meu orientador professor Paulo Tavares de Castro por toda a disponibilidade e atenção na orientação desta dissertação.

Aos meus colegas de curso e amigos que me acompanharam e me apoiaram.

Aos meus pais e, em especial, à Sílvia pela paciência e pelo apoio.

Índice de Conteúdos

Introdução.....	8
1.1 Apresentação da ADIRA, S.A.	8
1.2 Corte Laser.....	10
1.2.1 Laser na Empresa ADIRA, S.A.....	11
1.3 Definição do Sistema Rotativo	13
1.4 Objectivos	17
1.5 Abordagem ao problema.....	17
2 Corte de Tubo – RTC.....	18
2.1 Benchmarking	18
2.2 Identificação dos componentes	19
2.2.1 Sistema Bucha	19
2.2.2 Suporte Tubo	21
2.3 Estado-de-arte	22
2.3.1 Sistema Bucha	22
2.3.2 Suporte Tubo	24
2.4 Análise ABC	25
2.4.1 Introdução.....	25
2.4.2 Análise ABC no âmbito do projecto	25
3 Sistema Bucha.....	28
3.1 Selecção de Equipamento	28
3.1.1 Veio oco.....	29
3.1.2 Rolamentos	29
3.1.3 Polias	31
3.1.4 Motor e Redutor	34
3.2 Soluções Construtivas	35
3.2.1 Granito Polimérico	36
3.2.2 Primeiro Constrangimento.....	38
3.2.3 Segundo Constrangimento.....	42
3.3 Sistema de elevação	49
3.3.1 Guiamento	49
3.3.2 Fuso de Potência.....	52
3.3.3 Cilindro pneumático	57
3.4 Solução Final	58
3.4.1 Solução em aço.....	59
3.4.2 Solução em Granito Polimérico.....	59
4 Sistema Suporte de Tubo	60
4.1 Desenvolvimento dos componentes.....	60
4.1.1 Movimentação nas guias	60
4.1.2 Tubo de Sustentação.....	61
4.1.3 Placa Base.....	63
4.1.4 Apoio Radial.....	64
4.1.5 Apoio Axial	65
4.1.6 Mudança de Posição	66
4.2 Solução Final	69

5	Notas Finais	70
6	Referências e Bibliografia	71
ANEXO A:	Fornecedores Contactados	74
ANEXO B:	Seleção de Rolamentos pela SKF®	75
ANEXO C:	Relatório <i>Mulco</i> ® das polias	77
ANEXO D:	Imagem da selecção do Moto-reductor - Cymex®.....	80

Índice de Figuras

Figura 1 - Sede do Grupo ADIRA, S.A. no Porto. Empresa Adira.....	8
Figura 2 - Distribuidores da ADIRA no mundo.....	9
Figura 3 - Prémio de Excelência em 2009.....	9
Figura 4 - Caminho óptico de uma máquina laser.....	10
Figura 5 - Lente e ponto focal [6].....	11
Figura 6 - Distância focal da lente do laser [6].....	11
Figura 7 - Laser Premium (LP).....	12
Figura 8 - Laser Efficient (LE).....	12
Figura 9 - Movimentos de uma máquina tridimensional.....	13
Figura 10 - Corte de Tubo (RTC) com um suporte.....	14
Figura 11 - Corte de Tubo Avançado (RTC Advanced).....	14
Figura 12 – Esquema das posições dos centros de tubo relativamente ao pórtico laser e mesa.	15
Figura 13 - Suporte Tubo com um perfil não circular.....	16
Figura 14 - Disco posição ou máscara.....	16
Figura 15 - Corte de Tubo - RTC.....	19
Figura 16 – Unidade de Accionamento Corte Tubo - Sistema Bucha.....	19
Figura 17 - Suporte de Tubo.....	21
Figura 18 - Eixo de rotação do Sistema Bucha.....	22
Figura 19 - Conjunto Suporte da Bucha.....	23
Figura 20 - Furos de fixação da placa base do Suporte Tubo.....	24
Figura 21 - Afinação do Suporte Tubo.....	25
Figura 22 - Análise ABC. Variação do subtotal dos componentes no peso final do custo.....	27
Figura 23 – a) Sistema Bucha RTC; b) RTC v2.....	28
Figura 24 - Veio oco e bucha em corte.....	29
Figura 25 - Esquema para o cálculo das reacções nos rolamentos.....	30
Figura 26 - Programa <i>online</i> para o cálculo de polias e correias.....	31
Figura 27 - Polia Motora 31AT10-40.....	31
Figura 28 - Casquilho de fixação <i>Sati</i> [®]	32
Figura 29 - Fixação da polia com uma flange.....	32
Figura 30 - Fixação da polia por pino roscado (vista em corte).....	33
Figura 31 - Cálculo <i>Mulco</i> [®] para a correia e polias.....	33
Figura 32 - Estrutura da máquina laser LE.....	36

Figura 33 - Estrutura da máquina laser LP.	36
Figura 34 - Posicionamento do Sistema Bucha na LE.	38
Figura 35 - Corpo com afastamento dos pontos de suporte.	38
Figura 36 - Localização na estrutura LE ocupada.	39
Figura 37 - Suporte Bucha.	39
Figura 38 - Novo Suporte Bucha.	40
Figura 39 - Conjunto com o novo suporte bucha.	40
Figura 40 - RTC v2 - primeiro constrangimento.	41
Figura 41 - Corpo em compósito com esqueleto.	41
Figura 42 - Nova posição do RTC v2 na estrutura da LE.	42
Figura 43 - Nova posição do RTC v2 na estrutura LP.	42
Figura 44 - Quadrado 300-Ck45-DIN17200.	43
Figura 45 - Novo corpo de suporte bucha.	43
Figura 46 - Suporte Bucha - corpo paralelepípedo em aço – tensões von Mises.	45
Figura 47 - Suporte Bucha - corpo paralelepipedico em aço - deslocamento vertical.	45
Figura 48 - Suporte Bucha - corpo em aço paralelepipedico - deformações.	46
Figura 49 – Estrutura de chapa soldada para o suporte bucha.	46
Figura 50 - Estrutura de tubo de aço soldada para o suporte bucha.	46
Figura 51 - Corpo em granito polimérico com os insertos.	47
Figura 52 - Posição de moldação.	47
Figura 53 - Análise em Elementos Finitos do granito polimérico - Tensões von Mises.	48
Figura 54 - Análise em Elementos Finitos do granito polimérico - Deslocamentos.	48
Figura 55 - Patins de esferas da <i>Bosch Rexroth</i> [®]	49
Figura 56 - Guias M e V da <i>Shaeffler</i> [®]	49
Figura 57 - Esquema dos centros de massa.	49
Figura 58 - Guiamento por guias M e V.	51
Figura 59 - Guiamento por patins.	52
Figura 60 - Tipo de suporte para o fuso de potência.	53
Figura 61 - Roscado do fuso de potência.	54
Figura 62 - Carga permissível do veio roscado.	54
Figura 63 - Comprimentos para o cálculo da velocidade.	55
Figura 64 - Posicionamento do fuso de potência na L.P.	56
Figura 65 - Sistema Bucha com dois cilindros pneumáticos para elevação.	58

Figura 66 - Sistema Bucha. Cilindro e fixação.....	58
Figura 67 - <i>Latch clamp</i>	58
Figura 68 - Solução para o RTC v2 em aço.	59
Figura 69 - Solução para o RTC v2 em compósito.	59
Figura 70 - Apoios para guia única - RTC v1.	60
Figura 71 - Travão para Carro Suporte Tubo	61
Figura 72 - Perfil rectangular 80x40mm.	61
Figura 73 - Perfil do tubo em alumínio <i>MayTec</i> [®]	62
Figura 74 - Fêmea T M8 da <i>MayTec</i> [®]	62
Figura 75 - Chapa Suporte Vertical.....	62
Figura 76 - Placa base para RTC v1	63
Figura 77 - Placa base para novo RTC v2	64
Figura 78 - Apoio radial do suporte tubo original.	64
Figura 79 - Novo apoio radial.....	64
Figura 80 - Perno roscado da <i>Fabory</i> [®]	65
Figura 81 - Apoio Axial do Suporte Tubo original.	65
Figura 82 - Novo Apoio Axial posicionado.	66
Figura 83 - Novo Apoio Axial.....	66
Figura 84 - Punho de fixação do suporte tubo.....	66
Figura 85 - Posicionador cilíndrico.	66
Figura 86 - Chapa de Posição.	67
Figura 87 - Destruar e folgar a fixação pelos punhos.	67
Figura 88 - Afastamento da placa base do tubo de sustentação.	68
Figura 89 - Deslizar o suporte até à posição superior.....	68
Figura 90 - Fixação da placa base na posição superior.	69
Figura 91 - Solução final Suporte Tubo.	69

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Características Corte de Tubo.	15
Tabela 2 - Características do tubo em aço para um peso máximo.	16
Tabela 3 – Características do servomotor actual.	23
Tabela 4 - Características do redutor actual.	23
Tabela 5 - Análise ABC ao corte de tubo manual.	26
Tabela 6 - Reacções calculadas nos rolamentos.	30
Tabela 7 - Características das polias de dentado recto.	32
Tabela 8 - Inércias totais do sistema.	34
Tabela 9 - Características necessárias para o motor.	34
Tabela 10 - Características do motor e do redutor escolhido.	35
Tabela 11 - Coeficientes de segurança	35
Tabela 12 - Características gerais de materiais de construção.	37
Tabela 13 - Propriedades do Compósito Granito/Epoxi.	37
Tabela 14 - Características da simulação.	44
Tabela 15 - Cálculo das cargas nos patins.	50
Tabela 16 - Selecção e verificação dos patins.	50
Tabela 17 - Verificação dos parafusos de fixação no patim.	51
Tabela 18 - Coeficientes para tipo de suporte do fuso de potência.	53
Tabela 19 - Cargas para cálculo do parafuso de potência.	53
Tabela 20 - Características do roscado.	54
Tabela 21 - Características e dimensionamento do cilindro.	57

Introdução

1.1 Apresentação da ADIRA, S.A.

O grupo Adira, S.A. tem como empresa-mãe a empresa Adira, que deve o seu nome à abreviatura do seu fundador António Dias Ramos. Desde a sua fundação em 1956, a Adira tem-se empenhado em desenvolver o sector das máquinas para trabalhar chapa, quer aperfeiçoando os produtos existentes quer criando outros totalmente inovadores [1].



Figura 1 - Sede do Grupo ADIRA, S.A. no Porto. Empresa Adira.

A primeira guilhotina, ainda mecânica, foi construída em 1961. Em 1964, com a primeira quinadora ascendente tipo QH, a Adira foi a primeira empresa portuguesa a fabricar máquinas ferramentas com accionamento hidráulico. Em 1968, deu-se início à fabricação das primeiras guilhotinas hidráulicas de ângulo variável, as GHV e, em 1969, ao das quinadoras descendentes com sincronismo electro-hidráulico, as QIH.

No decorrer dos anos 70, foi lançada a primeira quinadora hidráulica com sincronismo electrónico e comando numérico. Este comando numérico, o primeiro português, foi desenvolvido em conjunto com a Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, promovendo o crescimento das exportações a um ritmo forte e sustentado.

O constante investimento em pesquisa científica e no desenvolvimento tecnológico permite, à Adira, apresentar novas e melhoradas soluções aos clientes. Sendo a cooperação com universidades e laboratórios de pesquisa uma componente fundamental no empenho na qualidade, precisão e fiabilidade das soluções, na sua integração nos processos produtivos e na sua máxima performance.

A aposta em novos conceitos de Design, baseados em linhas ergonómicas, privilegia a utilização e a segurança do utilizador, tornando o ambiente de trabalho limpo e apelativo, com condições de maior produtividade e qualidade acrescida.

Sendo uma empresa de engenharia, não se limita a fornecer máquinas. Encontra-se disponível para ir ao encontro das necessidades dos clientes trabalhando em proximidade para definir a melhor solução, não só em equipamentos, mas também em ferramentas especiais, *layouts*, sistemas de movimentação e armazenagem e logística.

A Adira procura de forma sustentada e constante a expansão do seu negócio, abrangendo directamente mais de uma centena de países (Figura 2). Pelo que, onde não estão representados, procuram trabalhar com empresas, mantendo, assim, a elevada qualidade de serviço.



Figura 2 - Distribuidores da ADIRA no mundo.

Como fruto deste empenho, em 2009 foi concedida à Adira o prémio de Excelência atribuído às Pequenas e Médias Empresas, PME (Figura 3).

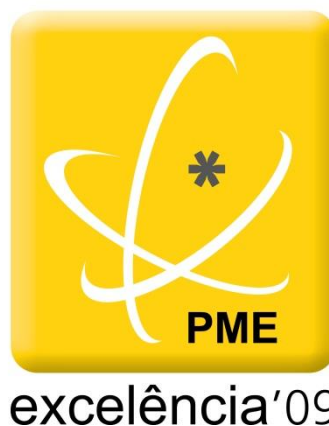


Figura 3 - Prémio de Excelência em 2009

1.2 Corte Laser

A tecnologia laser (acrónimo para, em inglês, “light amplification by stimulated emission of radiation”) foi demonstrada em 1960 por Maiman no primeiro laser funcional, com um gerador de estado sólido. Actualmente os geradores laser podem ser de estado sólido, gasoso ou líquido dependendo a aplicação, sendo os de CO₂ mais utilizado pela indústria de processamento de materiais.

A mecânica do corte a laser de estado gasoso passa pelo fornecimento de energia ao gás suficiente para excitar o nível de energia dos electrões, que serão encaminhados por um caminho de espelhos até à cabeça de corte onde o feixe será concentrado por intermédio de uma lente óptica para um ponto focal onde o material será fundido, vaporizado e removido (Figura 4) [2-5].

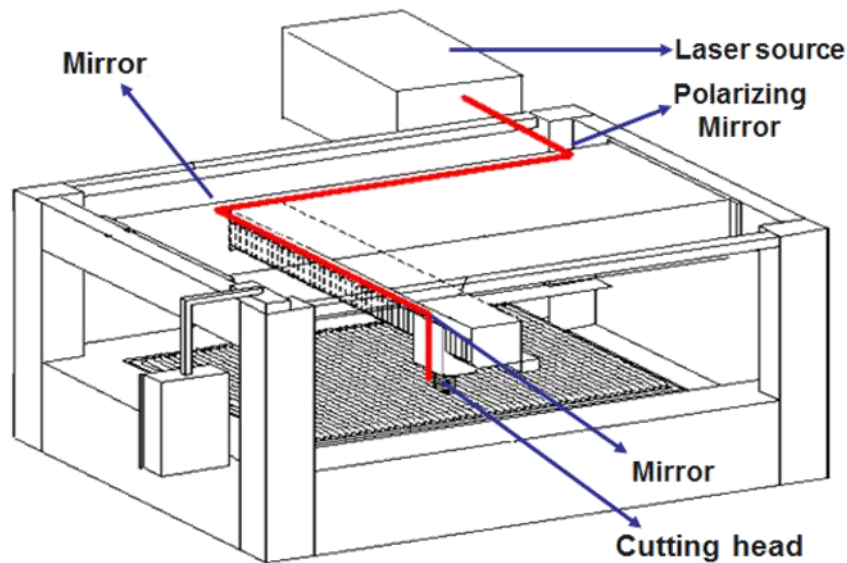


Figura 4 - Caminho óptico de uma máquina laser.

A qualidade do corte é conseguida pela manipulação de parâmetros que se relacionam entre si [6]:

- Potência do laser: para um corte rápido, a máquina deverá trabalhar à potência máxima. Quanto maior a energia fornecida, mais energia é transferida para o material a corta;
- Frequência pulsativa: A utilização de pulsos ou uma frequência contínua é adequada ao tipo de material a cortar, sendo que para materiais bons condutores de calor dever-se-á utilizar uma frequência pulsativa para reduzir a dispersão da energia que incide na superfície;
- Tipo e pressão do gás de corte: usualmente no processamento de materiais é utilizado o CO₂. No entanto, a pretender cortar aço inoxidável dever-se-á utilizar N₂ para evitar a formação de óxido na superfície quando utilizado oxigénio;
- Diâmetro e tipo de bico: O diâmetro determina quantidade de energia que passará para a lente antes de ser concentrada;

- Lente e ponto focal (Figura 5): O ponto focal deve ser ajustado de modo a concentrar a energia num ponto óptimo de corte. Este varia consoante o tipo de material a cortar (Figura 6): para espessuras de 6mm de chapa de aço ao carbono a posição focal ideal é na espessura da chapa ($f < 0$); para espessuras acima de 8mm, o ponto focal deverá ser posicionado acima da superfície; para o corte de aço inoxidável ou alumínio deverá ser focado na superfície.

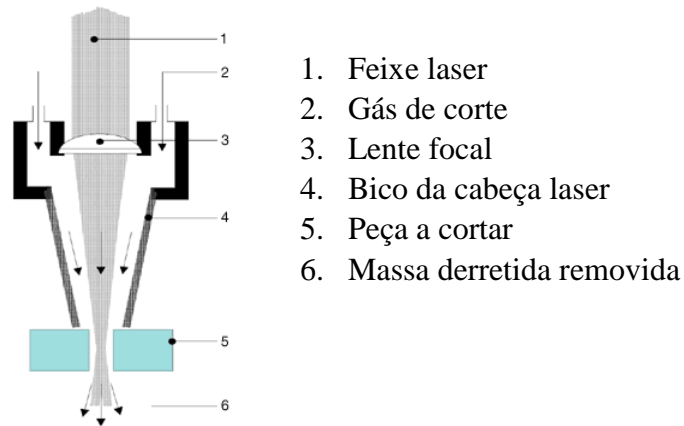


Figura 5 - Lente e ponto focal [6].

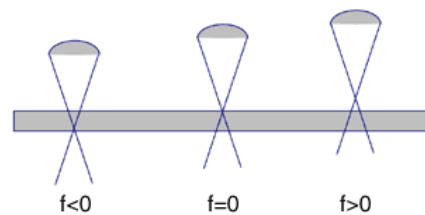


Figura 6 - Distância focal da lente do laser [6].

- Velocidade de corte: depende de todos os parâmetros já referidos, assim como, da espessura, estado da superfície e tipo de material;
- Aceleração da cabeça laser: é regulada por programação de modo a combinar com a velocidade de corte e qualidade desejada;
- Tipo de material e espessura a cortar;
- Estado da superfície: superfícies com baixa rugosidade têm uma reflexão maior, sendo menor a energia absorvida pela matéria-prima. Isto implica um aumento de energia para conseguir o corte.

1.2.1 Laser na Empresa ADIRA, S.A

O corte de tubo insere-se na gama das Laser Premium (LP) (Figura 7), antiga designação de Centro de Corte por Laser (CCL), da Adira para uma velocidade corte elevada de chapa, ou na gama Laser Efficient (LE) (Figura 8).



Figura 7 - Laser Premium (LP).



Figura 8 - Laser Efficient (LE).

A dinâmica dos quatro motores lineares, associada a um feixe laser de óptima qualidade e concentração permite um corte rápido e preciso.

Os centros de corte por laser Adira são, assim, capazes de:

- Elevada qualidade de corte em diferentes materiais e espessuras;
- Elevada produtividade com elevadas velocidades de corte;
- Elevada potencialidade de programação com o programa informático integrado Adira CID CUT;
- Tempos de *set-up* mínimos;
- Grande economia de consumo de gases lasantes e auxiliares.

O controlo dinâmico de potência e a selecção automática das gamas de corte garantem melhor aresta de corte em qualquer espessura e tipo de chapa [1].

Os centros de corte a laser vocacionados para o corte de chapa, também estão preparados para receber perfis circulares e não-circulares com a utilização do dispositivo rotativo para o corte de tubo (Rotary Tube Cutting – RTC).

As máquinas laser da Adira têm movimentos segundo os três eixos seguindo um caminho óptico que orienta a cabeça do laser no corte, tendo como resultado um corte bidimensional, pois dois dos eixos são o deslocamento ao longo da chapa e da estrutura da máquina, e o terceiro eixo é de aproximação da cabeça ao ponto de corte. Porém, a Adira já estuda a possibilidade de fabricar as máquinas tridimensionais em que é adicionado movimento de rotação da cabeça relativamente à estrutura que a suporta (Figura 9).

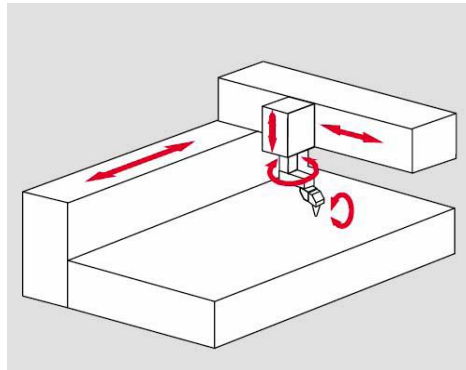


Figura 9 - Movimentos de uma máquina tridimensional.

1.3 Definição do Sistema Rotativo

A solução actual para o sistema rotativo para o corte de tubo (RTC) (Figura 10) é composto por uma unidade de accionamento corte tubo, que será designada neste trabalho por Sistema Bucha, e por dois suportes de tubo a montante do sistema. Pelo que, tratando-se de dois conjuntos distintos, serão abordados em paralelo. Os clientes Adira podem optar por um dos dois sistemas para tubos: o RTC, em estudo neste documento, ou o RTC Avançado (Figura 11), sendo que este último é um sistema com bucha de aperto automático e com possibilidade de transladar, mais vocacionado para clientes com uso regular do corte de tubo.

O RTC é um sistema com alimentação manual de tubo e estático, na medida em que o único movimento é o rotacional do sistema bucha, estando fixo à estrutura da máquina. O corte do tubo é efectuado pela cabeça laser deslocando-se ao longo do comprimento do tubo. Pelo contrário, o RTC Advanced desloca-se sobre carris permitindo, para além da rotação, transladar o tubo longitudinalmente (Figura 11). Em ambos, a fixação do tubo a cortar é obtida com recurso a uma bucha de grampos, sendo no RTC Advanced uma bucha motorizada.



Figura 10 - Corte de Tubo (RTC) com um suporte.

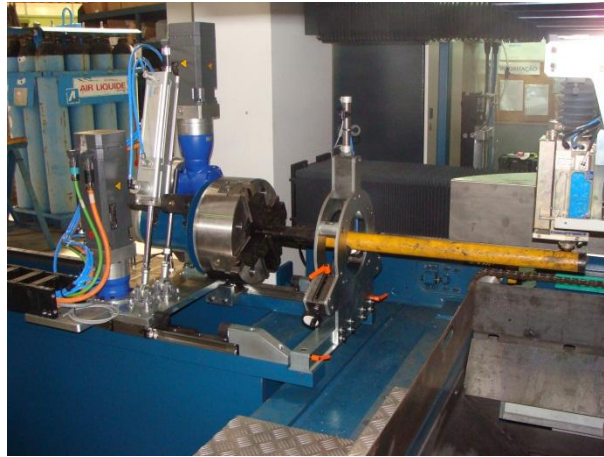
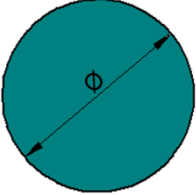
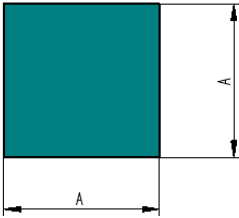



Figura 11 - Corte de Tubo Avançado (RTC Advanced).

Dadas às limitações de espaço por baixo do pórtico e do curso da cabeça laser (Figura 12), as dimensões dos perfis de tubo admissíveis ao corte (Tabela 1) variam com a posição em que são cortados, posição superior ou inferior, e com a tipologia do perfil, circular ou rectangular [7].

Tabela 1 - Características Corte de Tubo.

Posição da bucha Chuck position Position du mandrin Position des Futters			
Posição superior Up position Position supérieure Oberposition	$40 \leq \varnothing \leq 160$	$A \leq 80$	$A \leq 100$ $B \leq 80$
Posição inferior Down position Position inférieure Unterposition	$160 \leq \varnothing \leq 320$	$90 \leq A \leq 150$	$90 \leq A \text{ e } B \leq 160$

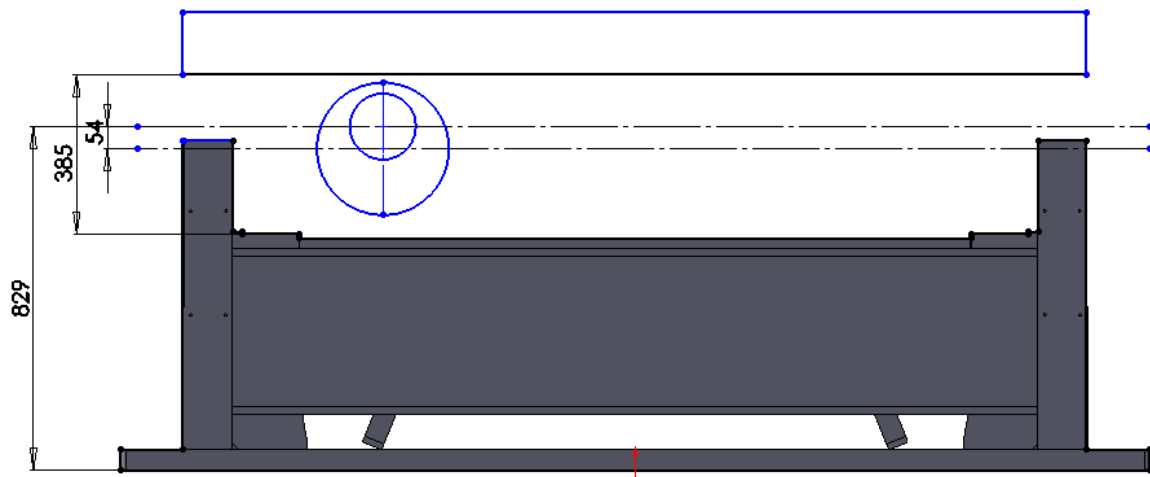


Figura 12 – Esquema das posições dos centros de tubo relativamente ao pórtico laser e mesa.

Assim, para a posição inferior são admissíveis tubos circulares com diâmetro exterior compreendido entre 160 e 320mm e tubos rectangulares com dimensões até 90x160mm. Na posição superior o tubo circular compreende os 40 e 160mm de diâmetro, para tubo rectangular não deverá exceder 100x80mm. Sendo que, para a utilização de perfis não circulares é necessário o recurso a um disco postiço ou máscara (Figura 13 e Figura 14).

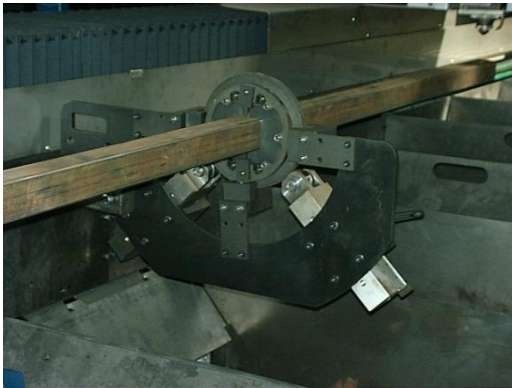


Figura 13 - Suporte Tubo com um perfil não circular.

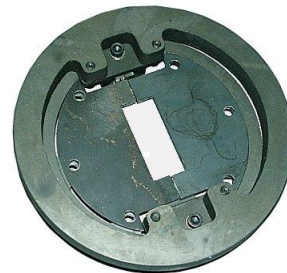


Figura 14 - Disco postiço ou máscara.

A opção corte a laser é normalmente utilizada para espessuras até 20mm com uma velocidade de 100rpm e uma aceleração de $6,3 \text{ rad/s}^2$.

Assim, observando a Tabela 2, assume-se uma carga máxima de massa de 444kg para um comprimento máximo de 3m. Havendo a possibilidade de alimentar o tubo pela bucha, é possível utilizar tubos mais compridos.

Tabela 2 - Características do tubo em aço para um peso máximo.

Perfil Tubo	Posição Inferior		Posição Superior	
	Cilíndrico	Rectangular	Cilíndrico	Rectangular
Dimensão Exterior (mm)	Ø320	150x150	Ø160	100x80
Dimensão Interior (mm)	Ø280	110x110	Ø120	60x40
Comprimento (mm)	3000	3000	6000	6000
Massa (kg)	444	244	414	264
Inércia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)	10,03	1,42	2,07	0,47
Peso (N)	4351	2391	4057	1294

1.4 Objectivos

Após a caracterização da opção corte de tubo para as máquinas laser da Adira como sendo o objecto de estudo, os objectivos específicos para a realização deste trabalho são definidos da seguinte forma:

- Optimização de um sistema rotativo para corte de tubo com laser;
- Análise ABC de custos – com o fim de redução de custos;
- Redefinição de componentes e processos;
- Simplificação montagem e utilização.

1.5 Abordagem ao problema

Para se obter uma solução que corresponda ao exigido, o método de trabalho deverá contemplar uma procura constante de soluções, e analisá-las de modo iterativo de forma a otimizar solução após solução.

Assim, após reconhecidos os artigos de uma possível intervenção pela análise ABC (Capítulo 2.4.2), foram identificadas as características intrínsecas ao funcionamento desejado, nomeadamente a aceleração e velocidade angular. Posteriormente, procedeu-se à contabilização das inércias intervenientes para o sistema rotativo. Com a selecção da razão de condução e das características das polias motora e motriz, recorreu-se à escolha do motor e do redutor eficazes para o funcionamento do sistema rotativo.

Nesta fase, surgiu a oportunidade de estudar e adaptar o Sistema da Bucha para funcionar com um corpo em material compósito, em vez do típico aço. Este estudo deu-se por interrompido dada a necessidade da Adira obter desenvolvimentos mais breves para o Suporte de Tubo.

O Suporte de Tubo baseia-se na solução já existente e foi procurada uma resposta, sendo analisada no geral do suporte, para determinar a existência, ou não, de inconsistências na solução.

2 Corte de Tubo – RTC

2.1 Benchmarking

De acordo com Christopher E. Bogan, o “*benchmarking* é simplesmente o método sistemático de procurar os melhores processos, as ideias inovadoras e os procedimentos de operação mais eficazes que conduzam a um desempenho superior” [8]. Sendo que, na concepção deste trabalho, foram tidos em conta melhoramentos e ideias que o RTC Advanced e outras soluções já existentes poderiam trazer ao projecto.

A observação de vídeos de corte de tubo de outras empresas [9-12], na plataforma do sítio da *internet Youtube®*, revelou que apresentam produtos inteiramente dedicados ao corte de tubo e como opcional o corte de chapa. As suas soluções compreendiam características ainda não abrangidas pela Adira, como por exemplo o corte tridimensional. Pelo contrário, a Adira tem como principal produto o corte de chapa com a opção de corte de tubo. No entanto, o produto Adira procura oferecer a mesma precisão e qualidade no corte.

A competição entre fabricantes, a procura de maior qualidade e melhor desempenho a um preço menor, obriga o desenvolvimento de novos e avançados materiais. Fabricantes mundiais estão a substituir as estruturas principais das máquinas em aço por materiais compósitos, existindo um fórum de discussão sobre a utilização de um compósito de granito e uma resina epoxi [13], tema que será abordado no capítulo 3.2.1.

2.2 Identificação dos componentes

Neste ponto pretende-se fazer uma identificação dos componentes existentes no RTC (Figura 15) que serão mencionados no decorrer deste trabalho.



Figura 15 - Corte de Tubo - RTC.

2.2.1 Sistema Bucha

Observe-se a unidade de accionamento corte tubo, também designada por Sistema Bucha, na Figura 16.

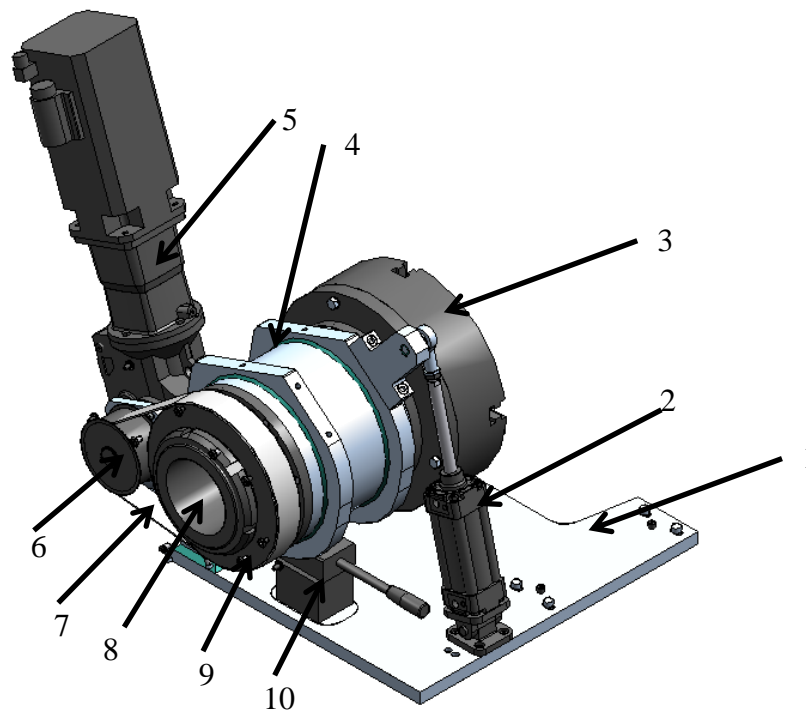


Figura 16 – Unidade de Accionamento Corte Tubo - Sistema Bucha

1. Placa Base
Placa de suporte e posicionamento do sistema rotativo na estrutura do Centro de Corte;
2. Cilindro Pneumático
Cilindro pneumático Ø63x100 ISO6431 para efectuar a mudança da posição inferior para a superior, por rotação;
3. Bucha
Bucha de 15”/4 de aperto manual;
4. Suporte Bucha
Permite suportar o veio oco, que faz a rotação da bucha, por intermédio de dois rolamentos de esferas 61938MA alojados;
5. Moto-Redutor
Conjunto de um Servomotor SIEMENS® 1FT6084-8AF71-1AB1 com um Redutor SEW® KAZ47RAQA140/3;
6. Polia Motora
Polia dentada Z=20 AT20/50 acoplada ao redutor;
7. Correia
Correia dentada 50 AT20/1200 BFX para transmissão do movimento para a rotação da bucha;
8. Veio Oco
Ligado à bucha, permite a passagem de um perfil tubular (até Ø140mm) no seu interior;
9. Polia Motriz
Polia dentada Z=48 AT20/50 acoplada ao veio oco;
10. Calço
Composto por um batente e um punho, permite manter a bucha na posição superior.

2.2.2 Suporte Tubo

Na Figura 17 pode-se observar o Suporte de Tubo que se encontra a montante do Sistema Bucha.

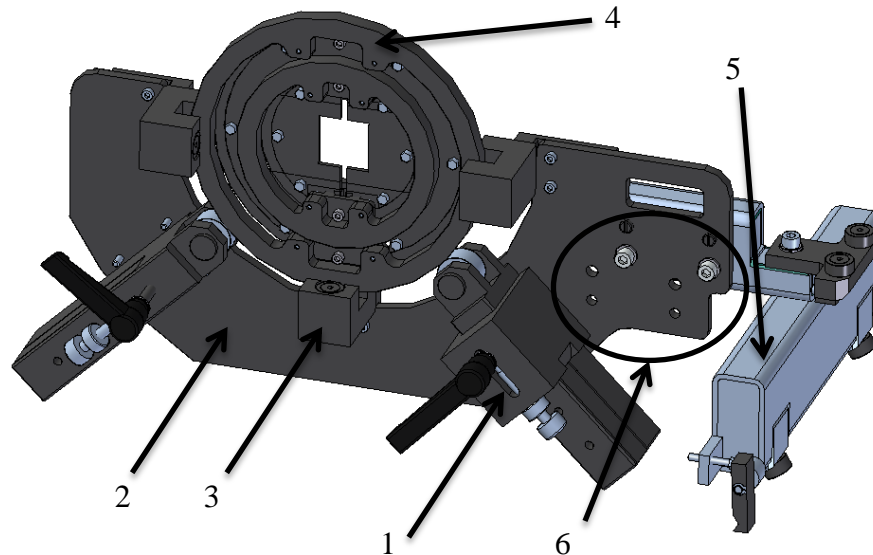


Figura 17 - Suporte de Tubo

1. Apoio Radial

O apoio radial serve de suporte aos tubos redondos ou discos postiços, podendo ser ajustados ao diâmetro de tubo a utilizar (entre 40 a 320mm);

2. Placa Base

A placa base contém dois jogos de furos que permite alternar o Suporte de Tubo entre a posição inferior e a posição superior;

3. Apoio Axial

Serve de apoio aos discos postiços, facilitando a sua rotação sem alterarem a sua posição axial;

4. Discos Postiços ou Máscaras

São usados quando necessária a utilização de perfis não circulares. Tendo o disco maior um diâmetro exterior do aro de 280mm e o disco menor com 190mm;

5. Estrutura de Suporte

Permite a translação e posicionamento do Suporte na estrutura do Centro de Corte.

6. Furos de Fixação e posicionamento

Dois conjuntos de quatro furos para fixação, sendo um conjunto na posição inferior e, outro para a posição superior.

2.3 Estado-de-arte

Neste capítulo estão descritos os pontos que se pretende melhorar relativamente à Bucha e ao Suporte Tubo. O trabalho efectuado desenvolveu-se de modo a dar a esse melhoramento

O corte tubo existente apresenta aspectos nos quais se pretende intervir para melhorar, quer na montagem quer na sua utilização. No que respeita à montagem, pretende-se adoptar uma política de normalização/standardização dos componentes, de modo a promover uma melhor organização e simplificação na montagem, como por exemplo reduzir o tipo de parafusos a utilizar, diâmetros e comprimentos.

Para uma melhor distinção da nomenclatura usada, será referido como “v2” aos novos componentes que serão dimensionados ao longo deste trabalho até à solução final. Assim, designaremos às soluções obtidas como Sistema Bucha v2, Suporte Tubo v2 e RTC v2.

2.3.1 Sistema Bucha

Esta Unidade de Accionamento Corte Tubo levanta vários aspectos que foram tidos em consideração:

- 1) Começando por destacar o sistema de mudança de posição, a qual é efectuada por um cilindro pneumático que, uma vez accionado, obriga a bucha a girar sobre um ponto fixo à placa base e, assim, elevá-la para uma posição superior com uma variação de 56mm na horizontal e 67mm na vertical (Figura 18), de acordo com o esquema apresentado na Figura 12. Sendo esta posição é mantida com recurso a um calço.

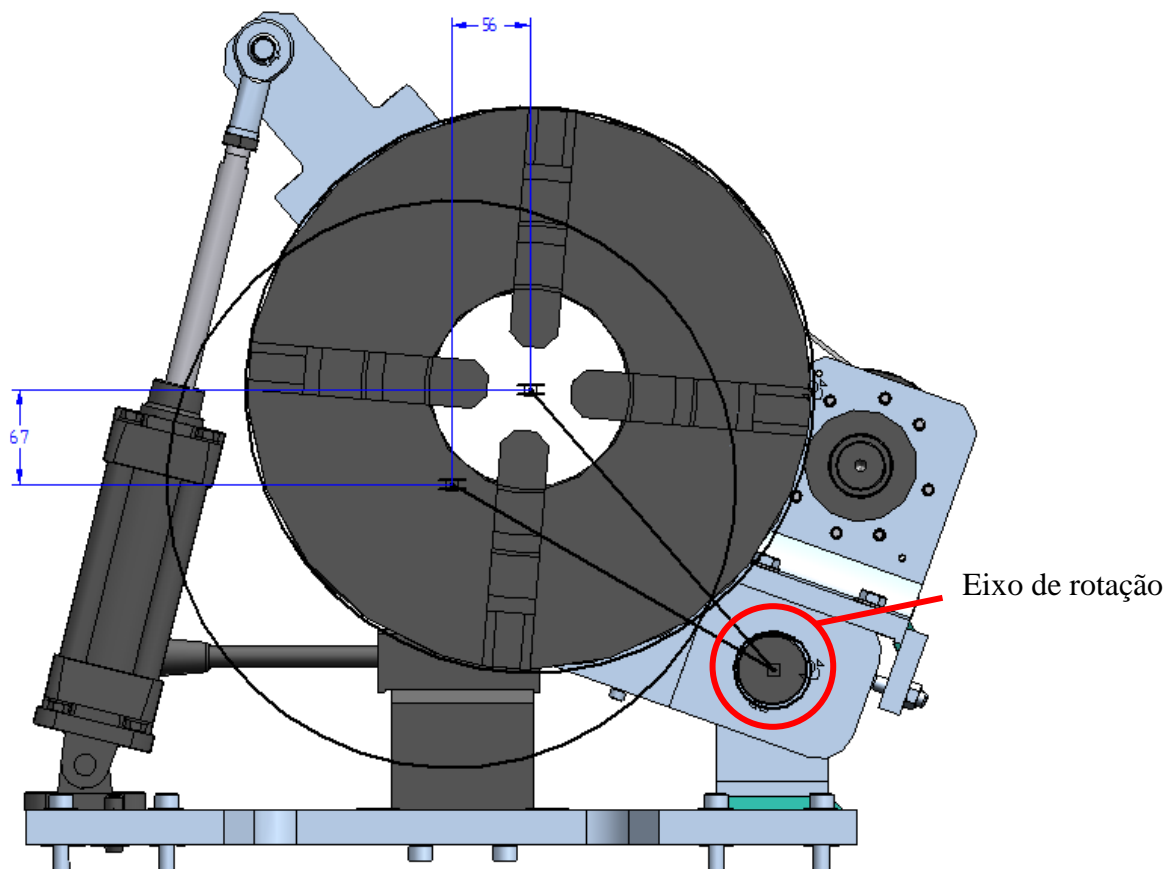


Figura 18 - Eixo de rotação do Sistema Bucha.

Após esta descrição, entende-se que não será o sistema mais adequado e atractivo para mudar de posição, devendo ser um ponto objecto de intervenção.

- 2) Um ponto fundamental para alteração é o conjunto que suporta a bucha (Figura 19). Este contém rolamentos não lubrificados e não vedados, sendo necessário a utilização de vedantes para que a caixa de alojamento dos rolamentos fique estante. Estes, em particular, são de difícil montagem, implicando o recurso a uma ferramenta de aquecimento a montagem do rolamento. Para além disso, utiliza diversas peças que podem ser substituídas por uma diferente configuração do suporte da bucha.

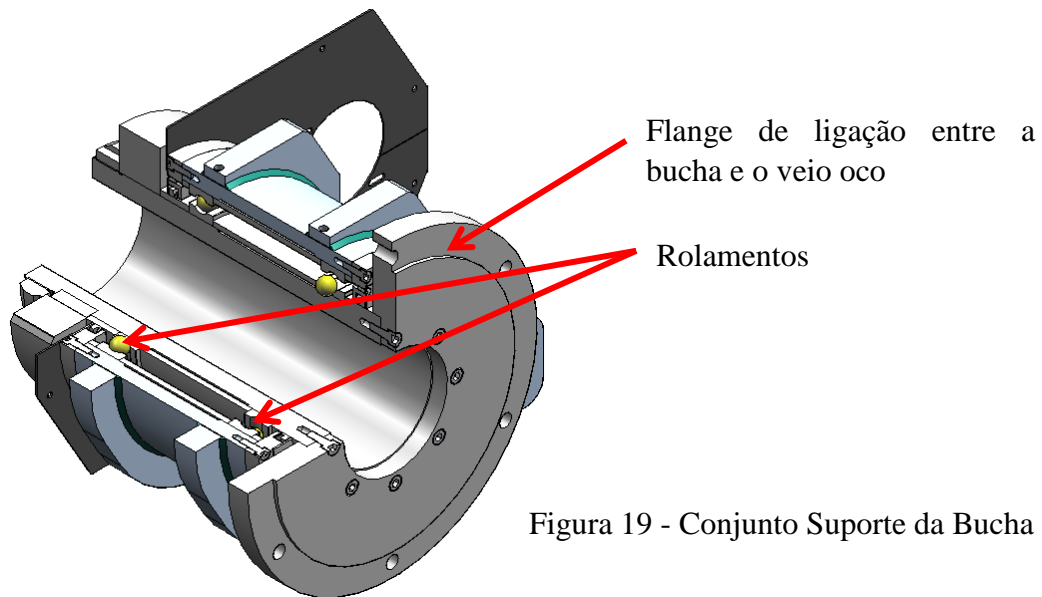


Figura 19 - Conjunto Suporte da Bucha

- 3) Outro ponto a intervir é no corte irregular da polia motriz. O corte do dentado não corresponde à espessura do dentado da corrente usada, existindo uma folga no engrenamento que provoca imprecisão na rotação do tubo que está a ser cortado. Pelo que será adoptado a forma do dente AT10 para correia síncrona de dentado recto pela norma DIN7721.
- 4) Relativamente à motorização, o sistema rotativo actual recorre a uma combinação de um servomotor da Siemens (Tabela 3) com um redutor da SEW (Tabela 4) com um índice de redução 1:30.

Tabela 3 – Características do servomotor actual.

	Servomotor Siemens 1FT6084-8A
Binário (Nm)	4,7
Velocidade máxima (rpm)	3000
Potência (W)	1500

Tabela 4 - Características do redutor actual.

	Redutor SEW KAZ47RAQA140/3
Binário máximo Saída (Nm)	40
Índice de redução	1:30

Neste conjunto, verifica-se que o servomotor forneceria um binário excessivo para o redutor. É de notar que, na aplicação descrita, o binário do motor não é utilizado na sua totalidade. O redutor deve sempre ter capacidade para o servomotor. Calculando a razão entre o binário máximo de saída admissível do redutor e o binário que haverá à saída do redutor, verifica-se que este último é muito superior.

$$\text{Binário Saída}_{\text{redutor}} = \text{Binário}_{\text{motor}} \times \text{Índice Redução}_{\text{redutor}} = 141 \text{ Nm} \quad (1)$$

$$\text{coef. Seg. Binário}_{\text{redutor}} = \frac{\text{Binário Máximo Saída}_{\text{redutor}}}{\text{Binário Saída}_{\text{redutor}}} = 0,3 \quad (2)$$

Este coeficiente de segurança, e a análise de custos descrita no Capítulo 2.4.2, indicam a necessidade de escolha de um novo moto-redutor.

2.3.2 Suporte Tubo

Considerando as dimensões já apresentadas na Tabela 2 do Capítulo 1.3, é clara a necessidade de usar um (ou dois) suporte(s) de tubo. A utilização de um tubo comprido poderá implicar uma flexão a meio do tubo não desejada, podendo necessitar dos dois suportes de tubo.

Porém, o alinhamento dos centros de tubo do suporte tubo com a bucha é imperativo. Sendo um dos pontos mais críticos no suporte de tubo a falta de uma afinação flexível do posicionamento dos centros relativamente à bucha, é necessário manter esta concentricidade entre os centros. Este requisito implica despender muito tempo para o afinamento e, por vezes, só resolúvel com a modificação do posicionamento dos furos de fixação (Figura 20). Esta modificação implica uma nova base cortada a laser.



Figura 20 - Furos de fixação da placa base do Suporte Tubo.

Assim, a afinação deste suporte é feita com o recurso a um parafuso que permite regular a posição do centro de tubo do suporte com a bucha (Figura 21).



Figura 21 - Afinação do Suporte Tubo.

Outra questão levantada é relativamente à massa (43kg) que este suporte tem, o que implica o recurso a dois operadores para o posicionar na estrutura da máquina. Logo, algumas peças serão analisadas de modo a serem alteradas as suas dimensões, reduzindo o peso.

2.4 Análise ABC

2.4.1 Introdução

O princípio da classificação ABC ou curva 80-20 é atribuído a Vilfredo Pareto, um renascentista italiano do século XIX que, em 1897, executou um estudo sobre a distribuição de riqueza. Com este estudo, percebeu-se que a distribuição de riqueza não estava repartida uniformemente, estando em grande parte concentrada (80%) nas mãos de uma parcela pequena da população (20%) [15].

A partir de então, tal princípio de análise tem sido estendido a outras áreas e actividades tais como a indústria e o comércio.

Esta classificação permite catalogar em três grupos a diferente distribuição, sendo C para os itens de menor relevância e A para os de maior peso, relevância.

2.4.2 Análise ABC no âmbito do projecto

Para uma melhor aplicabilidade da análise ABC ao trabalho em causa, foi feito um estudo de uma outra análise já efectuada e relatada na tese de mestrado [2] e no artigo publicado [16] de Estrela.

A análise ABC permite avaliar os componentes que perfazem os 80% do custo da máquina, identificando aqueles que se deve intervir para rentabilizar/optimizar.

Com o custo total de participação de cada artigo, organiza-se a lista por ordem decrescente. Este custo é obtido por intermédio do somatório do custo de artigo anterior com o produto do custo unitário com o número de unidades usadas, ou seja,

$$Subtotal = \sum_{i=1}^n \text{CustoUni}_i \times \text{Unidades}_i \quad (3)$$

Então, o peso do artigo no custo final virá como a razão entre o custo total de artigo e o custo final da máquina.

$$\text{Peso no custo}_i = \frac{\text{CustoUni}_i \times \text{Unidades}_i}{\text{Custo Final}} \quad (4)$$

Sabendo que 80% do custo final equivale a 7.907,6€, efectua-se o cálculo até chegar a um resultado próximo.

Na Tabela 5 observa-se o cálculo efectuado para os componentes em estudo.

Tabela 5 - Análise ABC ao corte de tubo manual.

Custo Final:	9.884,520€				
80% C.F.	7.907,616€				
	Custo uni (€)	Qtdd	Subtotal	Peso no Custo	Subtotal do Peso
Servomotor Siemens #1ft6084-8a	1848	1	1.848 €	18,7%	18,7%
Rolamento de esferas 61938 MA	510	2	2.867 €	10,3%	29,0%
Bucha aperto manual tam. 15"/4	974	1	3.841 €	9,9%	38,9%
Redutor "SEW" kaz47raqa140/3,m	929	1	4.770 €	9,4%	48,3%
Suporte bucha	550	1	5.320 €	5,6%	53,8%
Estrutura de apoio	221	2	5.762 €	4,5%	58,3%
Base apoio	364	1	6.126 €	3,7%	62,0%
Guia superior	91	4	6.489 €	3,7%	65,6%
Roletes KR 26	14	24	6.836 €	3,5%	69,2%
Polia al b=50 AT20/48-0	290	1	7.126 €	2,9%	72,1%
Fêmea fixação com pinos	207	1	7.332 €	2,1%	74,2%
Árvore bucha	199	1	7.531 €	2,0%	76,2%
Haste de apoio radial	43	4	7.704 €	1,7%	77,9%
Polia Al b=50 at20/20-2	131	1	7.835 €	1,3%	79,3%
Guia	30	4	7.954 €	1,2%	80,5%

Apesar desta ferramenta de apoio permitir uma avaliação dos componentes numa perspectiva financeira, a decisão final deverá combinar os aspectos de engenharia, na concepção de produto, com os económicos, procurando um equilíbrio funcional.

Após a consulta dos componentes da análise ABC conclui-se que alguns irão ser mantidos. Dadas as dimensões de perfis tubulares admissíveis, a bucha de aperto de manual 15”/4 será um dos componentes a manter. Contudo, dever-se-á procurar soluções alternativas no mercado mais económicas e renegociar com o fornecedor o preço.

Pode observar-se no Figura 22 a curva resultante da análise ABC realizada. Verifica-se um declive maior entre os cinco primeiros componentes, fazendo cerca de 50% do valor de custo.

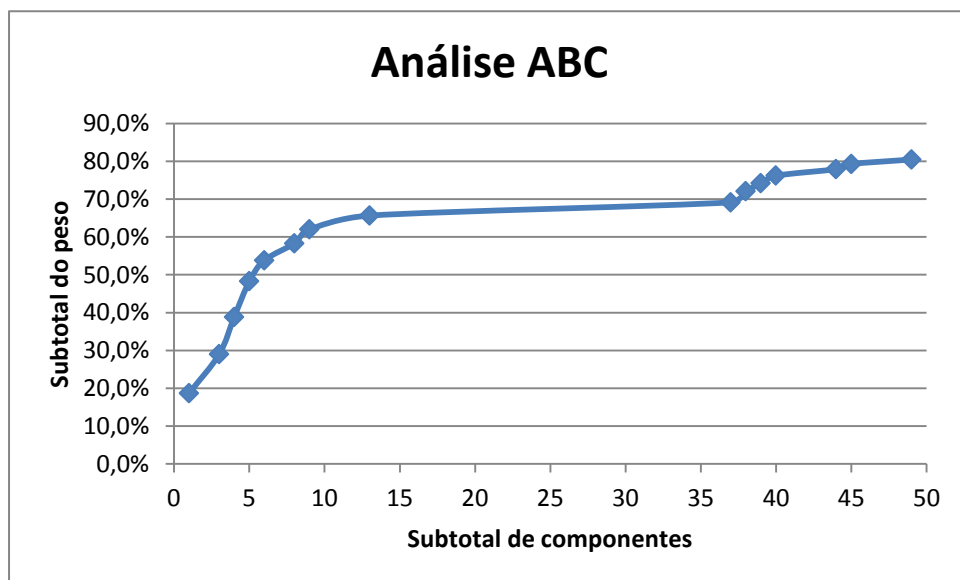


Figura 22 - Análise ABC. Variação do subtotal dos componentes no peso final do custo.

3 Sistema Bucha

O sistema rotativo de bucha permite a fixação de uma extremidade do tubo e a sua rotação nas duas posições distintas. A Figura 23 permite observar de forma geral o ponto de partida deste estudo com o RTC e a solução que será apresentada ao longo deste capítulo, RTC v2.

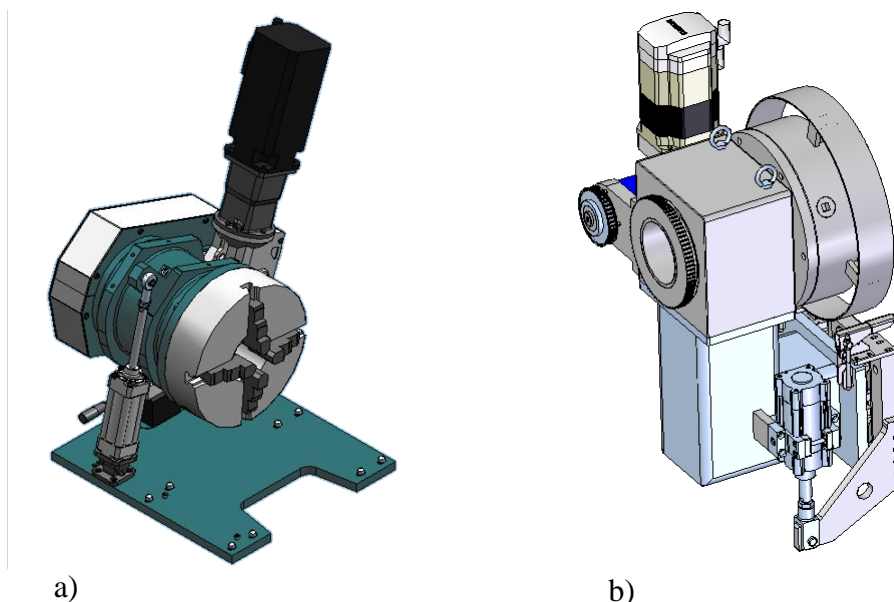


Figura 23 – a) Sistema Bucha RTC; b) RTC v2.

3.1 Selecção de Equipamento

Para seleccionar/dimensionar o diverso equipamento e componentes, adoptou-se uma metodologia iterativa que contabiliza a inércia total do sistema rotacional. Com o recurso aos catálogos dos fornecedores ou mesmo através do diálogo com estes, foi possível encontrar soluções para o problema.

Com a informação adquirida foi efectuada uma compilação de características técnicas numa folha de cálculo [17] com o objectivo de avaliar o dimensionamento geral do Sistema Bucha. Assim, é possível comutar dados de massas, inércias, velocidades e binários do redutor, servomotor, das polias e correia, dos rolamentos e tubo a cortar para obter uma relação entre a necessidade para o bom funcionamento sistema e o que se consegue obter com a conjugação destes componentes.

3.1.1 Veio oco

Para que seja possível o corte de um tubo que passe pelo interior do veio oco, este terá de ter até 144mm de diâmetro, sendo esta a dimensão do interior da bucha (Figura 24). Para isso, recorre-se à maquinação de um tubo em aço bruto com diâmetro exterior de 181,9mm e uma espessura de 19,8mm com 270mm de comprimento fornecido pela *Pinhol*[®] [18], passando a ter o diâmetro interior de 144mm e para o alojamento dos rolamentos 160mm (a verificar no capítulo a seguir).

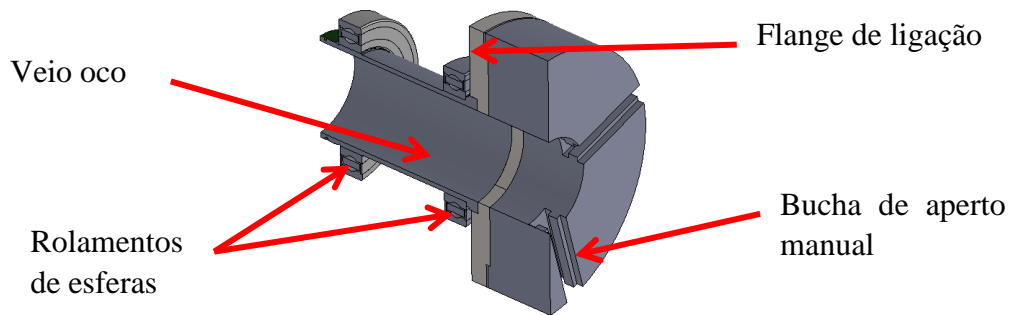


Figura 24 - Veio oco e bucha em corte.

3.1.2 Rolamentos

Estes rolamentos têm como função a rotação do veio oco relativamente ao suporte bucha e suporte do mesmo veio juntamente com a bucha e o tubo que se pretende cortar. Pelo que deverão ser dimensionados para aguentar essas cargas.

Para a aplicação dos rolamentos são procuradas características que permitam simplificar o número de peças utilizadas, tendo em consideração a sua disponibilidade no mercado e o seu custo. Assim, procurou-se rolamentos:

- Em esferas;
- Lubrificados para a vida;
- Vedados nos dois lados;
- Que suportem as cargas radiais e axiais.

Para validar a escolha, os rolamentos são dimensionados tendo por base um cálculo de reacções e esforços a que vão estar sujeitos tendo em consideração a dimensão do diâmetro interior do veio oco (já comentado no Capítulo 3.1.1). Pelo que, a selecção desta dimensão passa por uma restrição geométrica.

Após a consulta dos fornecedores (ANEXO A:), verifica-se que são disponibilizados no mercado rolamentos com diâmetro interior de 160 ou 170mm com as características desejadas. Havendo maior disponibilidade dos rolamentos com 160mm, e sendo 160€ mais baratos que os rolamentos de 170mm de diâmetro interior.

Atendendo à Figura 25 podemos efectuar o cálculo das cargas estáticas a que os rolamentos, e a caixa dos rolamentos, estarão sujeitos. Deste modo, a carga que aparece nos rolamentos deve-se ao acoplamento destes ao veio oco que suporta a bucha e o tubo para corte.

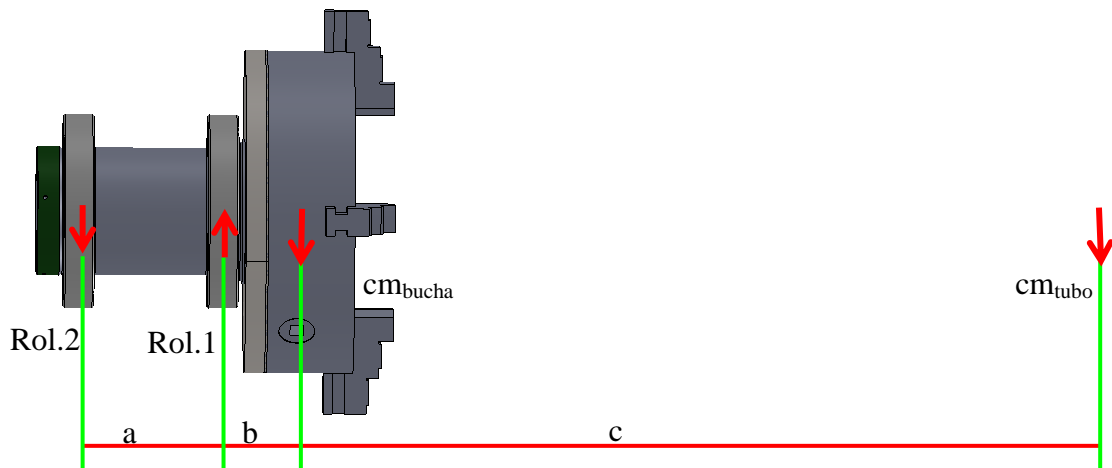


Figura 25 - Esquema para o cálculo das reacções nos rolamentos.

Em que:

- a: distância entre o centro dos rolamentos;
- b: distância entre o centro de massa da bucha ao centro do rolamento 1;
- c: distância entre os centros de massa do tubo e bucha;

Com o somatório de momentos aplicado ao rolamento 2 (Rol.2) e com o somatório de forças verticais iguais a zero obtém-se as reacções nos rolamentos (Tabela 6):

$$Rol_1 = \frac{9,8 \times (m_{tubo} \times (a + b + c) + m_{bucha} \times (a + b))}{a} \quad (5)$$

$$Rol_2 = Rol_1 - 9,8 \times (m_{bucha} + m_{tubo}) \quad (6)$$

Tabela 6 - Reacções calculadas nos rolamentos.

a (mm)	b (mm)	c (mm)	m_{bucha} (kg)	m_{tubo} (kg)	Rol_1 (kN)	Rol_2 (kN)
180	110	1610	94	444	47,4	42,1

Assim, observando a carga estática radial para os rolamentos 6032-2RSR da FAG [19], concluiu-se um coeficiente de segurança de 3,1:

$$C_{or} = 137 \text{ kN} \quad (7)$$

$$coef. seg = \frac{C_{or}}{Rol_1} = 2,9 \quad (8)$$

Uma outra fonte de validação passa por submeter as solicitações esperadas a cálculo pelas ferramentas *online* disponíveis pelos fabricantes de rolamentos. Em ANEXO B: encontra-se o relatório do cálculo efectuado pela ferramenta de selecção de rolamentos da SKF® [20]. Para o estudo em causa obteve-se um factor de segurança de 3,4.

A montagem destes rolamentos, segundo o fornecedor [19], para além da caixa que os alojar, deverá ter que respeitar as tolerâncias fornecidas pelo fabricante. Essa montagem poderá ser facilitada com o recurso a uma máquina de aquecimento por indução. Contudo, visto que esta máquina tem um custo de 1175,30€, a alternativa passa pela utilização de uma prensa que deve ser feita com recurso a um postigo na face exterior do rolamento; ou a face do suporte da bucha onde será montado o rolamento terá que ser rectificadas com entrada côncava, facilitando a entrada e montagem deste.

3.1.3 Polias

As polias são dimensionadas a partir dos parâmetro intrínsecos que se deseja na rotação do tubo, isto é, aceleração de $6,3 \text{ rad/s}^2$ e velocidade de 100 rpm. Assim como o índice de redução 1:2 que foi escolhido.

Com recurso de um programa informático *online* (Figura 26), disponibilizado pela Mulco® [21] para o cálculo de polias (ANEXO C:), define-se a geometria das polias dimensionando-as pela norma DIN7721 para polias dentadas AT10 (Figura 27 e Tabela 7), e a respectiva distância entre elas, 289,35mm.

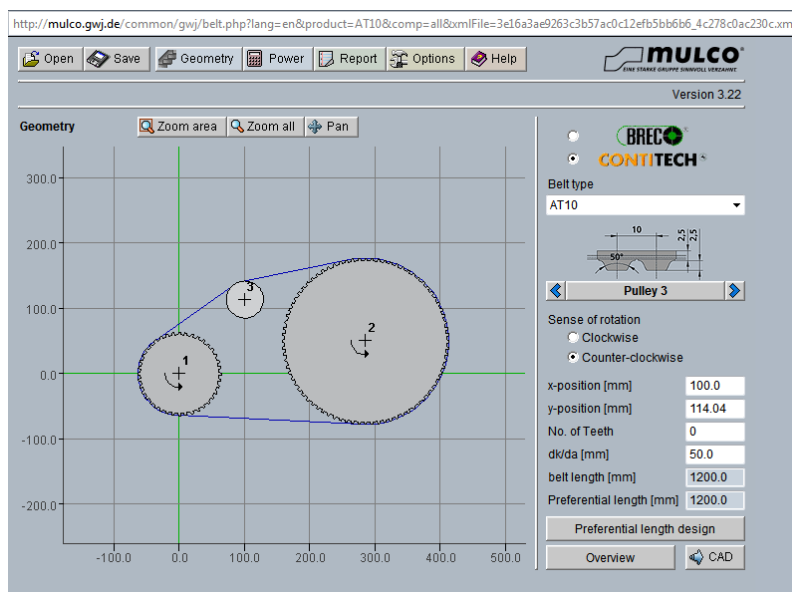


Figura 26 - Programa *online* para o cálculo de polias e correias.

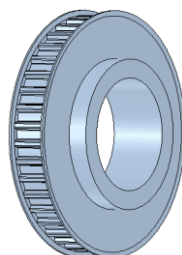


Figura 27 - Polia Motora 31AT10-40.

Tabela 7 - Características das polias de dentado recto.

	Nº dentes	Diâmetro externo (mm)	Nº dentes engrenados na correia
Polia Motora	40	125,50	15
Polia Motriz	80	252,83	43

A fixação da polia dentada menor ao veio do redutor será com o recurso a um casquilho de fixação *Sati*® [22] KLLAA 022 (Figura 28).

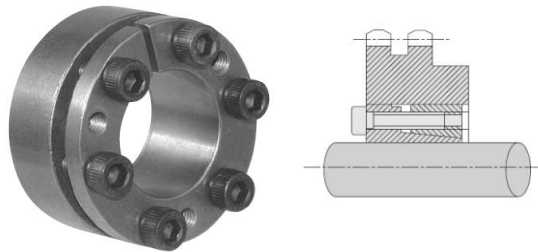


Figura 28 - Casquilho de fixação *Sati*®.

Para a fixação da polia maior estudou-se, inicialmente, a utilização de uma chaveta paralela pela norma DIN 6885A. Todavia, não seria possível a sua aplicação dada a espessura do tubo oco ser apenas de 8mm.

A utilização de uma flange (Figura 29), que fixasse a polia por aperto, foi dimensionada para um veio oco com espessura de 11mm, caso a escolha do diâmetro interior do rolamento fosse 170mm.

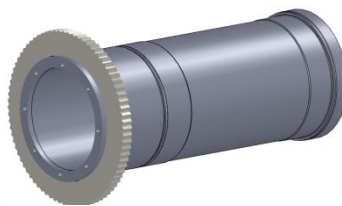


Figura 29 - Fixação da polia com uma flange.

No entanto, tendo-se optado pelo rolamento com 160mm de diâmetro interior, a solução passou por utilizar um pino roscado [23] que rosca na polia e fixa com a ponta o veio oco (Figura 30), sendo o furo na polia feito entre os dentes.

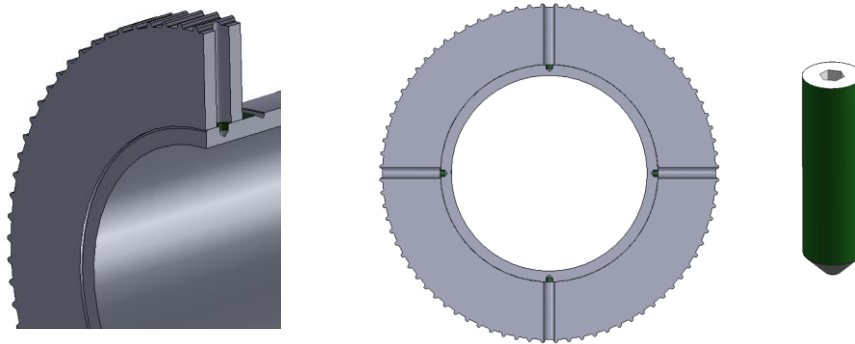


Figura 30 - Fixação da polia por pino roscado (vista em corte).

O dimensionamento da correia de dentado recto é também obtido pelo mesmo programa *online* da *Mulco*[®] (Figura 31), sendo que, também pode ser feito manualmente utilizando as equações que a mesma empresa disponibiliza.

Version 3.22

Power		Select pulleys	Pulley 1	Pulley 2	Pulley 3
Tension member		Drive r.p.m. [1/min]	<input type="checkbox"/> 200.0	<input checked="" type="checkbox"/> 100.0	<input type="checkbox"/> 449.43
AT10		Power [kW]	<input type="checkbox"/> -0.75	<input type="checkbox"/> 0.75	<input type="checkbox"/> ---
AT10 E		Torque [Nm]	<input type="checkbox"/> -36.0	<input checked="" type="checkbox"/> 72.0	<input type="checkbox"/> ---
AT10 GenIII		Circumferential force [N]	<input type="checkbox"/> -564.69	<input type="checkbox"/> 565.09	<input type="checkbox"/> ---
Belt width [mm]	Optim	span force max.[N]	847.63	847.63	847.63
Belt width sel. [mm]	16.0	No. of Teeth	40.0	80.0	0.0
belt length [mm]	1200.0	No. of teeth in mesh	15.0	43.0	0.0
Pre-tension force		Peripheral velocity [m/s]	1.34	1.33	1.33
per span [N]	565.09	Frequency set [Hz]	132.63	221.71	253.83
min. pulley diameter [50.0	static shaft load	1068.55	1121.67	234.52
Fzul [N]	2000.0	max. transferable Power [kW]	1.67	1.76	0.0
Safety min	2.21				

Figura 31 - Cálculo *Mulco*[®] para a correia e polias.

3.1.4 Motor e Redutor

Para seleccionar um motor e um redutor que correspondesse às características necessárias do sistema, recorreu-se à aplicação informática *Cymex*® da *Wittenstein-Alpha* [24] que permite relacionar o tipo de aplicação do sistema com o redutor e o motor escolhidos e os seus acoplamentos (ANEXO D:).

Para isso é necessário estipular as inércias totais do sistema (Tabela 8), a geometria das polias seleccionadas, a velocidade aceleração angular desejadas (já definidas no Capítulo 1.3) e atender às características necessárias para o motor [17] (Tabela 9).

$$J_{tubo} = \frac{\pi}{2} \times \rho \times L \times (D_{ext}^4 - d_{int}^4) [kgm^2] \quad (9)$$

Tabela 8 - Inércias totais do sistema.

Bucha (kgm^2)	1,07
Suporte Bucha	
Placa adaptadora (kgm^2)	0,21
Veio oco (kgm^2)	0,0751
Tubo máximo (kgm^2)	10,03
Motor (kgm^2)	$2,73 \times 10^{-3}$
Redutor (kgm^2)	$1,66 \times 10^{-3}$
TOTAL (kgm^2)	11,389

Tabela 9 - Características necessárias para o motor.

Momento motor (Nm)	13,3
Velocidade máxima rotação motor (rpm)	600
Potência (W)	835

Assim, foi escolhido um servomotor *Siemens*® 1FK7083-5AF71 [25] e um redutor *Alpha*® LPK-120 com as características descritas na Tabela 10. Refira-se que o servomotor da gama 1FK7 é mais compacto e de custo inferior que a solução anterior, assim como os redutores *Alpha*® têm um custo inferior aos da *SEW*®.

Tabela 10 - Características do motor e do redutor escolhido.

Características do motor escolhido	
Momento motor (Nm)	10,5
Velocidade max. rotação (rpm)	3000
Potência (kW)	3,3
Redutor	
Inércia (kgm^2)	1,66E-03
Massa (kg)	17
Binário max. (Nm)	136
F_{radial} max. (N)	4600
Índice redução 1:x	3

Tendo em conta as diversas variáveis já descritas no Capítulo 1.3 assumiu-se que, com uma chapa de espessura de 20mm, a aceleração seria inferior (67%) à usada com uma espessura de 10mm (100%). Assim, observam-se na Tabela 11 os coeficientes de segurança de utilização do moto-redutor escolhido.

Tabela 11 - Coeficientes de segurança

	<i>Esp = 10mm</i>	<i>Esp = 20mm</i>
	$a = 6,3 \text{ rad/s}^2$	$a = 4,2 \text{ rad/s}^2$
Momento motor	1,2	1,1
Velocidade max rotação	5,0	5,0
Forca radial redutor	9,3	9,3
Binário redutor	4,3	4,3

3.2 Soluções Construtivas

No desenvolvimento deste projecto teve-se em conta a sua aplicação nas máquinas laser LE (Figura 32) e LP (Figura 33) da Adira. Por isso, é necessário atender aos constrangimentos impostos pelas máquinas de modo a que o RTC v2 seja uma solução flexível, que permita a sua aplicação em qualquer das máquinas.

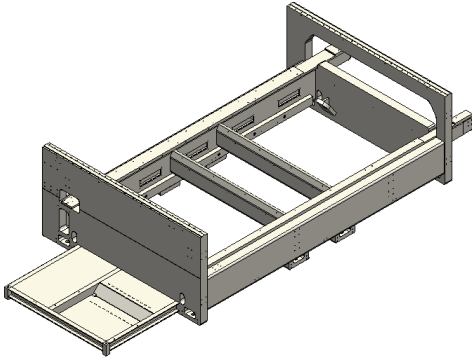


Figura 32 - Estrutura da máquina laser LE.

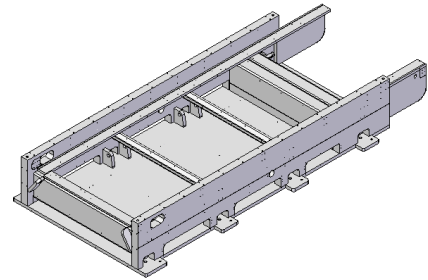


Figura 33 - Estrutura da máquina laser LP.

Numa perspectiva de inovação na concepção de produto, o projecto RTC v2 servirá como ensaio e protótipo na substituição das construções soldadas das estruturas em aço nas máquinas laser por um compósito polimérico. Esta solução tem vindo a ser desenvolvida e utilizada noutras empresas mundiais, pelo que impele as restantes empresas do mercado a acompanhar a inovação para manter a competitividade.

3.2.1 Granito Polimérico

O Granito Polimérico é um compósito polimérico constituído por agregados minerais e uma matriz polimérica. Uma composição de granito com uma resina epoxi fornece vantagens a nível de tempo de processo, custo e propriedades físicas.

Este material, com tempos de cura total a rondar as 48 horas, permite em pouco tempo ter uma peça pronta para a montagem dos restantes componentes e, assim, uma mais rápida disponibilidade de produto quando solicitada pelo cliente. Libertando, também, outras máquinas relacionadas com o aço para outras operações e permite um menor número de horas de ocupação por parte dos funcionários.

No que diz respeito às propriedades físicas, verifica-se uma enorme vantagem, uma vez que é possível controlá-las através da mistura feita. Combinando as percentagens de granito ou resina usadas é possível obter maior ou menor rigidez, massa volúmica e tensão à compressão.

Considerando que uma máquina laser não tem as solicitações que uma quinadora ou guilhotina terá, trabalhando à mais à compressão e flexão dado o peso dos componentes, o granito polimérico apresenta como características de referência a baixa massa volúmica e o bom amortecimento, sendo este último importante para manter a precisão do corte laser. Pode-se observar na Tabela 12 uma comparação de características entre os materiais de construção [26].

Tabela 12 - Características gerais de materiais de construção.

Características	Unidades	Aço	Ferro Fundido	Granito	Betão de Cimento	Betão Polimérico
Resistência à Compressão	<i>MPa</i>	250-1200	600-1000	70-300	40-100	140-170
Resistência à Flexão	<i>MPa</i>	400-1600	150-400	Até 35	Até 3	25-40
Módulo de Young	<i>GPa</i>	210	80-120	35-85	20-40	30-40
Coefficiente de Transferência de Calor	<i>W/mK</i>	45-50	45-50	2,4	2,0	1,3-2,0
Coefficiente de Expansão Linear	$10^{-6}/K$	12	10	6,5-8,5	10-14	12-20
Massa Volúmica	<i>kg/m³</i>	7850	7150	3000	1900-2800	2100-2400
Razão de Amortecimento	-	0,002	0,003	0,015	0,015	0,02-0,03

3.2.1.1 Características

As características do compósito de granito/epoxi que se pretende obter (Tabela 13) foram definidas após a consulta dos artigos de Czarnecki et al. [26] e de Vrtanoski et al. [27], e mediante o contacto com o Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial – INEGI¹.

Tabela 13 - Propriedades do Compósito Granito/Epoxi

Características	Valor	Unidade
Módulo de Young	35	GPa
Poisson	0.3	--
Densidade	2100	kg/m ³
Resistência à tracção	25	MPa
Resistência à Compressão	115	MPa
Tensão de Cedência	30	MPa
Coefficiente de Expansão Térmica	1.2×10^{-5}	1/Kelvin
Condutividade Térmica	2.4	W/(m.K)
Razão de Amortecimento	0.015	--

¹ Contacto efectuado com Cristina Ribeiro, INEGI.

3.2.2 Primeiro Constrangimento

Quando feita a comparação entre as duas máquinas laser, verifica-se que a LE é a que constrange mais o desenvolvimento deste projecto. Nesta fase, assumiu-se a possibilidade do sistema rotativo baixar para uma posição inferior à mesa da estrutura da máquina laser, quando não estiver em uso, permitindo a circulação da *shuttle table* sem interferência.

Assim, a posição superior encontra-se a 876mm do chão onde apoia a estrutura, e a 54mm para a posição inferior de operação (Figura 34). Quando o sistema bucha não se encontrar em utilização não deverá ultrapassar os 590mm da parede da mesa.

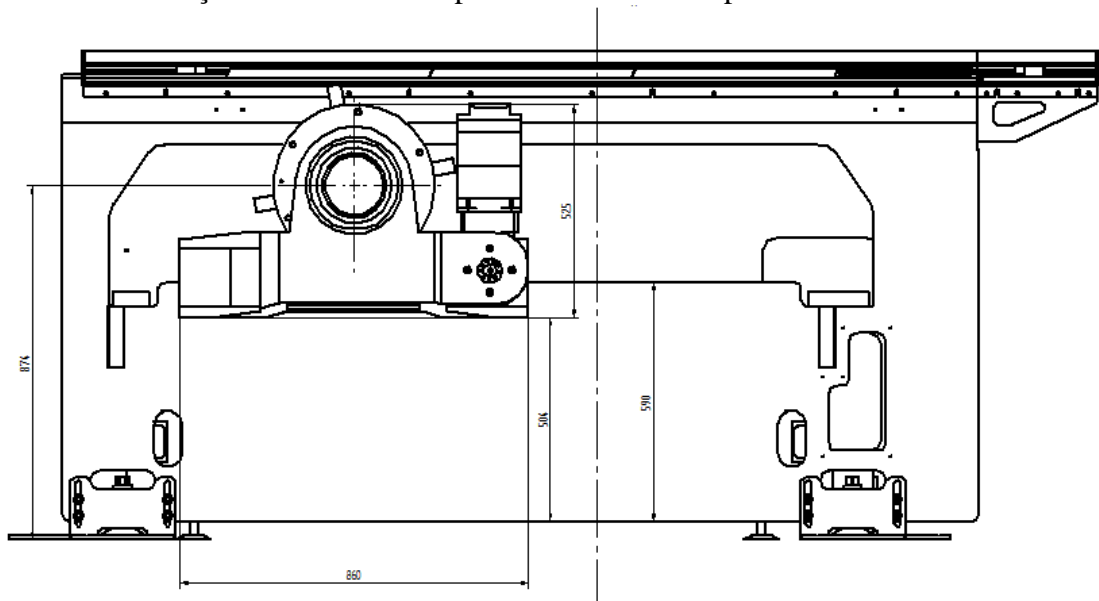


Figura 34 - Posicionamento do Sistema Bucha na LE.

Este facto implica que haja um afastamento entre os pontos de suporte à estrutura, de modo a que a bucha tenha espaço para afastar os grampos de fixação sem a interposição do próprio corpo que a suporta quando se encontra a operar (Figura 35). A bucha com um prato de 400mm de diâmetro poderá afastar os grampos até um diâmetro de 500mm. Assim, aos 590mm da parede da estrutura onde se oculta a bucha dever-se-á reservar 200mm para a altura da bucha.

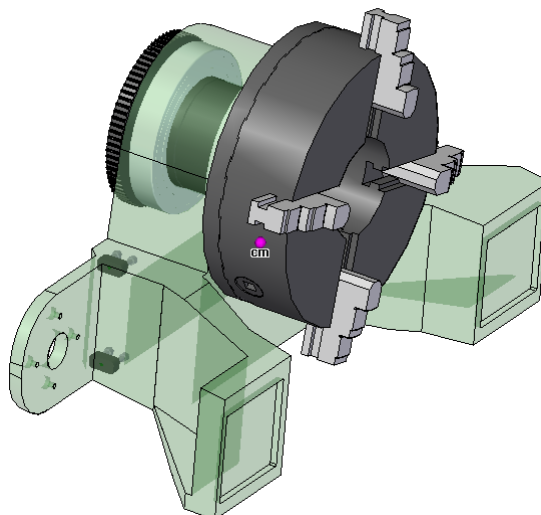


Figura 35 - Corpo com afastamento dos pontos de suporte.

Dada a necessidade em compactar na vertical o sistema, quando este se movimenta para a posição superior de corte, o sistema de guiamento é obrigado a subir acima do nível da mesa. Esta condição não é admissível, pois implicaria que as guias fixas na estrutura estivessem a um nível superior à mesa. Numa outra hipótese, os patins no sistema não iriam contactar a guia na sua totalidade, pelo que, também, não seria possível.

Todavia, este local, onde inicialmente se ponderou o posicionamento do sistema de bucha, deixou de estar disponível para o sistema, sendo ocupado por um reservatório de óleo (Figura 36). Assim, vê-se necessário posicionar numa outra localização da máquina LE.

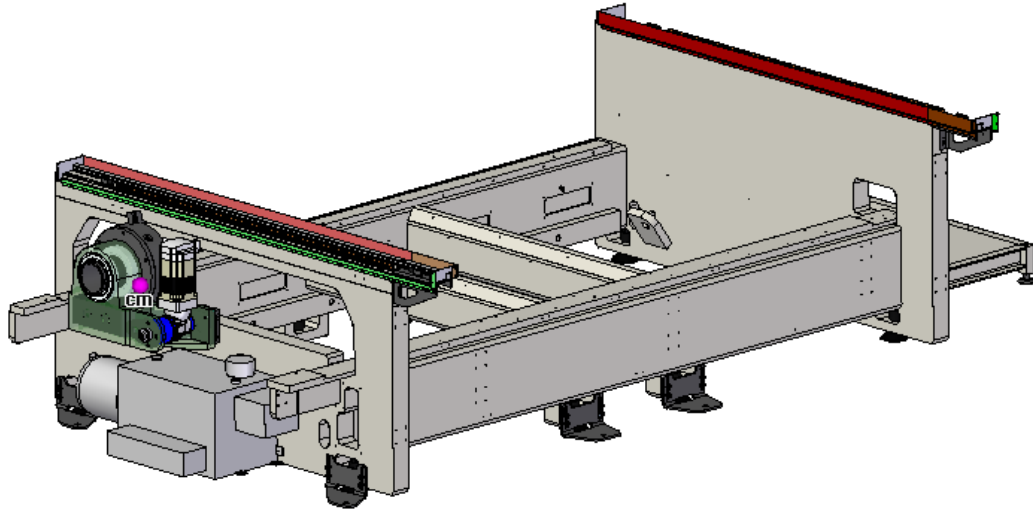


Figura 36 - Localização na estrutura LE ocupada.

3.2.2.1 Corpo em Aço

A redefinição do suporte bucha foi baseada no corpo utilizado no RTC Advanced. Este, apesar de ser mais caro, dadas as operações de maquinação, é uma peça mais prática para o fabrico. O corpo do suporte bucha utilizado (Figura 37), aquando do seu fabrico, tem os dois suportes soldados e só posteriormente é que é maquinado. Sendo necessário o operador contrabalançar o corpo com posições de modo a conseguir o resultado pretendido.



Figura 37 - Suporte Bucha.

Então, foi seleccionado um tubo da *Pinhol*[®] com as dimensões de 298,5mm de diâmetro exterior e uma espessura de 50mm no estado fornecido, que será maquinado de modo a corresponder às dimensões necessárias para alojar os rolamentos, base de apoio e furo para o olhal de elevação M10 (Figura 38).

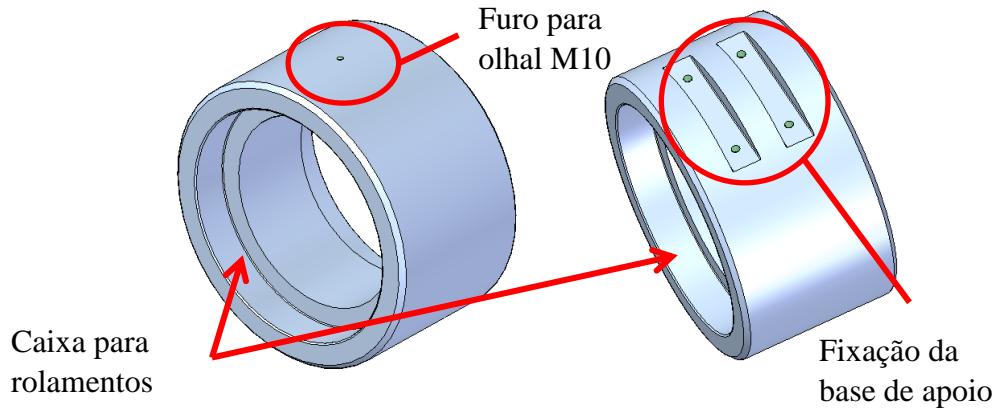


Figura 38 - Novo Suporte Bucha

Neste ponto, o olhal para elevação foi definido tendo por base que o novo suporte bucha, após terem sido montados os rolamentos, o veio oco e a bucha, este conjunto ira ter uma massa aproximada de 170kg (Figura 39). Então, consultando a norma DIN 580 para olhais de elevação, verifica-se que um olhal M10 seria o indicado para a elevação, tendo uma carga de trabalho admissível de 230kg.

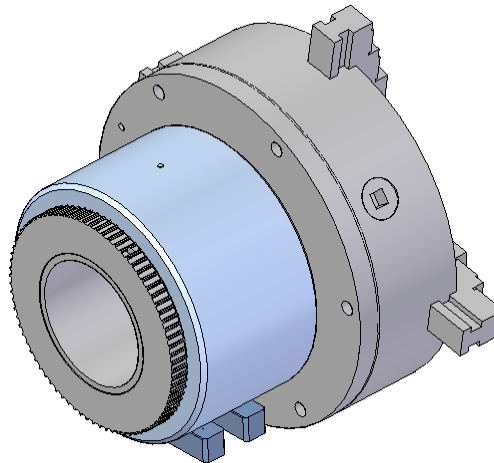


Figura 39 - Conjunto com o novo suporte bucha.

Dada a experiência e a facilidade de obter uma construção soldada à base de chapa por parte da Adira, desenvolveu-se a estrutura para suporte deste conjunto em chapa.

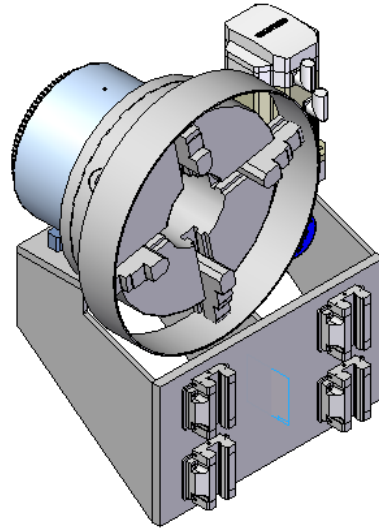


Figura 40 - RTC v2 - primeiro constrangimento.

3.2.2.2 Corpo em compósito Granito/Epoxi

Já é sabido que este compósito não tem a mesmas características que o aço, logo, não é possível esperar que seja possível obter espessuras das superfícies idênticas à do aço. De acordo com a comunidade que discute e partilha informação sobre a aplicabilidade deste compósito em máquinas industriais, no projecto deve-se contabilizar um espessura mínima de 25mm quando utilizados insertos [13].

Então, de acordo com as limitações impostas, foi desenhado um corpo em compósito (Figura 41). Dada à falta de experiência no fabrico com estas matérias, e devido ao facto de este apresentar um corpo pouco robusto, optou-se por inserir um esqueleto em aço para garantir que esta estrutura em granito polimérico sustente.

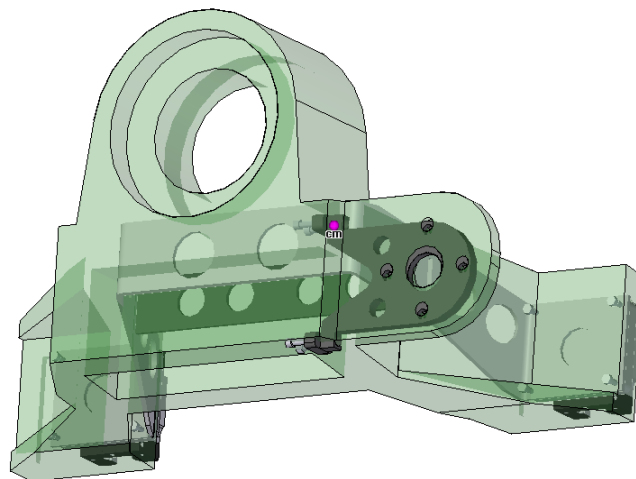


Figura 41 - Corpo em compósito com esqueleto.

3.2.3 Segundo Constrangimento

O novo alojamento do RTC v2 na estrutura da máquina laser LE (Figura 42) implicou uma reformulação da nova posição do centro de tubo no eixo vertical. Consequentemente, verificou-se ser possível alargar na geometria do desenho e nas dimensões que anteriormente estavam limitadas. No que respeita à máquina LP (Figura 43), a localização do RTC v2 mantém-se.

Este novo constrangimento permite que o corpo do Sistema Bucha cresça na vertical, deixando de haver a necessidade do afastamento dos patins para que haja espaço para a abertura dos grampos. Foi, também, redefinida a posição do centro da bucha em altura, relativamente à base da estrutura.

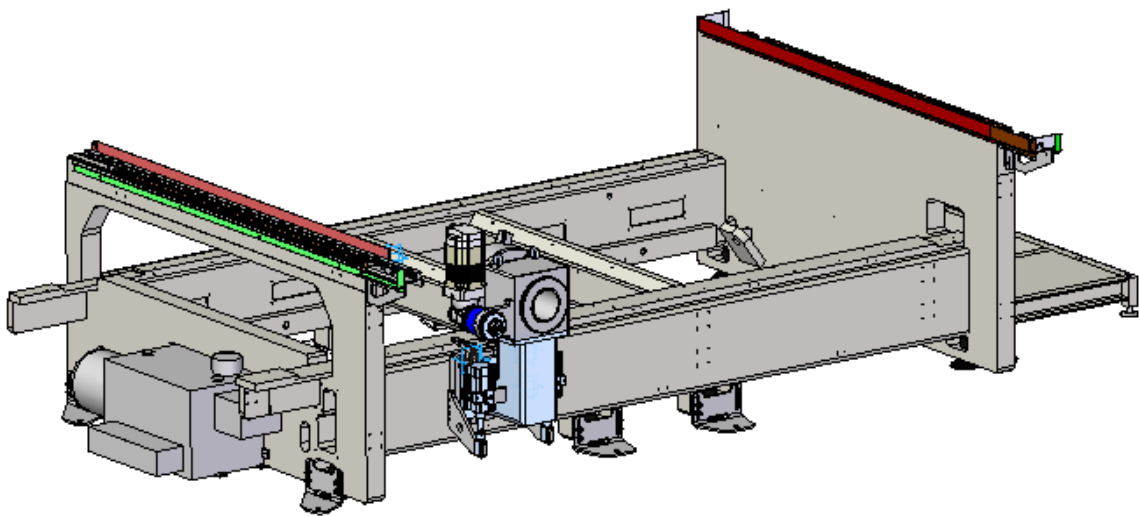


Figura 42 - Nova posição do RTC v2 na estrutura da LE.

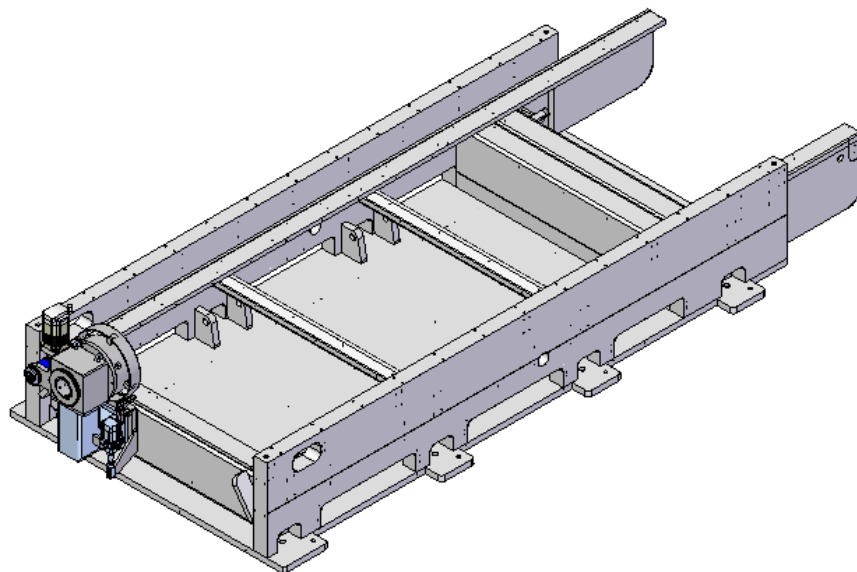


Figura 43 - Nova posição do RTC v2 na estrutura LP.

3.2.3.1 Corpo em Aço

Sendo assim, também se procurou continuar a melhoria de alguns componentes. Neste caso, o suporte de bucha utilizado com formato cilíndrico (apresentado no Capítulo 3.2.2.1), dada a experiência da empresa, apresenta um custo que poderá ser reduzido se adoptado um corpo paralelepípedo (Figura 44). Também, de acordo com os operadores de fabrico da Adira, o processo seria simplificado num corpo cúbico, facilitando a fixação de suportes e outros componentes. Então, o corpo cilíndrico do RTC Advanced (corpo no qual foi baseada a solução) tem um 394,65€, e o corpo paralelepípedo 177,19€ sem custos de maquinação. Neste, terá que ser maquinado a caixa para os rolamentos, assim como as superfícies de contacto com outros corpos (Figura 45).

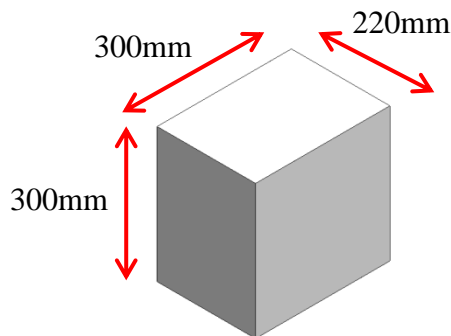


Figura 44 - Quadrado 300-Ck45-DIN17200.

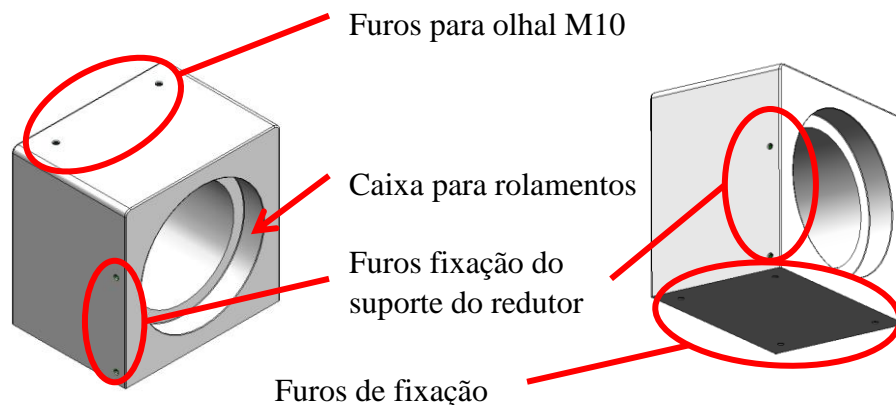


Figura 45 - Novo corpo de suporte bucha.

3.2.3.1.1 Análise Elementos Finitos

Depois de atribuídas as dimensões convenientes ao corpo em aço procurou-se fazer uma validação, com o recurso simulador por elementos finitos do programa *SolidWorks*[®], que

permite uma aproximação às tensões quando solicitado. Assim, foram definidas as características descritas na Tabela 14.

Tabela 14 - Características da simulação.

Tipo de Análise	Estática
Tipo de Malha	Solid Mesh
Número de elementos	35205
Número de nós	53048
Tipo de Solucionador	FFEPlus
Massa (<i>kg</i>)	90,7
Volume (<i>m</i> ³)	0,012
Tipo de Modelo	Linear Elástico - Isotrópico
Critério	Tensão Max von Mises
Módulo elástico (<i>GPa</i>)	210
Coefficiente de Poisson	0.28
Módulo ao Corte (<i>GPa</i>)	79
Massa volúmica (<i>kg/m</i> ³)	7700
Tensão de Rotura (<i>MPa</i>)	723.8
Tensão de Cedência (<i>MPa</i>)	620.4

Para a aplicação das solicitações teve-se em conta o cálculo efectuado e apresentado no Capítulo 3.1.2.

É possível verificar na Figura 46 a variação de tensões a que o suporte bucha fica sujeito quando solicitado, localizando a tensão máxima de von Mises de 45,3MPa na caixa do rolamento mais afastado da bucha. Observe-se na Figura 47 e na Figura 48, que o deslocamento máximo e as deformações são baixas para este corpo.

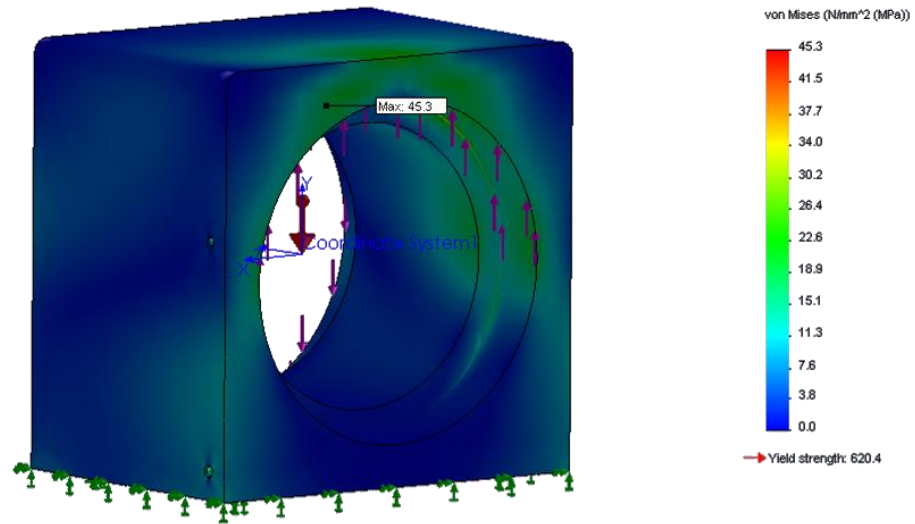


Figura 46 - Suporte Bucha - corpo paralelepípedo em aço – tensões von Mises.

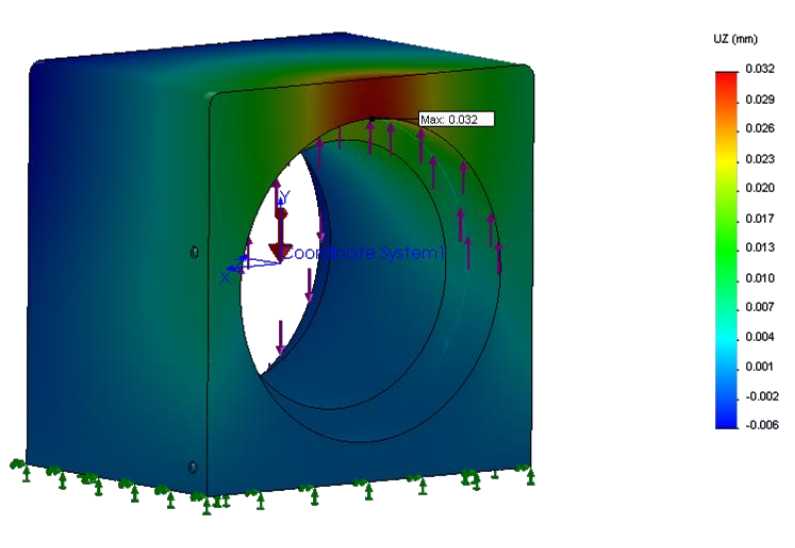


Figura 47 - Suporte Bucha - corpo paralelepípedo em aço - deslocamento vertical

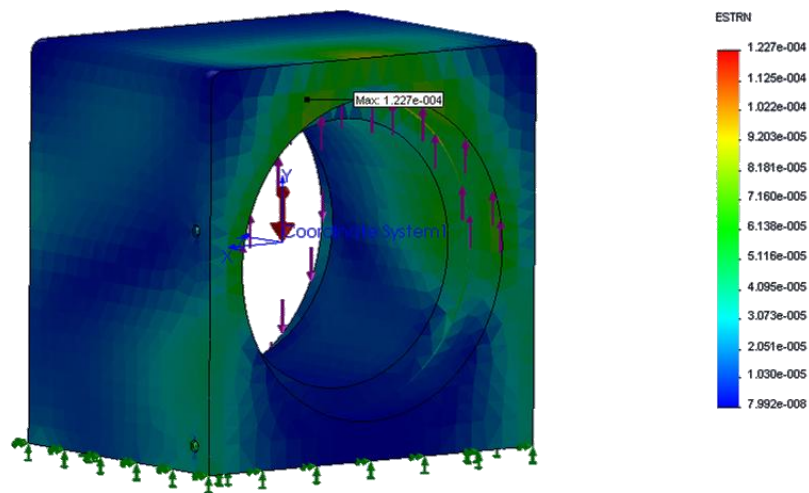


Figura 48 - Suporte Bucha - corpo em aço paralelepípedo - deformações.

Definido o suporte bucha, a estrutura para sustentar este suporte foi elaborada de modo a garantir as novas definições de constringimento, através de uma construção soldada de chapa de 20mm de espessura (Figura 49). Todavia, na procura de outras soluções, surgiu a possibilidade desta estrutura ser feita por um perfil tubular quadrado de 200mm e 10mm de espessura. Este perfil já se encontra na base de dados da empresa.

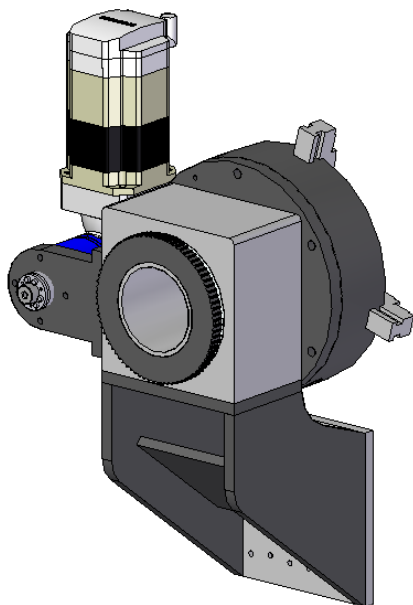


Figura 49 – Estrutura de chapa soldada para o suporte bucha.

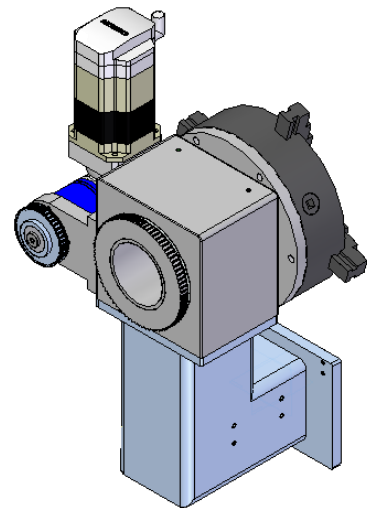


Figura 50 - Estrutura de tubo de aço soldada para o suporte bucha.

3.2.3.2 Corpo em compósito Granito/Epoxi

Como o corpo em aço sofreu alterações na sua geometria, o corpo em material compósito também será ajustado de modo a corresponder às exigências.

Apesar deste compósito prover um bom acabamento, dado ainda ser um protótipo e não haver experiência prática no processo de fabrico por parte da Adira, optou-se por inserir um anel metálico para alojamento dos rolamentos. Maquinando a superfície de contacto com os rolamentos garante-se que será mantida a tolerância para o alojamento destes. Sendo que, o aumento de massa dará sustentabilidade para sustentar as tensões de compressão a que ficará sujeito, facto que se verificará com uma análise em elementos finitos no Capítulo 3.2.3.2.1, não será necessário a introduzir um esqueleto de suporte. Para agregar o redutor e o sistema de guiamento serão embutidas chapas com parafusos (Figura 51).

O corpo metálico para alojamento dos rolamentos com a designação de anel é um tubo metálico da *Pinhol*[®] [18] maquinado com as dimensões e tolerâncias para alojar os rolamentos, e uma reentrância a meio no diâmetro exterior para garantir que o material compósito preserva a posição deste anel.

Foi mantido um desenho simples para moldação, evitando a necessidade da utilização de machos e facilitando a moldação (Figura 52).

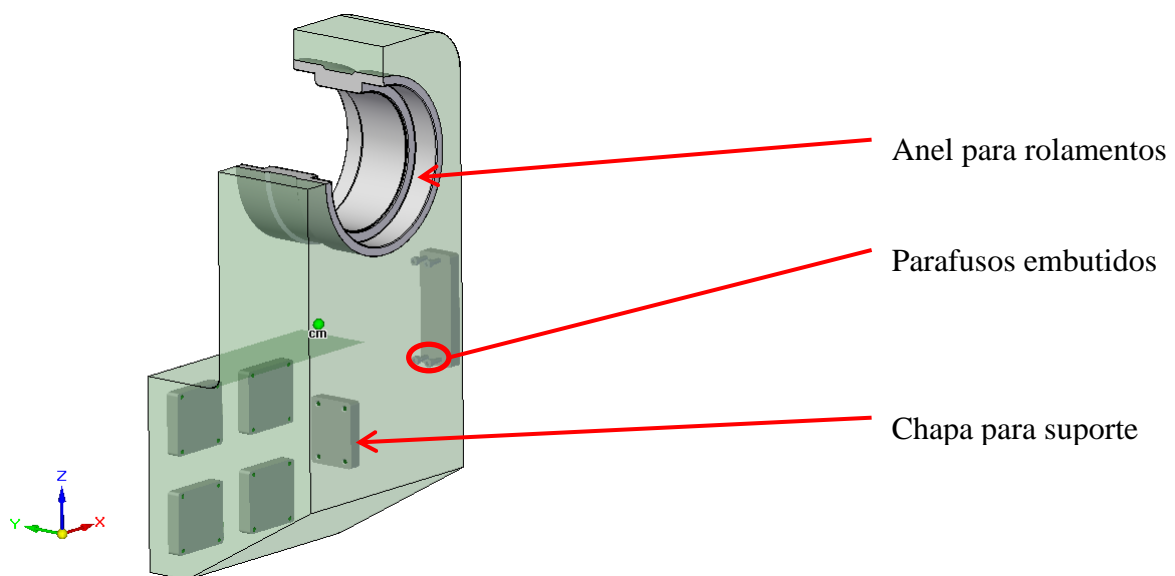


Figura 51 - Corpo em granito polimérico com os insertos.

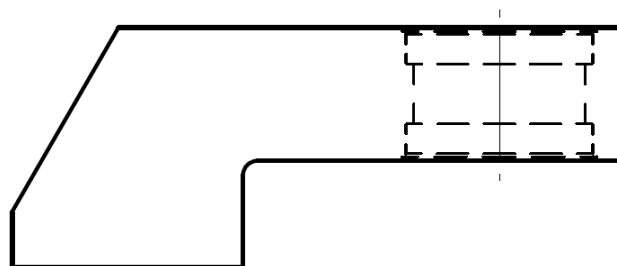


Figura 52 - Posição de moldação.

3.2.3.2.1 Análise Elementos Finitos

Para avaliar o comportamento deste material, introduziu-se as características já descritas no Capítulo 3.2.1.1, e utilizou-se o método utilizado para a análise do corpo em aço, visto este compósito ter comportamento isotrópico. Foram introduzidas condições de fronteira nas cavidades onde ficarão as chapas de fixação ao sistema de guiamento e posicionamento vertical. A simulação foi realizada com o conjunto do corpo em granito polimérico e o anel para o alojamento dos rolamentos.

A Figura 53 e a Figura 54 mostram os valores máximos das tensões de von Mises e os deslocamentos, respectivamente.

Ainda que na Figura 53 seja pouco perceptível, os dados numéricos da análise indicam que na interface granito polimérico/aço existe uma descontinuidade do estado de tensão, como seria de esperar.

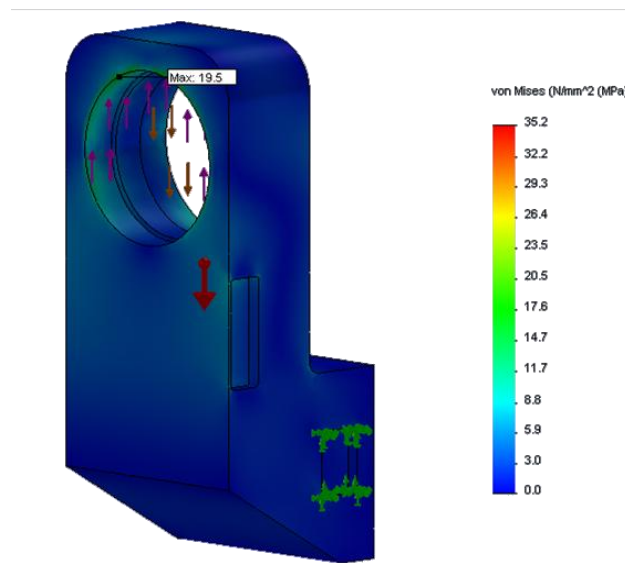


Figura 53 - Análise em Elementos Finitos do granito polimérico - Tensões von Mises.

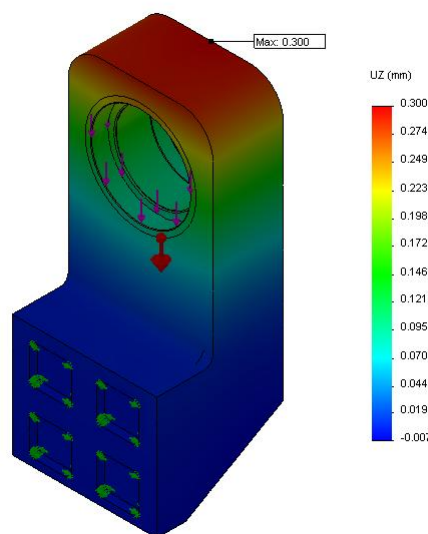


Figura 54 - Análise em Elementos Finitos do granito polimérico - Deslocamentos.

3.3 Sistema de elevação

Neste capítulo pretende-se estudar um sistema que permita elevar a bucha até à posição superior. Deve-se ter em conta que a massa a elevar corresponde à massa do Sistema Bucha sem o tubo a cortar. Assim, irá ser tido em conta mecanismos de elevação e mecanismos de guiamento.

3.3.1 Guiamento

Para poder movimentar o Sistema Bucha v2, este terá que ter um sistema de guias/calhas que permitam o deslocamento vertical. Para o efeito, estudou-se duas soluções: deslocamento por patins (Figura 55) *Bosch Rexroth*® [28], e deslocamento por intermédio de guias M e V [28] (Figura 56).



Figura 55 - Patins de esferas da *Bosch Rexroth*®.



Figura 56 - Guias M e V da *Shaeffler*®.

Para poder definir qual o sistema a utilizar calculou-se os esforços a que estarão sujeitos. Começando o cálculo para os patins: assumindo um tubo para corte na posição inferior, com 440kg e o seu centro de massa a 1650mm do eixo do centro de massa do Sistema Bucha; assumindo que o centro de massa do Sistema Bucha v2, com 360kg, se encontra a 171mm do eixo; equilibra-se os momentos no centro da chapa onde os patins estão fixos, correspondendo com o sistema de eixos da Figura 57. Note-se que o cálculo é efectuado considerando que o suporte do tubo colapsou, sendo esta uma situação extrema.

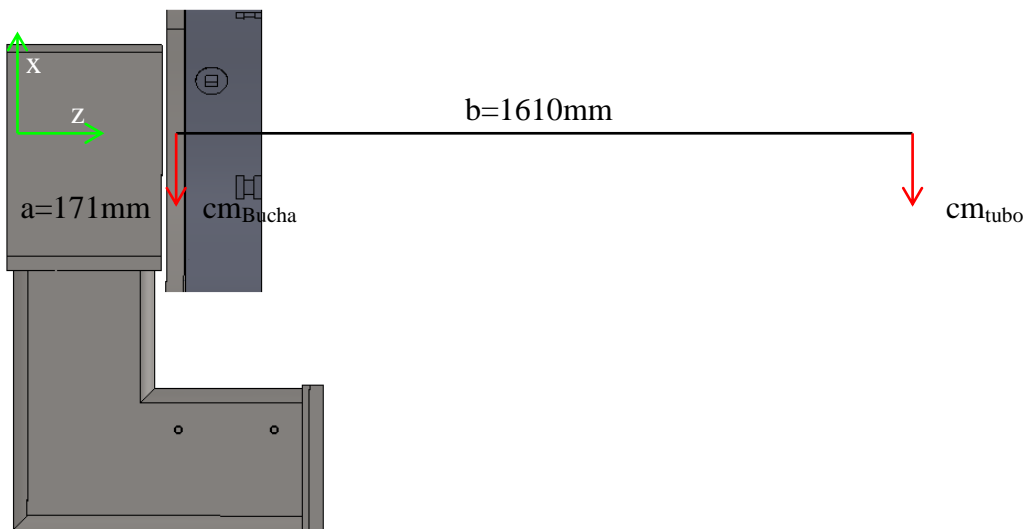


Figura 57 - Esquema dos centros de massa.

Pode-se, então, obter o momento resultante nos patins (M_y) a partir de:

$$M_y = 9,8 \times (cm_{bucha} \times a + cm_{tubo} \times (a + b)) \quad (10)$$

Consegue-se, assim, reduzir este binário a uma força perpendicular a cada um dos patins de 30.447N. Pode-se consultar o resumo destes cálculos na Tabela 15.

Tabela 15 - Cálculo das cargas nos patins.

Massa tubo max. posição inf (kg)	444
Centro de massa tubo inf (mm)	1650
Massa bucha (kg)	360
Centro massa bucha (mm)	171
Massa total posição inferior (kg)	816
Momento resultante nos patins M_y (Nm)	8.525
Nº patins	4,0
Distância entre patins (mm)	140
Carga no patim "A" ¹ (N)	30.447

Determinada a carga equivalente a que um patim estará sujeito, o passo seguinte serve para determinar qual o tamanho do patim que permite satisfazer os requisitos, avaliando a razão entre a carga nominal admissível do patim (C_0) e a carga por patim (Tabela 16), e pela capacidade do parafuso de fixação. Para a avaliação da carga admissível nos parafusos o processo de cálculo efectuado seguiu a referência bibliográfica de Desenho de Construções Mecânicas de Simões Morais [29] (Tabela 17).

Tabela 16 - Selecção e verificação dos patins.

Características do patim			
Tamanho	45	35	30
Carga nominal admissível C_0 (N)	85.700	54.000	41.300
Largura patim A (mm)	120	100	90
Comprimento patim B (mm)	138	111	98
Massa (kg)	3,0	1,6	1,1
Factor de segurança do patim	2,8	1,5	1,1

¹ Patim "A" visível na Figura 59.

Tabela 17 - Verificação dos parafusos de fixação no patim.

Coef. Atrito (aço-aço)	0,1	0,1	0,1
Força Normal num patim (N)	304.470	355.215	387.507
Número de parafusos	6	6	6
Força Normal por parafuso (N)	50.745	59.203	64.585
Área resistente (mm^2)	84	58	58
Tensão no parafuso (MPa)	602	1020	1112
Parafuso fixação	M12	M10	M10
Passo parafuso (mm)	1,75	1,5	1,5
Classe	12,9	12,9	12,9
Resistência Nominal Tracção (MPa)	1200	1200	1200
Limite Nominal Elasticidade (MPa)	1080	1080	1080
Carga admissível p/ parafuso (N)	91.106	62.699	62.699
Coef. Segurança Parafuso	1,8	1,1	1,0

Relativamente às guias M e V, o fornecedor [19] informou que a gaiola, que protege o conjunto das guias, teria capacidade de carga estática de 87,5kN e 25,9kN de dinâmica, valores muito acima das necessidades.

Sendo estes dois produtos já utilizados pela Adira nas suas máquinas, foi possível aferir o custo relacionado a cada. Pelo que uma guia M ou V seria 111,37€. A utilização de dois conjuntos para fazer o guiamento (Figura 58) implicaria um custo total associado de 445,48€.

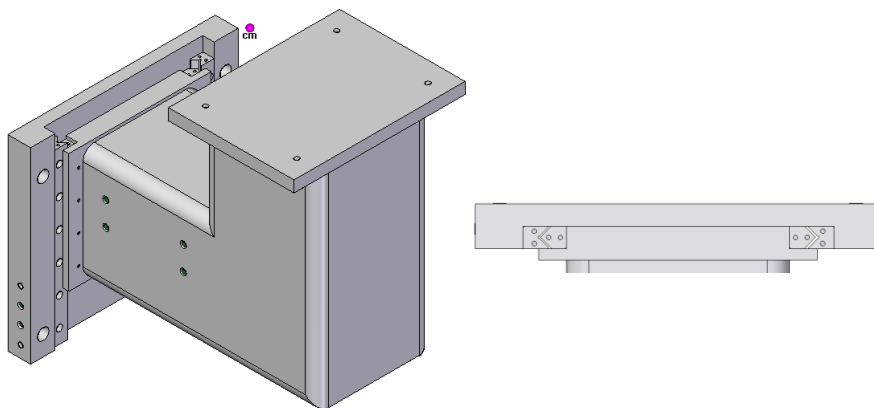


Figura 58 - Guiamento por guias M e V.

Todavia, a escolha dos patins prende-se pelo tamanho a escolher. De acordo com o fabricante [28], para cargas de impacto e vibração moderada, o coeficiente de segurança para as cargas estáticas deverá estar compreendido entre 3,0 e 5,0. Apesar de os coeficiente de segurança calculados se encontrarem a baixo do recomendado, A situação calculada acontece somente se o suporte do tubo a montante partir e o suporte for feito totalmente pelo sistema bucha. Assim sendo, escolhendo o de tamanho 35 será associado um custo de 159,36€ pelos quatro patins, mais o custo da guia do patim. Não existindo na rede a guia com o comprimento desejado, o valor foi baseado numa outra com um comprimento de 580mm, muito acima dos necessários 316mm (comprimento standard), com um custo de 40,58€ cada. Perfazendo, assim, um total de 240,52€.

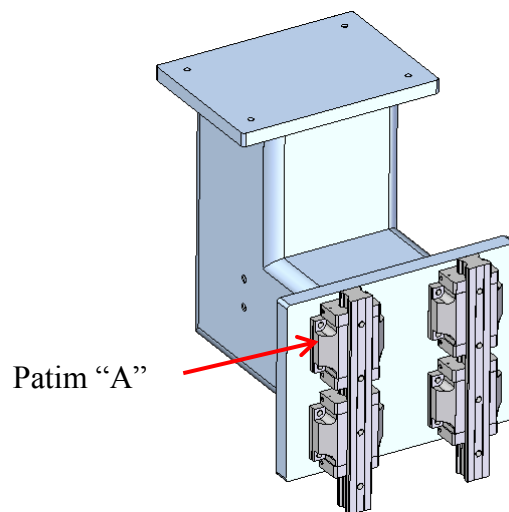


Figura 59 - Guiamento por patins.

Atendendo a esta diferença de custos, 445,48€ das guias contra os 240,52€ dos patins, a escolha passa pela utilização dos patins de tamanho 35.

3.3.2 Fuso de Potência

A utilização de um fuso de potência permite o posicionamento manual, sendo esta a solução mais simples para o posicionamento do sistema rotativo na posição superior. Para isso, a partir de uma solução já existente na empresa, estudou-se e procurou-se adaptar o sistema para o trabalho em causa.

Assim, foi dimensionado um sistema com componentes da *Bosch Rexroth*[®] [30].

- Veio roscado de esferas $d = 20mm$;
- Fêmea de esferas;
- Suporte do veio.

Para motorização deste, recorreu-se a uma caixa redutora “*poggi*” e um volante como accionamento.

3.3.2.1 Dimensionamento

Para dimensionar e verificar a escolha desta solução, recorreu-se ao cálculo sugerido no catálogo da *Bosch Rexroth*[®] [28]. Para isso deve-se começar por escolher o tipo de fixação, como mostra a Tabela 18. Assim, determina-se o coeficiente correctivo para a carga axial teórica permissível para o parafuso (f_{Fc}) e o coeficiente correctivo para a velocidade crítica (f_{ncr}).

Tabela 18 - Coeficientes para tipo de suporte do fuso de potência.

Tipo de suporte	f_{Fc}	f_{ncr}
Fixo – Fixo	27,4	40,6
Fixo – Flutuante	18,9	20,4
Flutuante – Flutuante	12,1	10,2
Fixo – Livre	4,3	2,6

Para a solução de elevar o sistema de bucha, a fixação do suporte corresponde à extremidade inferior fixa, e à extremidade superior livre (Figura 60).

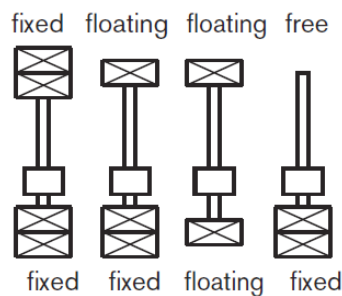


Figura 60 - Tipo de suporte para o fuso de potência.

Para o cálculo que se segue, foram assumidas as cargas da Tabela 19, onde a carga a suportar corresponde ao somatório do sistema de bucha (360kg) com o tubo a cortar na posição superior (414kg), e a carga movimento corresponde unicamente ao sistema bucha. Na Tabela 20 e Figura 61 encontram-se as características dos componentes seleccionados de catálogo.

Tabela 19 - Cargas para cálculo do parafuso de potência.

Carga a suportar (N)	7588
Carga em movimento (N)	4060

Tabela 20 - Características do roscado.

d_0 (mm)	20
Passo (mm)	5
d_1 (mm)	19
d_2 (mm)	16,9
l_c (mm)	35
C_0 (N)	21500

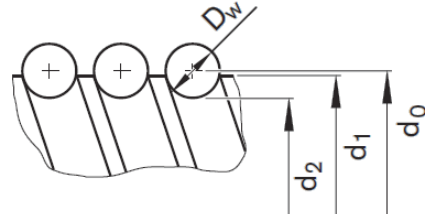


Figura 61 - Roscado do fuso de potência.

Para a Carga axial (Figura 62) permitida com $f_{Fc}=2,6$:

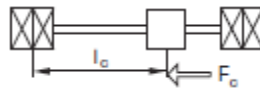


Figura 62 - Carga permissível do veio roscado.

$$F_c = f_{Fc} \times \frac{d_2^4}{l_c^2} \times 10^4 \quad (11)$$

$$F_c = 1.731.347 \text{ N}$$

Pelo que, durante a operação é permitido uma carga F_{cp} igual a:

$$F_{cp} = \frac{F_c}{2} = 865,7 \text{ kN} \quad (12)$$

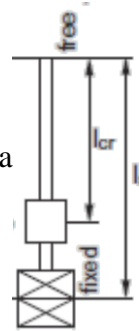
O que equivale a um factor de segurança **40,3**.

$$S = \frac{F_{cp}}{\text{Carga}_{\text{movimento}}} \quad (13)$$

$$S = 40,3$$

Verificação da velocidade crítica para a operação de subida (n_{crp}) com $f_{ncr} = 2,6$ e $l_{cr} = 54mm$ (Figura 63):

Figura 63 - Comprimentos para o cálculo da velocidade.



$$n_{cr} = f_{ncr} \times \frac{d_2}{l_{cr}^2} \times 10^7 \text{ (min}^{-1}\text{)} \quad (14)$$

$$n_{crp} = 0,8 \times n_{cr} \text{ (min}^{-1}\text{)} \quad (15)$$

$$n_{crp} = 199.369 \text{ rpm}$$

Como o sistema será por accionamento manual, não será possível ter uma velocidade angular como a apresentada.

Verificada a carga permissível, determinar-se-á o binário e a potência necessária pelo cálculo de catálogo. Assumindo uma eficiência mecânica $\eta = 0,9$ e $n = 324 \text{ rpm}$:

$$M_{ta} = \frac{F_L \times P}{2000 \times \pi \times \eta} \quad (16)$$

$$M_{ta} = 3,6 \text{ Nm}$$

$$P_a = \frac{M_{ta} \times n}{9550} \quad (17)$$

$$P_a = 0,12 \text{ kW}$$

No entanto, a aplicação de uma caixa “*poggi*” com o índice de 2:1 da *Poggy Transmissioni Meccaniche, S.P.A.*® [31] permite ter à entrada um binário de 1,8Nm, valor já aceitável para um movimento manual.

No entanto, o tamanho necessário para o funcionamento desta solução é excessivo para aplicar na posição nas máquinas laser (Figura 64). Assim, será estudada uma solução de elevação com cilindros pneumáticos (Capítulo 3.3.3).

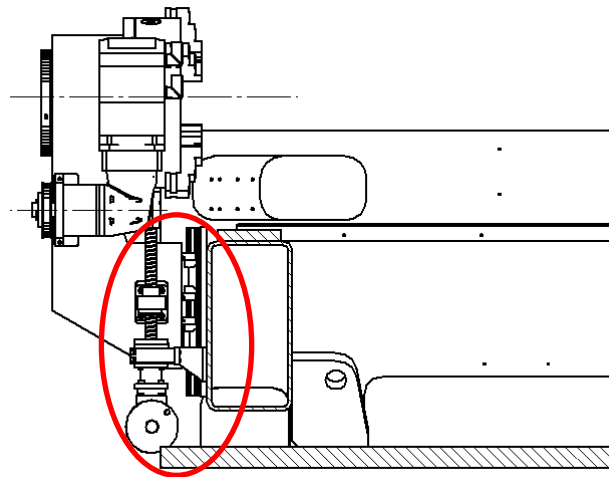


Figura 64 - Posicionamento do fuso de potência na L.P.

3.3.3 Cilindro pneumático

A selecção de um cilindro pneumático para o efeito de elevação do sistema rotativo foi efectuada considerando o curso a elevar e a carga a suportar durante o movimento de elevação (ver Tabela 21).

Tabela 21 - Características e dimensionamento do cilindro.

Massa a elevar (kg)	378			
Curso (mm)	80			
Cilindro				
Diâmetro do Pistão (mm)	80	100	80	100
	AVANÇO		RECUO	
Força teórica para 6 bar (N)	3.016	4.712	2.721	4.418
Factor Segurança	1,6	1,3	0,9	0,7
Número Cilindros	2	1	2	1
Área (mm ²)	5.027	7.854	4.536	4.418
Pressão (bar)	5	5	5	5
Força para 5 bar (N)	2.546	3.978	2.297	2.238
Factor Segurança	1,4	1,1	1,2	0,6

Atendendo à gama de cilindros autoblocantes da *Festo*[®] [32], com a utilização de dois cilindros DNCB 80, é possível respeitar os valores a suportar com um factor de segurança teórico de 1,4 para uma pressão de 5bar no movimento de elevação. Sendo esta a escolha para a elevação do Sistema Bucha (Figura 65).

Para suportar e manter a posição do sistema são utilizados dois “*latch clamp*” da *Elesa*[®] (Figura 66 e Figura 67), com possível de ajustar o curso e, cada um, com a capacidade de aguentar uma carga de 7.000N.

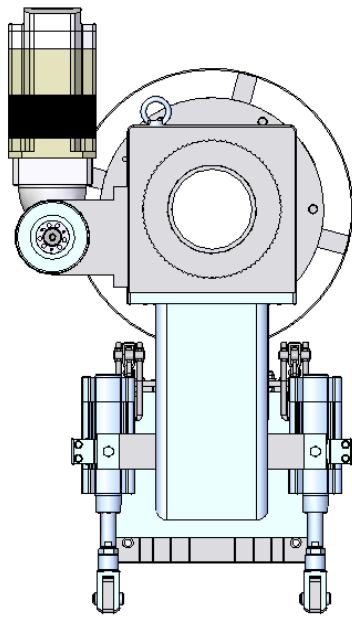


Figura 65 - Sistema Bucha com dois cilindros pneumáticos para elevação.

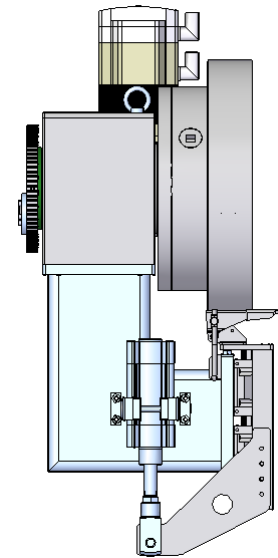


Figura 66 - Sistema Bucha. Cilindro e fixação.

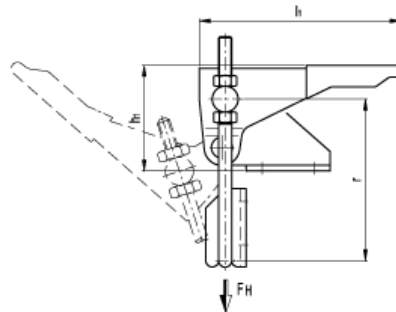


Figura 67 - *Latch clamp*.

3.4 Solução Final

Apesar de todas as soluções de projecto ficarem sujeitas a revisões após o fabrico e montagem, as soluções seguintes são finais no âmbito deste relatório.

3.4.1 Solução em aço

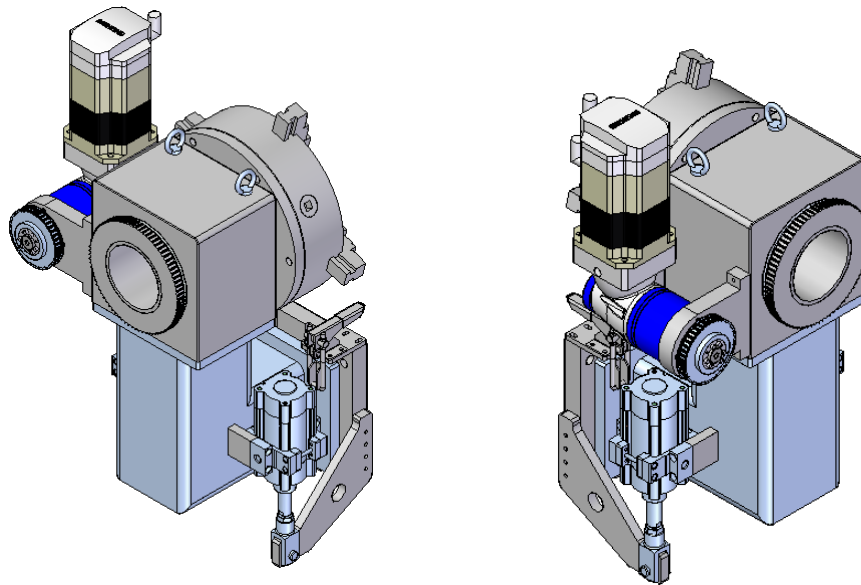


Figura 68 - Solução para o RTC v2 em aço.

3.4.2 Solução em Granito Polimérico

Deve-se referir neste ponto que o estudo desta solução não foi concluído, pois se trata de uma solução protótipo. Ficando por concluir a adaptação da fixação do sistema de elevação à estrutura da máquina laser.

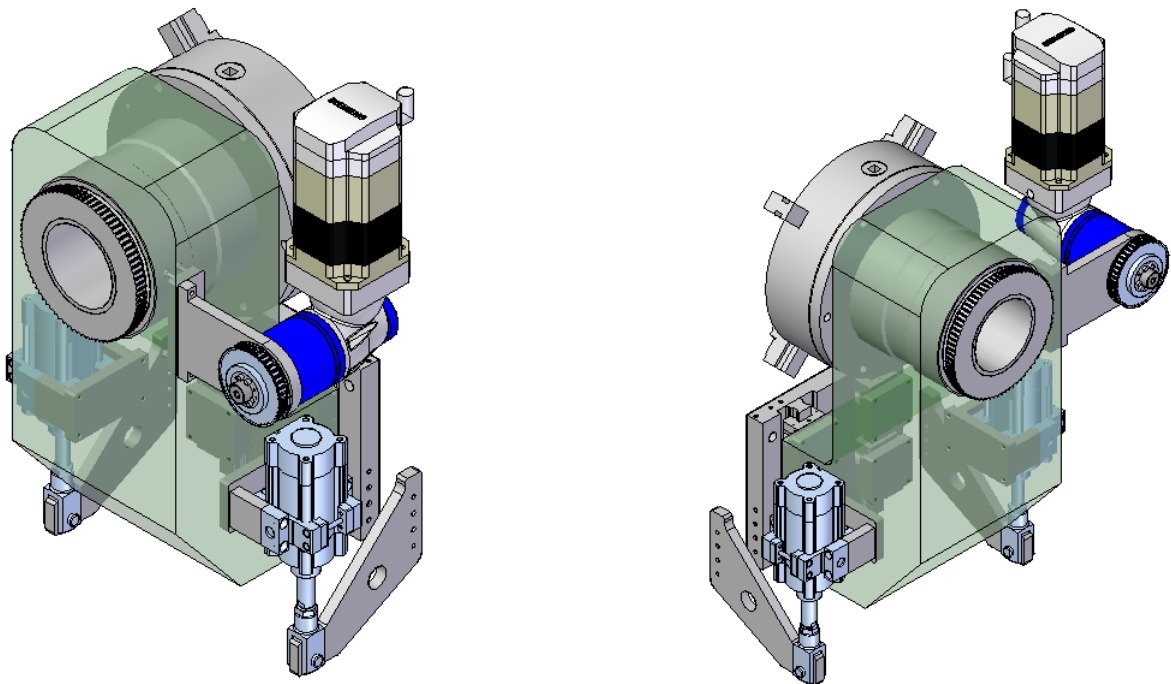


Figura 69 - Solução para o RTC v2 em compósito.

4 Sistema Suporte de Tubo

O estudo para o Sistema Suporte de Tubo foi desenvolvido de modo a encontrar melhoramentos para a solução existente. Sendo que alguns componentes foram apenas redimensionados e outros totalmente substituídos.

Como já foi mostrado no Capítulo 2.3.2, o suporte apoiava-se exclusivamente num único lado da estrutura. A solução que será apresentada foi desenvolvida com o objectivo que o apoio seja feito sobre as duas guias da estrutura.

É de referir, também, que esta nova solução foi projectada tendo por base o constrangimento referido no Capítulo 3.2.3

4.1 Desenvolvimento dos componentes

O dimensionamento dos componentes para acoplamentos e em peças que implicam precisão foi efectuado tendo em conta as tolerâncias geométricas, dimensionais e estados de superfície de acordo com a normalização referente no livro de Desenho e Construções Mecânicas por Simões Morais [29].

4.1.1 Movimentação nas guias

A principal preocupação no movimento do Suporte Tubo ao longo das guias prendia-se com o facto da solução existente contemplar o movimento numa única guia. Para se conseguir este feito, era necessário que o suporte, uma vez em contacto com a guia, não girasse, daí a existência dos roletes na face superior do suporte (Figura 70). Esta situação provocava dificuldades aos montadores para colocarem este suporte no sítio correcto.

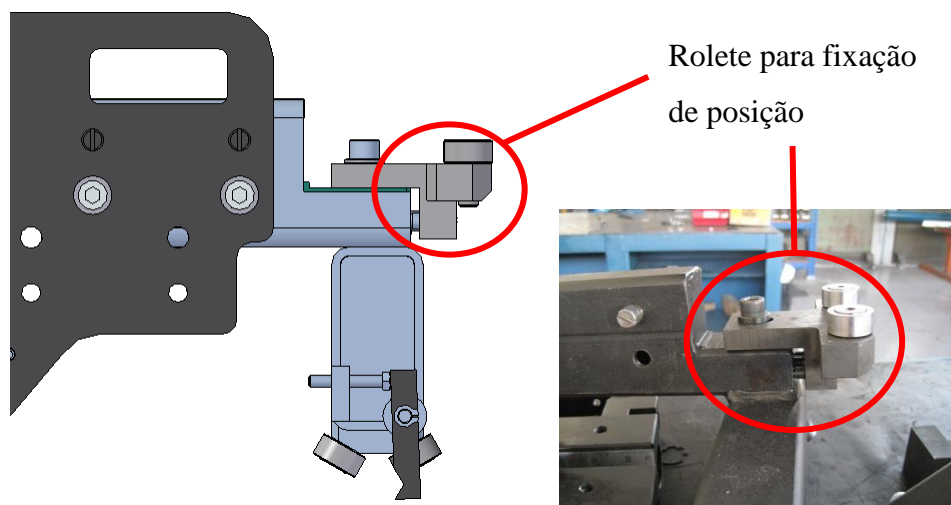


Figura 70 - Apoios para guia única - RTC v1.

Com a intenção de utilizar o apoio em duas guias, recorreu-se à solução já existente para a *Shuttle Table*, mesa que transporta a chapa. Esta recorre a rodas guia e rodas planas na extremidade oposta.

Para garantir que o contacto das rodas com as guias, onde o suporte se movimenta, é aplicado um travão (Figura 71), evitando o trepidar por vibração. Esse travão, idêntico ao usado no sistema original.

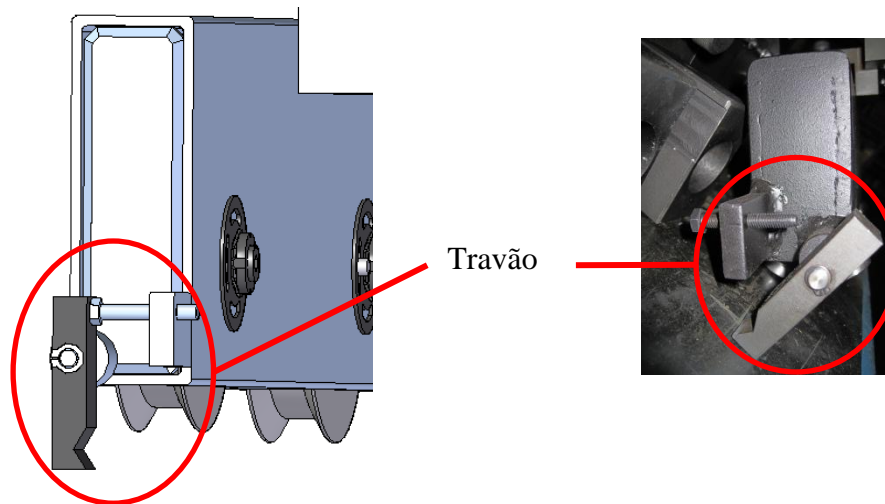


Figura 71 - Travão para Carro Suporte Tubo

4.1.2 Tubo de Sustentação

Para fazer a ligação entre as guias e sustentar a estrutura de suporte de tubo inicialmente foi utilizado um tubo de perfil rectangular 80x40mm (Figura 72), com 4mm de espessura e 1580mm de comprimento.



Figura 72 - Perfil rectangular 80x40mm.

No entanto, a necessidade de variar de posição na vertical e na horizontal implicava um sistema de placas/chapas que aumentariam o peso da estrutura, assim como, dificuldades em fixar o sistema ao tubo.

Na procura de uma melhor solução, optou-se por aplicar um perfil quadrado de 80mm em alumínio da *MayTec*® [33] (Figura 73). A existência de rasgos no perfil permite que fique incluído a movimentação ao longo do eixo horizontal.

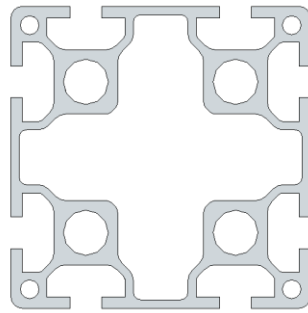


Figura 73 - Perfil do tubo em alumínio *MayTec*®

Para fixar o suporte neste tubo em alumínio, a mesma empresa tem um produto para o efeito. Com o recurso a uma fêmea em T (Figura 74) é possível roscar um parafuso ou um punho M8 e bloquear a posição desejada.

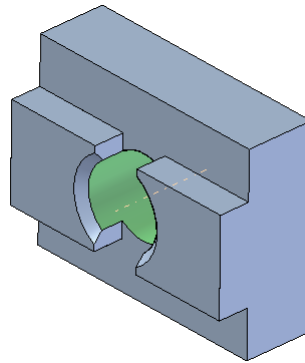


Figura 74 - Fêmea T M8 da *MayTec*®.

Garantida a afinação horizontal, também se tem de garantir que o sistema é alinhável na vertical. Assim, na chapa, que suporta e liga o tubo em alumínio ao conjunto das rodas, foram incluídos rasgos que permitem uma afinação vertical (Figura 75).

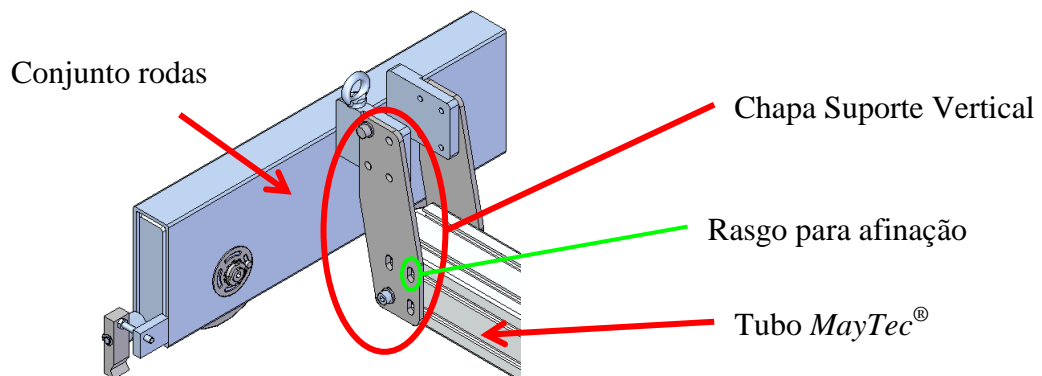


Figura 75 - Chapa Suporte Vertical.

4.1.3 Placa Base

A placa base tem todo o conjunto de suportes e de guiamentos que permitem manter o tubo concêntrico com a bucha. Essa placa tem uma espessura de 10mm e é feita por corte a laser, sendo posteriormente efectuado o roscado dos furos que o exigem.

Como se pretendia manter o apoio axial e o apoio radial, o corte da chapa e o posicionamento dos furos para estes apoios é muito idêntico à placa base original utilizada no Suporte de Tubo para o RTC v1.

Sendo prevista a utilização do Sistema de Bucha do RTC v1 com este Suporte de Tubo, tornou-se necessário realizar a solução que permitisse os constrangimentos para o RTC v1. Assim, pode observar-se na Figura 76 e na Figura 77 que a diferença passa pela mudança da posição inferior para a superior. Esta mudança de posição será abordada no Capítulo 4.1.6.

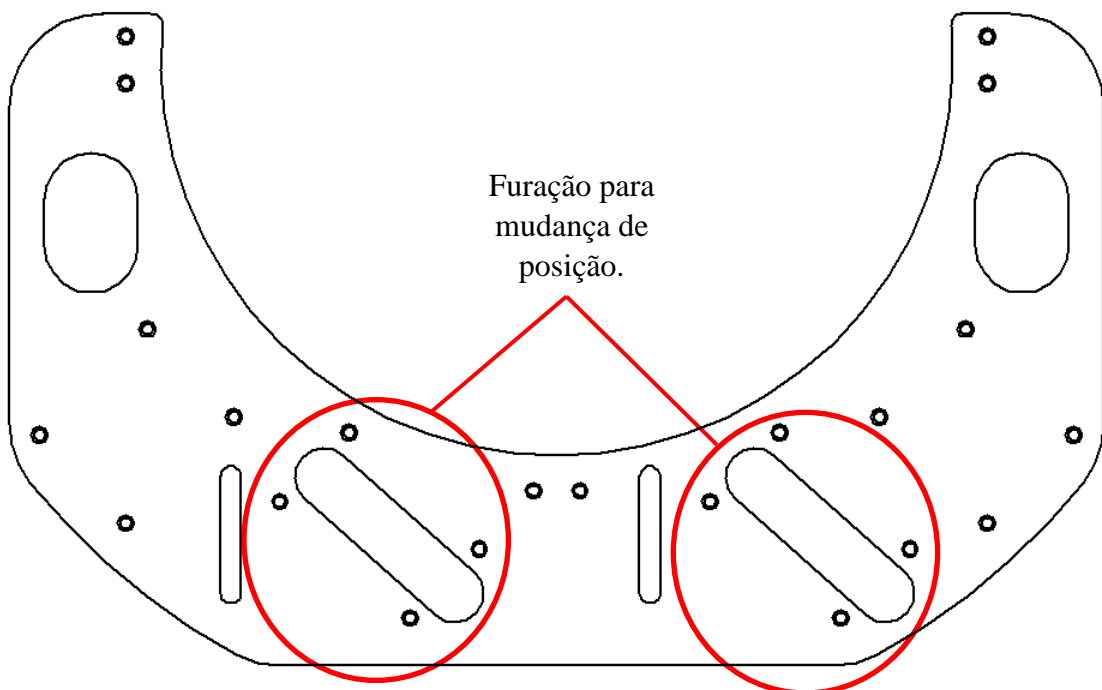


Figura 76 - Placa base para RTC v1

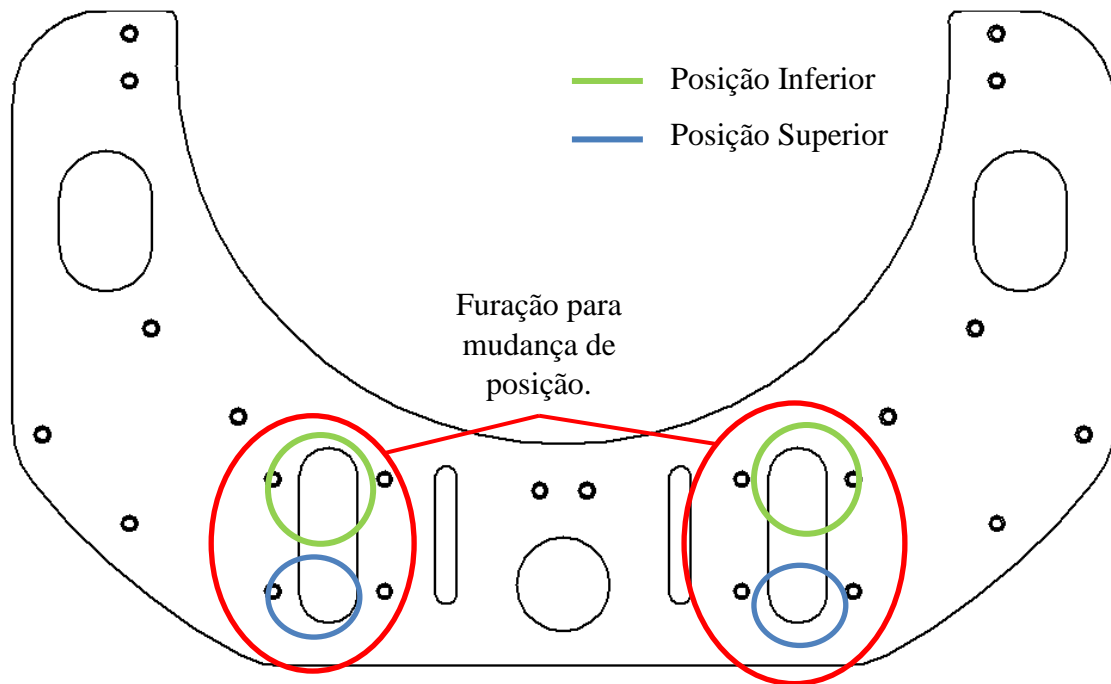


Figura 77 - Placa base para novo RTC v2

4.1.4 Apoio Radial

A alteração efectuada a este tipo de apoio reduziu-se apenas ao reformular das dimensões, ficando a ideia construtiva igual. Assim, cada apoio radial é constituído por:

- Uma haste com comprimento para garantir o suporte dos diversos diâmetros de tubo;
- Um veio de suporte do rolamento radial
- Dois pernos roscados M5x10 para fixar o veio de suporte do rolamento axial;
- Uma régua que permite saber qual o diâmetro que está a ser ajustado;
- Um punho que garante a fixação da posição desejada;
- Uma fêmea e parafuso recartilhados para fazer a afinação da posição da haste.

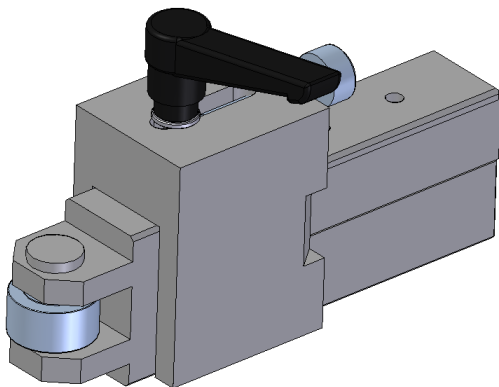


Figura 78 - Apoio radial do suporte tubo original.

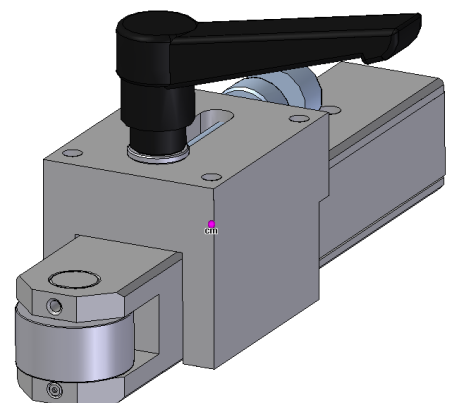


Figura 79 - Novo apoio radial.

Como se pode observar pela Figura 78 e pela Figura 79 existe uma grande variação das dimensões mas sem alteração do comprimento da haste. Esta tem que ser mantida para garantir o suporte à gama de tubos admissível. O rolamento da FAG® [19] utilizado (um por

cada haste) numa e noutra situação é o mesmo, NUTR17 (carga radial dinâmica admissível: 13000N; carga radial estática admissível: 24900N). Inicialmente verificou-se ser possível passar para um rolamento mais pequeno, NUTR15 (carga radial dinâmica admissível: 8500N; carga radial estática admissível: 16800N), que teria capacidade para suportar a carga. Todavia, esta mudança iria implicar um novo componente na base de dados da Adira, indo contra a filosofia de normalização/standardização, e nela já é recorrente a utilização do NUTR17.

A principal alteração está na haste. Para além de ter sido redimensionada, a fixação do rolamento deixou de ser feita por veio que teria de entrar com aperto nos furos da haste, passando o veio a ser fixado com pernos roscados M5x10 da *Fabory*[®] [23] na extremidade que fica na haste (Figura 80).

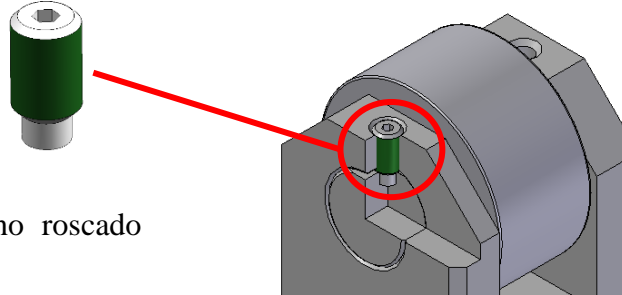


Figura 80 - Perno roscado da *Fabory*[®].

4.1.5 Apoio Axial

O facto de ter sido incluído um tubo para sustentar o suporte de tubo, obrigou o redesenhar deste apoio (Figura 81). Este necessita de estar alinhado com os discos postiços que amparam no apoio radial, sendo necessário para manter esta característica sem haver interferência com o tubo (Figura 82).



Figura 81 - Apoio Axial do Suporte Tubo original.

Para garantir que o guiamento dos discos seja feito para os dois tamanhos disponíveis, o apoio axial tem uma peça para a extensão do suporte com duas furações para o efeito (Figura 83). Esta nova extensão permitiu ser simplificada ao ser retirada a maquinação que a peça original tinha.

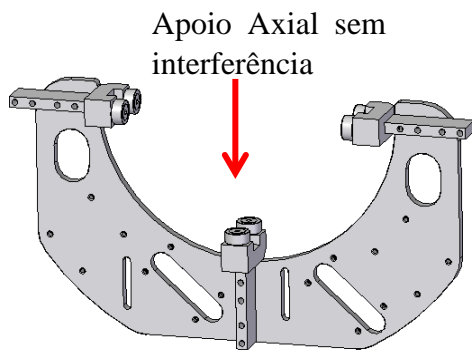


Figura 82 - Novo Apoio Axial posicionado.

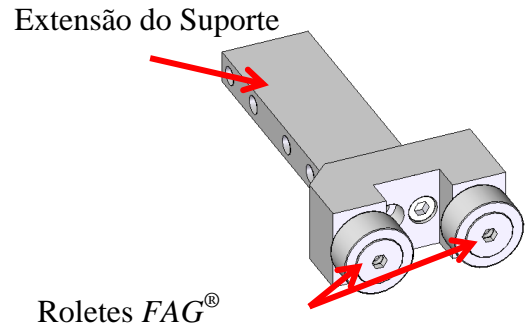


Figura 83 - Novo Apoio Axial.

4.1.6 Mudança de Posição

A mudança da posição inferior para a posição superior é feita de modo a que não haja desafinação das posições. Isto é, garantindo que quando o operador muda de posição, não irá perder a referência do tubo na outra posição. Para garantir isso, os componentes de afinação encontram-se fixos ao carro e este mantém-se imóvel aquando da mudança. Assim, só a placa base, e os componentes a ela anexados, é que se movimentarão durante a operação.

Então, dever-se-á destacar os componentes inerentes:

- Punho de fixação: garante o aperto da placa base ao tubo, roscando um veio a uma fêmea T de fixação nos rasgos do perfil tubular.

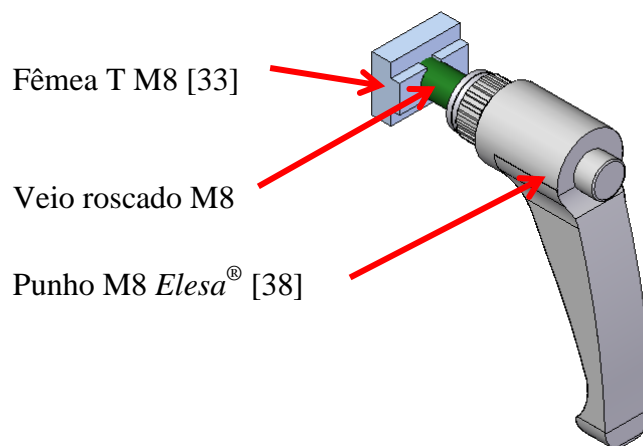


Figura 84 - Punho de fixação do suporte tubo.

- Posicionador cilíndrico: Este conjunto (Figura 85) suporta a posição da placa base e garante a afinação do Suporte Tubo por intermédio da fêmea que se desloca ao longo do eixo horizontal. Uma vez posicionado é fixo por intermédio de um parafuso.

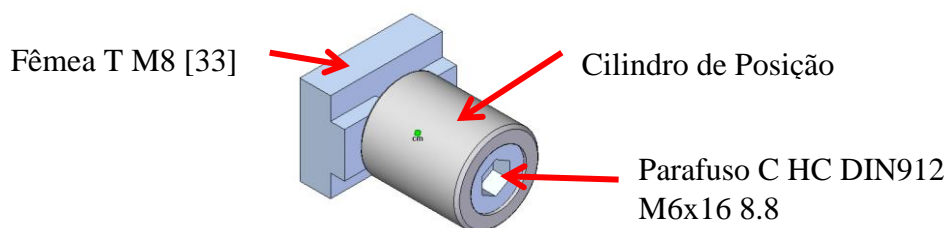


Figura 85 - Posicionador cilíndrico.

- Chapa de Posição: Esta chapa de 6mm de espessura garante o suporte da placa base no posicionador cilíndrico. Para garantir o correcto posicionamento, a chapa apresenta dois pares de furos, em que um par tem um diâmetro que permite uma ligeira afinação de posição, onde passa o parafuso que irá roscar num furo previamente feito na placa base. O outro par de furos serve para fixar a posição da chapa após ter sido afinada, sendo aberto o furo roscado na placa base e fixada, também, por parafusos.

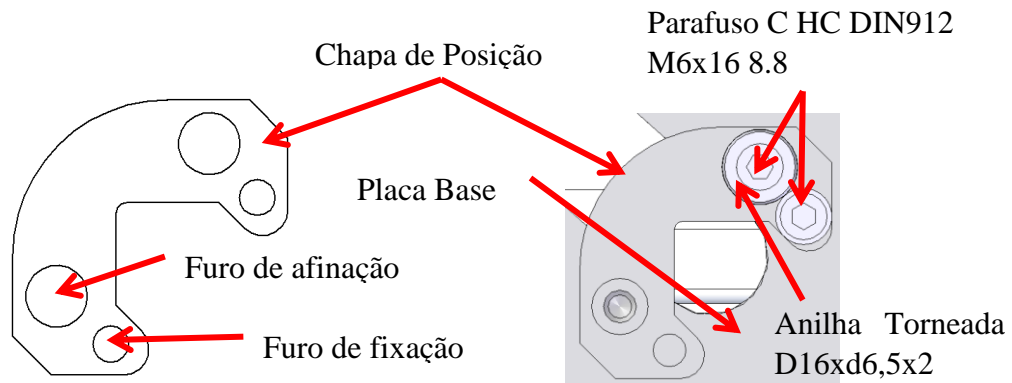


Figura 86 - Chapa de Posição.

4.1.6.1 Sequência de Mudança de posição

A seguir será descrito o procedimento para mudar da posição inferior para a posição superior.

1º Passo: Destruar e folgar a fixação pelos punhos.

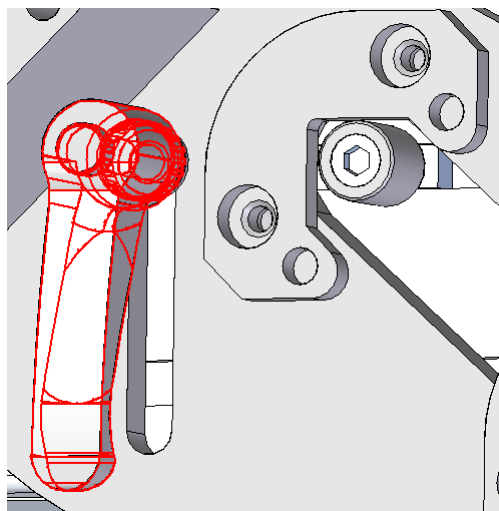


Figura 87 - Destruar e folgar a fixação pelos punhos.

2º Passo: Afastar a Placa Base do tubo de sustentação 7mm para permitir que no deslizamento a chapa de posição passe por cima do cilindro de posição.

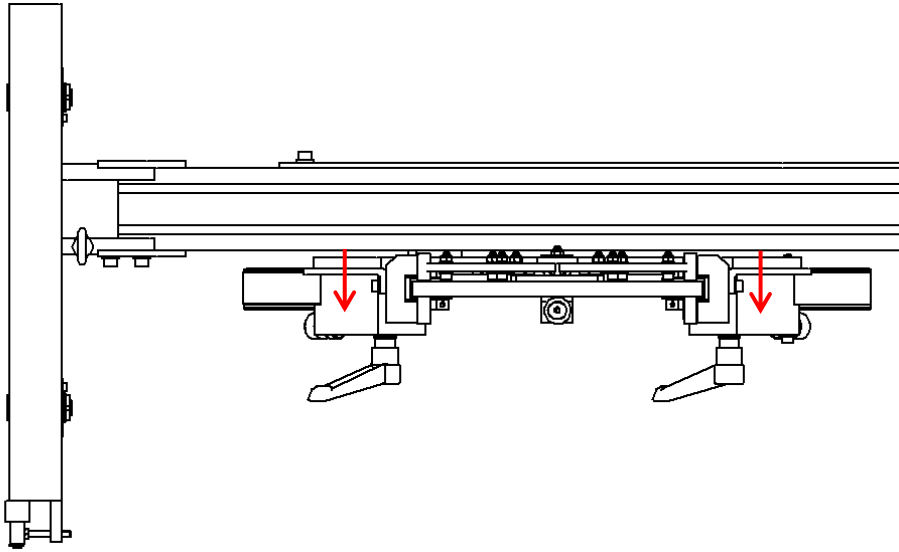


Figura 88 - Afastamento da placa base do tubo de sustentação.

3º Passo: Deslizar o suporte até à posição superior.

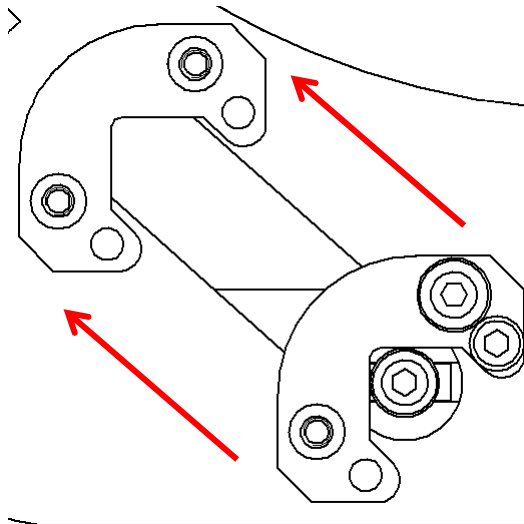


Figura 89 - Deslizar o suporte até à posição superior.

4º Passo: Fixação do suporte na posição superior por intermédio dos punhos para o efeito.

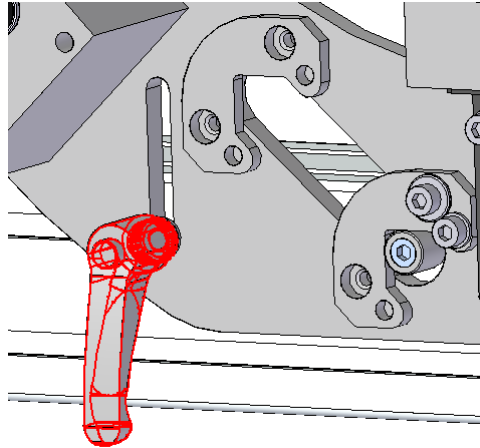


Figura 90 - Fixação da placa base na posição superior.

4.2 Solução Final

A solução final obtida consegue dar uma maior flexibilidade na afinação do Suporte Tubo com a Bucha. No entanto, o facto deste se apoiar em duas guias, implica um aumento da massa, 57kg contra 43kg do sistema inicial. Todavia, a montagem deste é facilitada na medida em que permite que o conjunto carro (34 kg) seja montado sobre as guias e, posteriormente, o suporte para o tubo (23 kg).

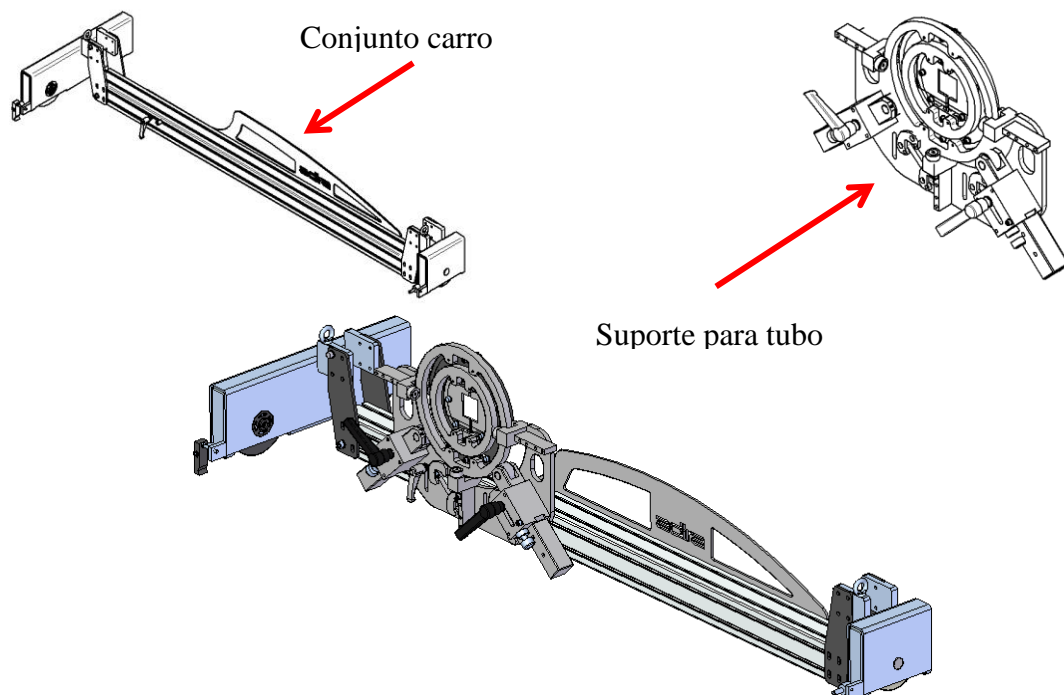


Figura 91 - Solução final Suporte Tubo.

5 Notas Finais

O desenvolvimento desta dissertação em ambiente empresarial possibilitou observar e participar em diversas etapas referente ao projecto de máquinas, através da participação na fase de análise de custos com a análise ABC, na fase de projecto de engenharia com este sistema rotativo para corte de tubo e com o acompanhamento numa máquina laser LP, assistência CAD no acondicionamento de máquinas em contentores marítimos para transporte, e também através do contacto com fornecedores.

O conhecimento e experiência adquirido durante este período permitiu, também, compreender que um projecto, para além da fase de concepção e de orçamentação, não termina sem antes ser feita a validação prática da concepção. Peças onde aparecem “perfeitas” no desenho CAD, durante o fabrico, ou durante a montagem, pode não ser possível garantir as tolerâncias geométricas, obrigando a um redimensionar das peças ou definir uma nova solução para o problema.

Visando a optimização do sistema rotativo para uma máquina corte tubo a laser foi alterado o sistema de mudança de posição, passando a ser linear vertical em vez de rotacional sobre um eixo. Foram apresentadas duas soluções para o sistema bucha com o desenvolvimento do corpo em aço ou com o corpo num compósito de granito com resina epoxi.

Não é dado como concluído o estudo do corpo em compósito, pelo que se deve dar atenção à base que fixa o suporte na estrutura da máquina laser e sustenta os cilindros pneumáticos. Futuros desenvolvimentos devem ter em agenda a elaboração da caixa de moldação. Também se deverá dar atenção à fixação da posição do sistema bucha com o recurso a *Latch Clamps* poderá não garantir a repetibilidade

O suporte de tubo foi alterado para colmatar o problema de afinação, montagem e utilização, passando a poder ser montado em duas partes sem perder a afinação inicial. Foi, então, projectado para apoiar em duas guias, contrastando com a solução inicial de uma guia apenas. Este suporte de tubo já se encontra em processo de fabrico.

Para saber se as soluções desenvolvidas correspondem a um custo inferior, comparativamente com as soluções iniciais, deveria ser feito uma orçamentação às máquinas. No entanto, o tempo decorrido no desenvolvimento desta dissertação em ambiente empresarial não permitiu alcançar essa etapa.

6 Referências e Bibliografia

1. Adira S.A. Adira S.A. [Online] <http://www.adira.pt>.
2. Estrela, J.M.A, 'Racionalização da máquina de corte a laser CCL 3015 na ADIRA, SA', Mechanical Engineering MSc Thesis, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, July 2009.
3. Brito e Faro, Tiago Maria Carvalho Cunha. Estudo e optimização de corte por laser de alta velocidade em chapa metálica. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2006. Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica.
4. Wikipédia, a enciclopédia livre. Laser. Wikipedia. [Online] 2010. <http://en.wikipedia.org/wiki/Laser#History>.
5. Université du Maine. Laser: Fundamentals. Optique pour l'ingénieur. [Online] 2009. http://prn1.univ-lemans.fr/prn1/siteheberge/optique/M1G1_FBalembois_ang/co/Contenu_15.html.
6. ESAB Cutting System. Laser Cutting Process. [Online] 2010. <http://www.esabcutting.com/cutting/en/process/laser-cutting-process.cfm>.
7. Adira, S.A. Manual de Operação CCL - Opção Corte de Tubo.
8. Wikipédia, a enciclopédia livre. Benchmarking. Wikipedia. [Online] 2010. <http://pt.wikipedia.org/wiki/Benchmarking>.
9. Marks Brothers, Inc. Laser Tube Cutting. YouTube. [Online] 2009. <http://www.youtube.com/watch?v=UeGVbtrrHjE>.
10. Testra Corporation. Laser Tube Cutter. YouTube. [Online] 2008. <http://www.youtube.com/watch?v=16z8SKjWn6Q&feature=related>.
11. Tech-Weld, Inc. Mazak SG-U44 6 Axis Tube Laser Cutting & 3D Cutting. YouTube. [Online] 2008. <http://www.youtube.com/watch?v=jCpr2dzg3ec&feature=related>.
12. Precitec. Precitec Laser Cutting Head M1.5" in action. YouTube. [Online] 2009. <http://www.youtube.com/watch?v=QpNVJdLxXuY&feature=related>.
13. CNCzone.com. Epoxy-Granite machine bases. CNCzone.com-The Largest Machinist Community on the net. [Online] <http://www.cnczone.com/forums/showthread.php?t=38800>.
14. Equinotec, S.A. 2010. <http://www.equinotec.com>.
15. Pereira, Moacir. O uso da curva ABC nas Empresas. KPlus. [Online] Editora Komedi, 1999. <http://www.kplus.com.br/materia.asp?co=5&rv=Vivencia>.

16. J. M. A. Estrela, J. Figueira, T. Brito e Faro, P. M. S. T. de Castro, 'Rationalization of the laser cutting machine ADIRA CCL 3015', Proceedings of the First International Conference on Integration of Design, Engineering and Management for innovation IDEMI'09, Porto, Portugal, September 14-15, 2009.
17. Adira, S.A. RTC-Calculo v2.xlsx. 2010.
18. Pinhol, S.A. 2010. Tubos em aço.
19. Schaeffler Technologies GmbH & Co. KG. INA/FAG. Catálogo. <http://www.schaeffler.com>.
20. SKF. SKF Bearing Select. [Online] 2007. <http://webtools.skf.com/BearingSelect/frames.jsp?lang=en&lang=en&loginTicket=DFLMOJJORSVWP-P8264383-R>.
21. Mulco-Europe EWIV. Timming Belt Calculation. Mulco. [Online] 2010. <http://mulco.gwj.de/en/staticpages/berechnung.htm?lang=en&comp=all>.
22. SATI S.P.A. Sistemi di bloccaggio. 2010. Polias e Elementos de Fixação.
23. Fabory. Catálogo. <http://www.fabory.pt>.
24. Wittenstein Alpha GmbH. Cymex. 2010.
25. Siemens, S.A. Motores e Accionamentos. 2010.
26. Vrtanoski, G. e Dukovski, V. Design of polimer concrete main spindle housing for cnc lathe. Gliwice-Wista, Poland : Achivements in Mechanical and Materials Engineering, 2005. Vol. 13th.
27. Czarnecki, Lech, et al., et al. Optimization of Polymer Concrete Composites: Final Report. Maryland, U.S.A. : National Institute of Standards and Technology, 1999.
28. Bosch Rexroth. Ball Rail Systems. 2009. Catálogo - Patins.
29. Simões Morais, José Manuel. Desenho de Construções Mecânicas. 21ª. s.l. : Gráficos Reunidos, Lda. Vol. 3º. ISBN: 972-9247-01-3.
30. Rexroth - Bosch Group. Catálogo. <http://www.boshrexroth.com>.
31. POGGI TRASMISSIONI MECCANICHE SPA. 2010. <http://www.poggispa.com/>.
32. Festo AG & Co. KG. Catálogo. <http://www.festo.com>.
33. MayTec. Catálogo. <http://www.maytecinc.com>.
34. Mcgraw Hill. Dictionary Of Engineering. 2nd Edition. s.l. : Mcgraw Hill, 2003.
35. Instituto de Apoio às Pequenas e Médias Empresas e à Inovação. Benchmarking e Boas Práticas. [Online] IAPMEI. <http://www.iapmei.pt/iapmei-bmkartigo-01.php?temaid=2>.
36. SAP - Systems Applications and Products. Criação de uma análise ABC. [Online] 2007. http://help.sap.com/saphelp_40b/helpdata/pt/c1/375bd9449a11d188fe0000e8322f96/content.htm.
37. Dias, Manuela Cristina da Costa Ferreira. A Internacionalização e os Factores de Competitividade: O Caso Adira. Faculdade de Economia da Universidade do Porto. 2007. Dissertação de Mestrado em Ciências Empresariais - Especialização Marketing.

38. Elesa+Ganter. General Catalogue. Catálogo. <http://www.elesa-ganter.com>.
39. Dirak GmbH. Catálogo. <http://www.dirak.com>.
40. Reis, J.M.L. e Ferreira, A.J.M., 'A contribution to the study of the fracture energy of polymer concrete and fibre reinforced polymer concrete', Polymer Testing, vol.23, 2004, pp.437-440
41. Cortés, F. e Castillo, G. Comparison between the dynamical properties of polymer concrete and grey cast iron for machine tool applications. Mondragon, Spain : Elsevier, 2007. Vol. 28, pp. 1461-1466.
42. Ping, Xu e Ying-hu, Yu, 'Research on steel-fibber polymer concrete machine tool structure', Journal of Coal Science & Engineering, vol.14, 2008, (4), pp.689-692

ANEXO A: Fornecedores Contactados

- RSTSMAS, S.A.;
- SCHAEFFLER IBERIA, S.L.U.;
- EPIDOR PORTUGAL – COMPONENTES INDUSTRIAIS LDA.;
- ROLISA – ROLAMENTOS, PEÇAS E ACESSÓRIOS PARA A INDUSTRIA, LDA.;
- EQUINOTEC, S.A.;
- SIEMENS, S.A.;
- REIMAN.COMÉRCIO DE EQUIPAMENTOS INDUSTRIAIS, LDA.

ANEXO B: Selecção de Rolamentos pela SKF®



Information

Title: RTC V2
Name: Bruno Santos
Company (etc.): Adira, S.A.; FEUP.
Comments: Selecção dos rolamentos de suporte de bucha.

Bearings

	Left side	Right side
Bearing type:	Deep groove ball bearings, Single row	Deep groove ball bearings, Single row
Designation:	6032-2RS1	6032-2RS1
Position:	19.0 mm	199.0 mm
Mounting:	Bearing supporting the axial load: None (Axial load ignored)	

Lubrication

Lubrication specification method: SKF grease
Grease: LGMT 2: All purpose industrial and automotive
EP additives: No

Running conditions

	Time	Speed	Temp	x/r	y/ Φ	z	F_x/F_r	F_y/F_t	F_z
		<i>r/min</i>	$^{\circ}\text{C}$	<i>mm</i>	<i>mm/deg</i>	<i>mm</i>	<i>kN</i>	<i>kN</i>	<i>kN</i>
Interval 1:	100	100	25	Cart. 0.0	0.0	1500	0.5	0.0	0.0
Static loads:				Cart. 0.0	0.0	223.5	0.5	0.0	0.0
				Cart. 0.0	0.0	1730	4.41	0.0	0.0

Contamination factor

Cleanliness classification: **Normal cleanliness**
 Clean assembly, good sealing. Regreasing according to manufacturer specifications.

Resulting loads

6032-2RS1 (Deep groove ball bearings, Single row)

	Radial load <i>kN</i>	Axial load <i>kN</i>	Equivalent load <i>kN</i>	Radial direction <i>degrees</i>	Notes
Dynamic load	3.614	0.0	3.614	180	
Static load	37.58	0.0	37.58	180	

Bearing type: Deep groove ball bearings, Single row

Position: Right side (199.0 mm)

Designation: 6032-2RS1

SKF rating life

L_{10mh} : >10000000 *hours*

ISO basic rating life

L_{10h} : 7000000 *hours*

L_{10} : 42000 $10^6 rev$

Speed: 100 *r/min*

Temperature: 25 °C

Operating viscosity: 281 mm^2/s

Viscosity ratio, κ : 4.7

Contamination factor, η_c : 0.84

SKF life modification factor, a_{SKF} : 50

Resulting loads

6032-2RS1 (Deep groove ball bearings, Single row)

	Radial load <i>kN</i>	Axial load <i>kN</i>	Equivalent load <i>kN</i>	Radial direction <i>degrees</i>	Notes
Dynamic load	4.114	0.0	4.114	0	
Static load	42.49	0.0	42.49	0	

Summary - SKF Rating Life

Bearing type: Deep groove ball bearings, Single row

Designation: 6032-2RS1

Clearance: Normal

Position: Left side (19 mm)

Designation	d <i>mm</i>	D <i>mm</i>	B <i>mm</i>	C <i>kN</i>	C ₀ <i>kN</i>	L _{10m} $10^6 rev$	L _{10mh} <i>hours</i>	S ₀	Notes
6032-2RS1	160.0	240.0	38.0	143.0	143.0	3100000	>10000000	3.8	

Bearing type: Deep groove ball bearings, Single row

Designation: 6032-2RS1

Clearance: Normal

Position: Right side (199 mm)

Designation	d <i>mm</i>	D <i>mm</i>	B <i>mm</i>	C <i>kN</i>	C ₀ <i>kN</i>	L _{10m} $10^6 rev$	L _{10mh} <i>hours</i>	S ₀	Notes
6032-2RS1	160.0	240.0	38.0	143.0	143.0	2100000	>10000000	3.4	

ANEXO C: Relatório *Mulco*® das polias

Mulco - Europe EWIV

Heinrich-Nordhoff-Ring 14 - 30812 Garbsen - Tel: +49 5131 4522-0 - Fax: +49 5131 4522-110 - eMail: info@mulco.de



geometry overview RTC v2

pulley	rot. direc.	No. of teeth	X [mm]	Y [mm]	pitchØ [mm]	outsideØ [mm]	span length [mm]	angle of mesh [°]	arc Length [mm]	centre dist. [mm]
1	ccw	40	0.00	0.00	127.50	125.50	282.26	141.98	157.98	289.35
2	ccw	80	285.00	50.00	254.83	252.83	168.86	194.06	431.56	195.77
3	ccw	0	100.00	114.04	56.70	50.00	147.49	23.95	11.85	151.68

Synchroflex - Timing belt 16.0 AT10/1200.0

power overview RTC v2

pulley	No. of teeth	drive r.p.m.	No. of meshed teeth	No. of teeth in mesh (for power)	span length [mm]	freq. [Hz]	req. belt width [mm]	max. transferable power [kW]
1	40	200.00	15.00	12.00	282.26	132.63	7.24	1.67
2	80	100.00	43.00	12.00	168.86	221.71	6.85	1.76
3	0	449.43	0.00	0.00	147.49	253.83	0.00	0.00

Synchroflex - Timing belt 16.0 AT10/1200.0

Mulco - Europe EWIV

Heinrich-Nordhoff-Ring 14 - 30812 Garbsen - Tel: +49 5131 4522-0 - Fax: +49 5131 4522-110 - eMail: info@mulco.de



power data RTC v2

Details for pulley Nr. 1

power data

power	P	=	-0.75 kW
torque	M	=	-36.00 Nm
circumferential force	F_U	=	-564.69 N
static shaft load	F_A	=	1068.55 N

drive data

centre point	X	=	0.00 mm
centre point	Y	=	0.00 mm
direction of rotation		=	acw
centre distance	a	=	289.35 mm
span length	l_T	=	282.26 mm
no. of teeth	z_1	=	40.00
outside diameter	d_{k1}	=	125.50 mm
root diameter	d_{f1}	=	120.80 mm
pitch circle diameter	d_{D1}	=	127.50 mm
drive	n_1	=	200.00 1/min
peripheral speed	v_1	=	1.34 m/s
no. of teeth in mesh	z_{e1}	=	15.00
angle of mesh	β_1	=	141.98 °

timing belt data

pitch	t	=	10.00 mm
belt length	L_B	=	1200.00 mm
Belt width with safety factor = 1	$b_{S=1}$	=	7.24 mm
belt width selected	b	=	16.00 mm
safety of tension cord	S_{cord}	=	2.36
safety of tooth shear strength	S_{tooth}	=	2.21
pre-tension of span length	F_v	=	565.09 N
span force max.	$F_{span\ max.}$	=	847.63 N
frequency set	f	=	132.63 Hz

Synchroflex - Timing belt 16.0 AT10/1200.0

Mulco - Europe EWIV

Heinrich-Nordhoff-Ring 14 - 30812 Garbsen - Tel: +49 5131 4522-0 - Fax: +49 5131 4522-110 - eMail: info@mulco.de



power data RTC v2

Details for pulley Nr. 2

power data

power	P	=	0.75 kW
torque	M	=	72.00 Nm
circumferential force	F_U	=	565.09 N
static shaft load	F_A	=	1121.67 N

drive data

centre point	X	=	285.00 mm
centre point	Y	=	50.00 mm
direction of rotation		=	acw
centre distance	a	=	195.77 mm
span length	l_T	=	168.86 mm
no. of teeth	z_2	=	80.00
outside diameter	d_{k2}	=	252.83 mm
root diameter	d_{f2}	=	248.13 mm
pitch circle diameter	d_{02}	=	254.83 mm
drive	n_2	=	100.00 1/min
pheripheral speed	v_2	=	1.33 m/s
no. of teeth in mesh	$z_{\phi 2}$	=	43.00
angle of mesh	β_2	=	194.06 °

timing belt data

pitch	t	=	10.00 mm
belt legth	L_B	=	1200.00 mm
Belt width with safety factor = 1	$b_{S=1}$	=	6.85 mm
belt width selected	b	=	16.00 mm
safety of tension cord	S_{cord}	=	2.36
safety of tooth shear strength	S_{tooth}	=	2.33
pre-tension of span length	F_v	=	565.09 N
span force max.	$F_{span max.}$	=	847.63 N
frequency set	f	=	221.71 Hz

Synchroflex - Timing belt 16.0 AT10/1200.0

ANEXO D: Imagem da selecção do Moto-redutor - Cymex®

The screenshot displays the Cymex 3.2.2.1 software interface for configuring a drive system. The top part shows a 3D schematic of the drive system with five numbered points (1-5) indicating different components or stages. Below the schematic are three main configuration panels:


- application-definition:**
 - process load: J2: 11.389 kgm², Tp: 12.000 Nm
 - geometry: d1: 125.500 mm, d2: 252.830 mm, x2: 20.000 mm
 - dynamics: t: 4.987 s, s2: 5.541 U, n2: 100.000 Rpm, α2: 6.300 Rad/s²
- gearhead-selection:**
 - type: LPK+120-M
 - i: 3.000
 - general operation:

T2B:	136.000	Nm
T2N:	68.000	Nm
n1Max:	3500.000	U/min
n1N:	2100.000	U/min
F2AMax:	4000.000	N
F2RMMax:	4600.000	N
M2KMax:	-1.000	Nm
J1:	16.590	kgcm ²
- motor-selection:**
 - manufac.: SIEMENS AG
 - type: 1FK7083-5AF71(Bremse)
 - J: 35.900 kgcm²
 - nMax: 5900.000 U/min
 - nNenn: 3000.000 U/min
 - TNenn: 10.500 Nm
 - TMax: 50.000 Nm

The status bar at the bottom shows the configuration: LPK+120,i=3.0,s=2,DK=32 and 1FK7083-5AF71(Bremse/brake),dw=32.02 (SIEMENS AG).

cymex 3.2.2.1 ++WITTENSTEIN-Edition++ YourFirstName YourFamilyName/YourCompany/YourDepartment/gültig bis: 20.01.2011
 file application layouts language Extras ?

NewFile _Gages



application-definition

ED 40

process load
 J2: 11.389 kgm²
 Tp: 12.000 Nm

geometry
 d1: 125.500 mm
 d2: 252.830 mm
 x2: 20.000 mm

dynamics
 t: 4.987 s
 s2: 5.541 U
 n2: 100.000 Rpm
 α2: 6.300 Rad/s²

gearhead-selection

type: LPK+120-M
 i: 3.000

general operation

T2B:	34%
T2N:	46%
n1Max:	18%
n1N:	8%
FAx:	0%
FQ:	0%
M2K:	0%
total:	46%

service life time:
 Lh10: 100000 h

motor-selection

manufac.: SIEMENS AG
 type: 1FK7083-5AF71(Bremse)

TMax:	41%
TNen:	76%
nMax:	11%
nNen:	6%
S1:	50%
S5:	40%
Total:	76%

--- LPK+120,i=3.0,s=2,DK=32 1FK7083-5AF71(Bremse/brake),dw=32.02 (SIEMENS AG)