



Instituto Superior de Engenharia

Politécnico de Coimbra

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Análise e Otimização de um Processador de Corte Florestal

Relatório de Estágio para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Especialização em Construção e Manutenção de Equipamentos
Mecânicos

Autor

Nuno Miguel Silva Ferreira

Orientador

Prof. Doutor Pedro Miguel Soares Ferreira

Supervisor na empresa *Cutplant Solutions, S.A.*

Engº. Fernando Miguel Matos Penteado Henriques Fonseca

Coimbra, janeiro 2025



INSTITUTO POLITÉCNICO
DE COIMBRA

INSTITUTO SUPERIOR
DE ENGENHARIA
DE COIMBRA

AGRADECIMENTOS

Faço uso deste espaço para agradecer a todos os que contribuíram para que fosse possível a realização deste trabalho.

Aos meus pais e irmão pelo apoio e motivação que sempre prestaram ao longo desta etapa.

À empresa *Cutplant Solutions*, S.A., que possibilitaram a oportunidade de realizar o estágio e ter contacto direto com o mercado de trabalho.

Ao supervisor na empresa Eng.º Fernando Miguel Matos Penteado Henriques Fonseca pela disponibilidade em ajudar, orientar e integrar na empresa.

Ao meu orientador Prof. Doutor Pedro Miguel Soares Ferreira por ter estado sempre disponível e pronto para ajudar.

A todos os colaboradores da empresa, em especial ao Eng.º Rodrigo Afonso e ao Eng.º Lucas por todas as opiniões e conhecimento transmitido.

Aos meus colegas de mestrado por todas as dicas, informações, e partilha de experiências.

RESUMO

O relatório de estágio que se apresenta insere-se no âmbito do mestrado em engenharia mecânica na área de especialização em construção e manutenção de equipamentos mecânicos, do Instituto Superior de Engenharia de Coimbra.

O estágio decorreu na empresa *Cutplant Solutions, S.A.* que projeta e fabrica equipamentos para uso florestal com a marca *Vicort®*, nomeadamente processadores de corte que é o equipamento em estudo neste documento.

Para melhor compreensão da otimização de um processador de corte florestal, é explicado o funcionamento do mesmo, são descritos os vários componentes integrantes deste equipamento e é, também, apresentado o processo de fabrico e as várias secções da fábrica.

O ponto principal deste documento incide na otimização do processador de corte/cabeça processadora V340HD atualmente em fabrico. Através das falhas, problemas e sugestões de melhorias que surgiram ao longo do período de estágio foi realizada uma otimização de variados aspetos do equipamento.

São abordados temas tais como ajustamentos e tolerâncias dimensionais, cilindros motores e circuitos hidráulicos, forças e momentos envolvidos num movimento acionado por um cilindro hidráulico, análise de falhas estruturais com recurso a simulações numéricas pelo método de elementos finitos, tendo sido utilizado o software *Solidworks®*.

Palavras-Chave: Processador de corte florestal, Óleo-hidráulica, elementos finitos.

ABSTRACT

The internship report presented here is part of the Master's degree in Mechanical Engineering, specializing in the construction and maintenance of mechanical equipment, at the Instituto Superior de Engenharia de Coimbra.

The internship took place at the company Cutplant Solutions, S.A., which designs and manufactures equipment for forestry use under the Vicort® brand, in particular cutting processors, which is the equipment studied in this document.

To better understand the optimization of a forestry cutting processor, its operation is explained, the various components of this equipment are described, and the manufacturing process and the various sections of the factory are also presented.

The main point of this document focuses on the optimization of the V340HD cutting processor currently in production and available on the market. Through the failures, problems and suggestions for improvements that arose throughout the internship period, an optimization of various aspects of the equipment was carried out.

Topics covered include adjustments and dimensional tolerances, motor cylinders and hydraulic circuits, forces and moments involved in a movement driven by a hydraulic cylinder, analysis of structural failures by numerical simulations using the finite element method, resorting Solidworks® software.

Keywords: Wood Harvester head, Hydraulic Systems, Finite Elements.

ÍNDICE

Agradecimentos	i
Resumo	ii
Abstract.....	iii
Índice.....	iv
Índice de Figuras	vi
Índice de tabelas	x
Simbologia e Abreviaturas.....	xi
1 Introdução	1
1.1 Enquadramento.....	1
1.2 História dos Processadores de Corte Florestais	2
1.3 Objetivos do estágio	3
1.4 Estrutura do relatório	3
2 Empresa Cutplant Solutions, S.A.	5
2.1.1 Produtos <i>Vicort</i> ® Fabricados na Empresa.....	6
3 Processo de Fabrico de um Processador <i>Vicort</i> ®.....	16
3.1 Secções e Departamentos da <i>Vicort</i> ®.....	16
3.1.1 Departamento de Projeto.....	16
3.1.2 Departamento de Produção	17
3.1.3 Secção de Montagem	22
3.2 Processo de Fabrico.....	23
4 Componentes de um Processador de Corte (V340HD).....	25
4.1 Grupo Chassi e componente mecânicos.....	25
4.1.1 Chassi.....	25
4.1.2 Berço	26
4.1.3 Pinças e Chassi dos Motores.....	26
4.1.4 Rolos Centrais e Laterais	27
4.1.5 Conjunto do Serrote.....	28
4.2 Grupo Hidráulico.....	29
4.2.1 Cilindro e Motores Hidráulicos	29
4.2.2 Distribuidor Hidráulico	30
4.3 Grupo Eletrónico.....	31

5	Estudo e Otimização do Processador de Corte Vicort® V340 HD.....	33
5.1	Ajustamentos entre furos e veios das Pinças e Chassi dos motores V340HD	33
5.1.1	Falhas detetadas	34
5.1.2	Análise e determinação das tolerâncias dos ajustamentos.....	35
5.2	Análise da folga longitudinal da pinça e dos chassis dos motores	44
5.2.1	Problema encontrado e respetiva solução	46
5.3	Análise e determinação das forças aplicadas pelos cilindros hidráulicos ..	46
5.3.1	Força Hidráulica	47
5.3.2	Cálculo da força num determinado ponto do componente mecânico, aplicada por um cilindro hidráulico	47
5.3.3	Cálculo da força hidráulica necessária para obter uma determinada força num ponto do componente mecânico	50
5.3.4	Estudo e determinação das forças aplicadas pelos cilindros hidráulicos do berço no processador de corte	51
5.4	Análise do sistema de tração por rolos.....	57
5.4.1	Explicação do sistema hidráulico de movimentação dos rolos	58
5.4.2	Seleção do diâmetro dos rolos	59
5.4.3	Considerações finais.....	62
5.5	Análise por elementos finitos do berço do processador.....	62
5.5.1	Falha ocorrida	62
5.5.2	Método de estudo utilizado.....	63
5.5.3	Simulação numérica.....	64
5.5.4	Considerações finais.....	75
6	Conclusões Finais	76
	Bibliografia	77
	anexos	79

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1 – Uso do Solo Português [3].....	1
Figura 2.1 – Vista Exterior da Empresa <i>Cutplant Solutions</i> , S.A. [8].....	5
Figura 2.2 – Projeto <i>Re-Live Blades</i>	6
Figura 2.3 – Etapas do processamento de uma árvore: a) Abate; b) Derrame e descasque; c) Seccionamento em toros. [11].....	7
Figura 2.4 – Cabeça Processadora V340HD: a) Posição horizontal, pinças fechadas; b) Posição vertical, parte inferior, com pinças abertas. [11].....	8
Figura 2.5 – Cabeça Processadora V330 [11].....	9
Figura 2.6 – Cabeça Processadora V320 [11].....	10
Figura 2.7 – Cabeças Processadoras: a) V300HD; b) V400HD. [11].	10
Figura 2.8 – Abatedores Florestais: a) Abatedor de disco VAF45; b) Abatedor compacto VMFTB20. [11].	11
Figura 2.9 – Sistema de pinças com dupla articulação.....	11
Figura 2.10 – Etapas de corte de um Abatedor Florestal Vicort®: a) Abate e recolha da primeira árvore; b) Abertura das pinças superiores; c) Abate da segunda árvore, abertura das pinças inferiores; d) Fecho das pinças inferiores. [11].....	12
Figura 2.11 – Sistema <i>tilt</i> dos abatedores Vicort®.....	13
Figura 2.12 – Garra florestal 300 Hi [11].....	13
Figura 2.13 – Equipamentos Vicort® de nivelamento e limpeza florestal: a) <i>Ripper</i> ; b) Enchó c) Pá Florestal; d) Corta-Matos Florestal. [11].....	14
Figura 2.14 – Equipamento para tratores agrícolas: a) Rachador de Lenha; b) Capinadeira. [11].....	15
Figura 3.1 – Vista geral da nave de produção da <i>Cutplant Solutions</i> , SA. [8].....	16
Figura 3.2 – Equipamentos CNC: a) Fresadora de 3 eixos FMC-1500H; b) Fresadora 3 eixos <i>Sunmill</i> ® JHV-710; c) Torno de 2 eixos <i>FAT</i> ® <i>TUR MN</i> ; d) Torno de 3 eixos <i>Doosan</i> ® <i>Puma</i> 240MS.	17
Figura 3.3 – Equipamento corte a laser <i>Bystronic</i> ® <i>Bystar</i> : a) Zona onde é realizado o corte pelo laser; b) Sistema de recolha de chapas.....	18
Figura 3.4 – Serrote automático para corte de tubos e varões da <i>Cutplant Solutions</i> , S.A.	19
Figura 3.5 – Quinadeira CNC <i>Bystronic</i> ® da <i>Cutplant Solutions</i> , S.A.	20
Figura 3.6 – Secção de Soldadura da <i>Cutplant Solutions</i> , S.A.	20

Figura 3.7 – Secção de Lavagem e Pintura: a) Zona de pintura e lavagem; b) Estufa com sistema de filtração de poluentes gerados no processo.....	21
Figura 3.8 – Equipamentos da secção óleo-hidráulica: a) Zona de corte; b) Zona de cravar acessórios.	22
Figura 3.9 – Montagem de três processadores de corte.	23
Figura 3.10 – Esquema dos vários processos de fabrico de um processador de corte <i>Vicort®</i>	24
Figura 4.1 – Chassi soldado da cabeça processadora V340HD.....	25
Figura 4.2 – Berço cabeça processadora V340HD.	26
Figura 4.3 – Pinça superior esquerda da cabeça processadora V340HD.	26
Figura 4.4 – Pinça inferior esquerda da cabeça processadora V340HD.	27
Figura 4.5 – Rolos da cabeça processadora V340 HD: a) Lateral helicoidal; b) Lateral de bicos; c) Central helicoidal; d) Central de bicos.....	28
Figura 4.6 – Sistema de Serrote da cabeça processadora V340HD.	29
Figura 4.7 – Componentes do cilindro hidráulico dos processadores de corte <i>Vicort®</i>	30
Figura 4.8 – Motor hidráulico do rolo central da cabeça processadora V340HD e V330 [12].	30
Figura 4.9 – Distribuidor Hidráulico da cabeça processadora V340HD.	31
Figura 4.10 – Componentes eletrónicos do processador de corte: a) Controlador eletrónico; b) Consola; c) Punho de comando.	32
Figura 5.1 – Elementos com movimento rotacional em torno da cavilha.	33
Figura 5.2 – Elementos fixos em relação ao chassi dos motores.	34
Figura 5.3 – Desgaste no apoio da cavilha de um dos processadores de corte.	35
Figura 5.4 – Sistema de ajustamentos baseado no furo na posição H [13].	36
Figura 5.5 – Ajustamento entre apoio da cavilha e cavilha.	37
Figura 5.6 – Distancia entre furos de colocação do chassi dos motores.....	38
Figura 5.7 – Ajustamento entre apoio da cavilha e anilha de desgaste (chassi).	39
Figura 5.8 – Ajustamento entre anilha de desgaste (chassi) e cavilha.	40
Figura 5.9 – Ajustamento entre anilha de desgaste (tubo) e tubo do chassi dos motores.	41
Figura 5.10 – Anilha desgaste(tubo) e cavilha.....	42
Figura 5.11 – Ajustamento entre casquilho de bronze e tubo.	43
Figura 5.12 – Ajustamento entre casquilho e cavilha.....	44

Figura 5.13 – Folga longitudinal do chassi dos motores.	45
Figura 5.14 – Anilhas de afinação.....	45
Figura 5.15 – Vista de frente e lateral das áreas de aplicação de força [14].....	47
Figura 5.16 – Representação das forças envolventes no movimento da pinça do processador de corte.	48
Figura 5.17 – Representação pormenorizada do ponto de rotação e de aplicação de força da pinça.....	49
Figura 5.18 – Representação dos ângulos envolventes no sistema.	51
Figura 5.19 – Posições principais do chassi em relação ao berço: a) Posição com hidráulico totalmente fechado; b) Posição normal de trabalho; c) Posição com hidráulico totalmente aberto.	52
Figura 5.20 – Ângulo entre hidráulico na posição fechado e braço.....	53
Figura 5.21 – Chapa constituinte do chassi com olhal de aplicação de força: a) Antes da alteração; b) Após alteração.	53
Figura 5.22 – Ângulo entre hidráulico na posição fechado e braço, após alteração.	54
Figura 5.23 – Ângulo entre hidráulico e braço em posição normal de trabalho: a) Antes da alteração; b) Após alteração.	55
Figura 5.24 – Ângulo entre hidráulico e braço na posição com o hidráulico aberto: a) Antes da alteração; b) Após alteração.....	56
Figura 5.25 – Sistema de alimentação hidráulica dos motores.....	58
Figura 5.26 – Alimentação dos motores hidráulicos de um dos lados do processador.	59
Figura 5.27 – Falha mecânica ocorrida no berço do processador.....	62
Figura 5.28 – Secção transversal da fratura.	63
Figura 5.29 – Simplificações no sistema de rotação: a) Cavilha maciça do eixo de rotação; b) Cavilha de aplicação de força pelo hidráulico.	64
Figura 5.30 – Configuração utilizada no estudo do berço: a) Aplicação de força; b) Aplicação das fixações.	66
Figura 5.31 – Tipo de malha utilizada.....	66
Figura 5.32 – Resultados obtidos: a) Resultados de tensão <i>Von Mises</i> ; b) Resultados de deslocamento.	67
Figura 5.33 – Convergência de valores de tensão da primeira configuração.	68
Figura 5.34 – Ponto de maior tensão para o estudo de menores elementos.	69
Figura 5.35 – Batentes do berço.	69

Figura 5.36 – Configurações do estudo da segunda configuração.	70
Figura 5.37 – Zonas de estudo: a) Tensão na zona de falha; b) Tensão máxima no berço.....	70
Figura 5.38 – Convergência dos valores de tensão para a segunda configuração. ..	71
Figura 5.39 – Alteração do Reforço: a) Antes da alteração; b) Após alteração.	72
Figura 5.40 – Representação exagerada da deformação da estrutura no estudo da primeira configuração.	73

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 5.1 – Resultados obtidos para a primeira configuração do berço.....	68
Tabela 5.2 – Resultados obtidos para a segunda configuração do berço	71
Tabela 5.3 – Resultados da primeira configuração após otimização.....	74
Tabela 5.4 – Resultados da segunda configuração após otimização.	74

SIMBOLOGIA E ABREVIATURAS

Lista de siglas e acrónimos:

CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CNC	Controlo Numérico Computorizado
MIG/MAG	<i>Metal Inert Gas/ Metal Active Gas</i>
PIB	Produto Interno Bruto
TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>

Lista de símbolos:

Alfabeto latino

b	Dimensão do braço entre olhais (mm)
ei	Desvio inferior do veio (mm)
es	Desvio superior do veio (mm)
x	Distância vertical entre olhais (mm)
y	Distância horizontal entre olhais (mm)
$A1$	Área de avanço do cilindro hidráulico (m ²)
$A2$	Área de recuo do cilindro hidráulico (m ²)
EI	Desvio inferior do furo (mm)
ES	Desvio superior do furo (mm)
FH	Força hidráulica (N)
FP	Força a determinar num determinado ponto (N)
F_x	Componente horizontal da força hidráulica (N)
F_y	Componente vertical da força hidráulica (N)
Mt	Momento rotacional total (N.m)
M_x	Momento causado pela componente horizontal da força hidráulica (N.m)

M_y Momento causado pela componente vertical da força hidráulica (N.m)

P Pressão hidráulica (Pa)

Alfabeto grego

α Ângulo entre o cilindro hidráulico e a horizontal

β Ângulo entre o braço e a horizontal

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

O setor florestal em Portugal é uma peça fundamental no panorama económico do país, por desempenhar um papel crucial na geração de receitas e empregos. Em 2022 o setor em questão gerou um volume de negócios de 13,6 mil milhões de euros, valor correspondente a 5,6% do PIB Português [1]. Com vastas áreas de florestas que abrangem desde o litoral até as regiões montanhosas do interior, Portugal possui um património florestal que sustenta diversas atividades económicas, nomeadamente a indústria da pasta de papel, cortiça, biomassa e fabrico de mobiliário.

Somente as empresas de silvicultura e exploração florestal geraram em 2022 um volume de negócios de mil e cem milhões de euros [1], existindo assim a necessidade de empresas que forneçam e fabriquem maquinaria pesada utilizada neste setor, assim como os respetivos serviços de assistência.

Segundo dados do instituto de conservação da natureza e floresta (Figura 1.1), Portugal apresenta 36% do seu território coberto por Floresta. A espécie de árvore mais abundante no país é o eucalipto, 26%, seguido do pinheiro bravo e sobreiro ambos com uma percentagem de 22% de ocupação florestal [2].

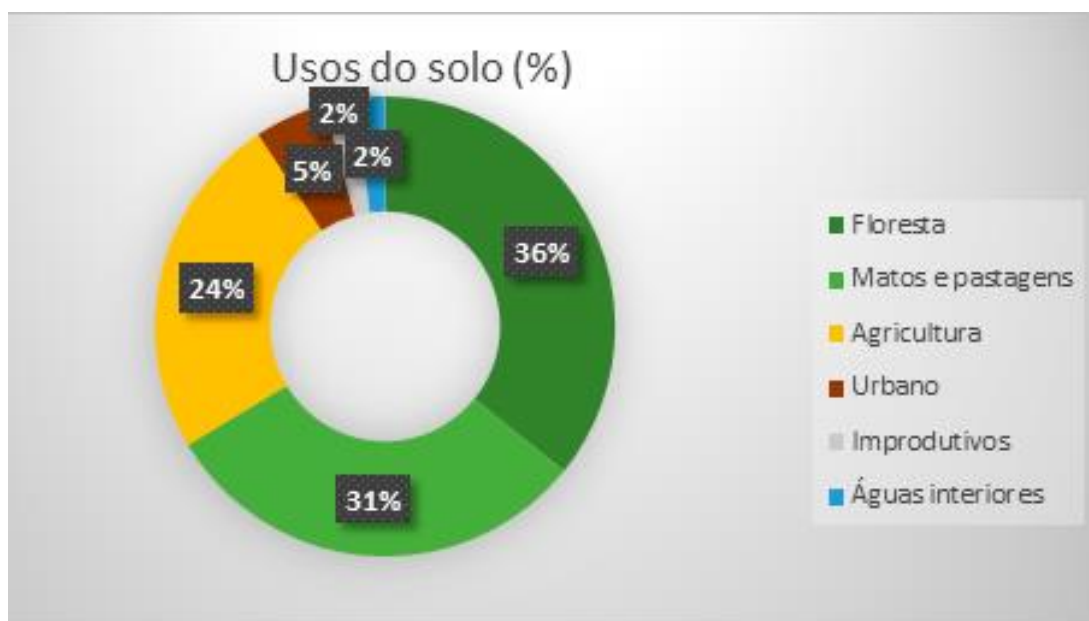


Figura 1.1 – Uso do Solo Português [3].

Como matéria-prima, a madeira de eucalipto é utilizada essencialmente para produção de pasta de papel que, após processada, dá origem aos vários tipos de papel e cartão. Já a madeira de pinheiro é empregue em mobiliário, em postes, em

cofragens, em carpintarias, em combustíveis e em celulose. Com a constante preocupação ambiental prevê-se que haja uma substituição da utilização de embalagens em material termoplástico por materiais sustentáveis provenientes da madeira, e, portanto, um aumento da utilização de máquinas florestais eficientes e capazes de suprimir as necessidades deste setor.

1.2 História dos Processadores de Corte Florestais

Durante séculos, as atividades florestais em Portugal seguiram uma abordagem predominantemente manual, com o abate de árvores, rechega e transporte de material lenhoso executados pela mão de obra humana ou auxiliada por animais. Esse método, embora enraizado na tradição, revelou-se extremamente intensivo em mão-de-obra, lento e com baixa eficiência, além de apresentar maiores riscos de acidentes [4].

O machado e a serra manual, utilizados como primeiras ferramentas de abate, refletiam a disponibilidade abundante e económica de mão-de-obra, a ausência de máquinas no mercado interno e a falta de incentivo para o desenvolvimento de equipamentos florestais nacionais. A progressiva escassez de mão-de-obra, aliada à competitividade crescente e ao aumento dos custos laborais, precipitou a busca por alternativas. Nesse contexto, a motosserra emergiu como uma inovação crucial, tendo vindo a representar uma transição que revolucionou as práticas de abate florestal. A velocidade e eficiência no abate, derrame e seccionamento aumentaram consideravelmente, embora a rechega da madeira ainda dependesse da força humana [4].

O verdadeiro salto na modernização ocorreu com o surgimento de maquinaria de rechega, originalmente aplicada em tratores agrícolas. Os países nórdicos lideraram esse movimento, desencadeando um crescimento exponencial na produção de máquinas florestais. Esse progresso tecnológico permitiu a criação de sistemas mecânicos para a atividade florestal, incluindo *Harvesters* (Processadores de corte), *Feller Buncher* (Abatedores), *Skidders*, *Forwarder*, Gruas e Pinças Florestais [4]. Estes equipamentos têm-se destacado na exploração florestal tanto a nível nacional como a nível internacional, devido a rapidez de execução do processo e versatilidade que oferecem em lidar com terrenos desnivelados e condições adversas. Resultando desta forma em uma maior eficiência operacional, menores custos, e maior segurança para os operadores envolvidos.

Atualmente as principais marcas fabricantes deste tipo de equipamentos florestais são a *John Deere*®, fundada em 1837 nos Estados-Unidos [5], a *Ponsse*® fundada em 1970 na Finlândia [6], e a japonesa *Komatsu*® fundada em 1921 no Japão [7]. A nível nacional destaca-se a *Vicort*®, a *Costa*® sediada em Anadia, e a *Fravizel*® com sede em Santarém. Somente a *Vicort*® e a *Costa*® são fabricantes de cabeças processadoras florestais a nível nacional.

1.3 Objetivos do estágio

O estágio com duração de oito meses tem como objetivo principal proporcionar ao autor um primeiro contacto com o mercado de trabalho e permitir a realização de um trabalho tendo por base um tema que representa uma situação real na empresa.

O facto de se tratar de uma otimização de um produto já em comercialização permitiu ao autor obter todo o conhecimento e dados de projeto detidos pela empresa. Para além de servir de base para os melhoramentos abordado no presente documento, permitiu ainda a obtenção de um vasto conhecimento acerca de todo o processo de projeto e fabricação de um processador de corte.

A primeira fase do estágio consistiu em acompanhar o processo de fabrico em cada uma das secções da fábrica, com a finalidade de compreender cada um dos processos e respetivas técnicas envolvidas e também entender como se processa todo o sistema desde a fase de projeto à montagem do produto final.

Após completar a primeira fase do estágio, iniciou-se uma segunda fase do estágio que se concentrou na otimização de um processo de produto (processador de corte), mantendo-se sempre contacto com as restantes secções da fábrica, de modo a identificar e compreender as limitações, problemas, falhas ocorridas e possíveis melhorias.

Durante o processo de otimização, foi sempre tida em conta a opinião tanto dos técnicos que lidam com a manutenção dos processadores, como dos colaboradores responsáveis pelo desenvolvimento e projeto na empresa. Só assim, foi possível conjugar a informação e experiência da empresa com o conhecimento científico adquirido ao longo do percurso académico, de forma a elaborar um estudo completo e útil para a empresa.

1.4 Estrutura do relatório

O presente relatório de estágio encontra-se dividido em seis capítulos. No primeiro capítulo é feito um enquadramento do tema a abordar, é apresentado o objetivo do estágio e o método de trabalho utilizado para cumprimento do objetivo do estágio.

No segundo capítulo é explicado a utilidade e o princípio de funcionamento de um processador de corte e é feita uma apresentação da empresa acolhedora do estágio.

No terceiro capítulo são apresentadas as várias secções da fábrica e é explicada a interligação entre os vários processos de fabrico. Com esta informação pretende-se um melhor entendimento em algumas das decisões tomadas no procedimento de otimização.

A compreensão e conhecimento de cada componente da máquina é essencial na interpretação das alterações efetuadas, assim sendo, no capítulo quatro são descritos os principais componentes do processador.

O capítulo cinco aborda o tema principal, ou seja, os vários estudos e otimizações realizadas.

Por fim, no capítulo seis realiza-se a análise do trabalho desenvolvido e são apresentadas as conclusões finais.

2 EMPRESA CUTPLANT SOLUTIONS, S.A.

A empresa *Cutplant Solutions*, S.A., inicialmente designada por Vitor Cardoso Lda, foi fundada no ano 2000 na Sertã. Em 2008, devido necessidade de expansão e mão de obra qualificada a empresa construiu uma unidade fabril na zona industrial de Castelo Branco, com tecnologias de fabrico mais recentes e um *layout* adequado e eficiente para a produção dos seus produtos. A *Cutplant Solutions*, S.A. é detentora da marca registada *Vicort*® utilizada na comercialização dos equipamentos florestais e agrícolas produzidos. Na Figura 2.1, apresenta-se a imagem exterior da empresa.



Figura 2.1 – Vista Exterior da Empresa *Cutplant Solutions*, S.A. [8].

A nível nacional, a marca *Vicort*® é líder e pioneira no fabrico de cabeças processadoras e abatedores florestais, produtos que representam a maior percentagem no volume de negócios da empresa. Para além da comercialização de produtos, a empresa também presta serviços de corte a laser, quinagem, maquinação, soldadura, pintura e mecânica.

Conjugadamente à fabricação e prestação de serviços, durante o tempo de estágio, a *Cutplant Solutions*, S.A. esteve encarregada no desenvolvimento de dois projetos cofinanciados pela União Europeia, nomeadamente o *Smart-Cut* e o *Re-Live Blades*. O *Smart-Cut* tem como objetivo a investigação e desenvolvimento de uma solução modular para sensorização, telemanutenção e simulação de máquinas florestais, no contexto da Floresta 4.0. A solução potenciará tarefas de telediagnóstico, telemanutenção, monitorização florestal e formação remota, reduzindo custos de assistência [9]. Já o projeto *Re-Live Blades* (Figura 2.2) tem a finalidade de investigar e desenvolver um equipamento inovador direcionado para a fragmentação/trituração das pás eólicas no próprio local onde se encontram em fim

de vida. No final do projeto, o consórcio ambiciona obter um equipamento industrial que contemple um funcionamento limpo e sustentável na utilização dos recursos naturais. Pretende-se também estudar a valorização do subproduto resultante do processo de fragmentação das pás eólicas, conferindo-lhes uma nova aplicação [10]. Este Projeto surge com a necessidade de existir um equipamento que possa deslocar-se até ao local da pá em fim de vida para proceder à sua trituração, pois os custos de transporte de uma pá eólica inteira até um centro de trituração são impraticáveis. Atualmente, as pás em fim de vida permanecem próximas ao local de onde foram retiradas, o que se revela ser um problema ambiental.



Figura 2.2 – Projeto *Re-Live Blades*.

2.1.1 Produtos *Vicort®* Fabricados na Empresa

A marca *Vicort®* fabrica e desenvolve maioritariamente produtos para satisfazer as necessidades da exploração florestal tais como:

- cabeças processadoras;
- abatedores e garras florestais;
- corta-matos florestais;
- proteções, *rippers*, pás e enchós.

Quanto aos produtos agrícolas (rachadores de lenha e capinadeiras agrícolas), estes são produzidos sobre a marca *Vicort®*. Na área ambiental são fabricadas cabines de compactação de resíduos provenientes da restauração.

Os produtos *Vicort*® estão em constante melhoria com vista a proporcionar aos consumidores qualidade, alto rendimento, segurança e durabilidade, assim como manter um produto atualizado tendo por base a forte concorrência internacional.

2.1.1.1 Cabeça Processadora de Corte

A cabeça processadora é o componente mecânico aplicado em lança de giratórias, para o abate (Figura 2.3 a)), derrame e descasque (Figura 2.3 b)) e seccionamento do pinheiro ou eucalipto em toros com a dimensão pretendida (Figura 2.3 c)). Consegue se assim segurança e produtividade no processo de exploração florestal mesmo em condições severas e terrenos desnivelados.



a)



b)



c)

Figura 2.3 – Etapas do processamento de uma árvore: a) Abate; b) Derrame e descasque; c) Seccionamento em toros. [11].

As cabeças processadoras são o produto mais relevante da marca *Vicort*® em termos de vendas e desenvolvimento. Ao longo dos últimos anos, a *Vicort*® tem vindo a desenvolver e fabricar vários tipos de processadores destinados a atender os diversos

mercados e características das árvores a processar. Sendo que, atualmente, são comercializados cinco modelos distintos da cabeça de processador que são:

- *Vicort*® V300HD;
- *Vicort*® V320;
- *Vicort*® V330;
- *Vicort*® V340HD;
- *Vicort*® V400HD.

2.1.1.1.1 *Vicort*® V340 HD

A cabeça processadora *Vicort*® V340HD (Figura 2.4) é o modelo mais antigo no mercado e, em parte, responsável pelo crescimento da marca *Vicort*®. É o modelo com maior número de máquinas em serviço, o que permitiu à empresa adquirir muita informação acerca de problemas e ineficiências, levando assim a constantes melhorias tanto a nível mecânico, como a nível eletrónico e de controlo. Quando comparada aos restantes modelos, as principais características da V340HD são a robustez estrutural, durabilidade, simplicidade, e versatilidade de trabalhos.

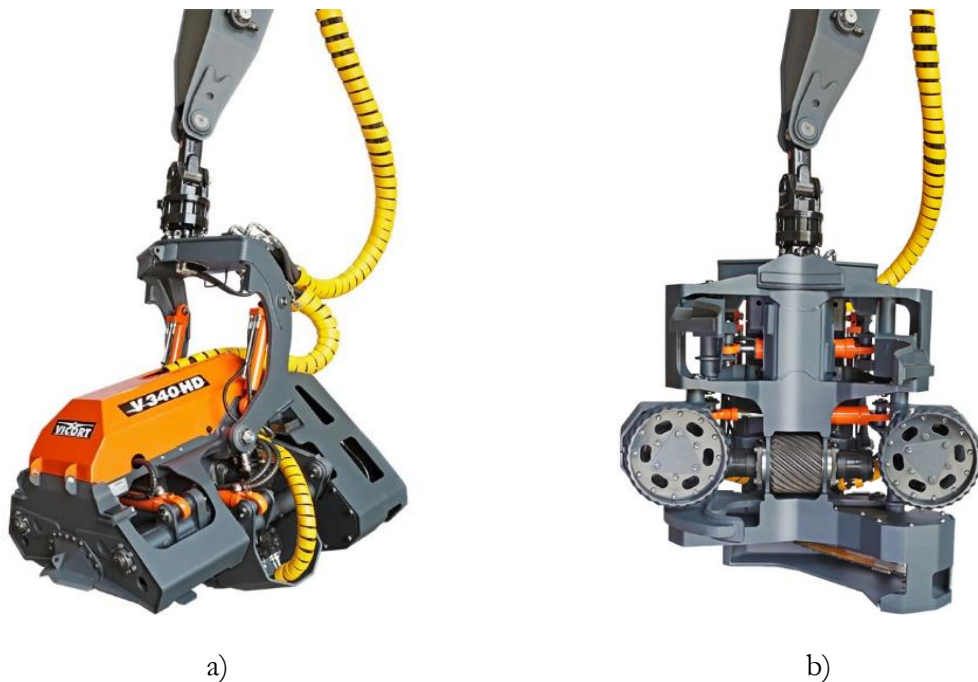


Figura 2.4 – Cabeça Processadora V340HD: a) Posição horizontal, pinças fechadas; b) Posição vertical, parte inferior, com pinças abertas. [11].

2.1.1.1.2 Vicort® V330

O modelo *Vicort®* V330 apresenta dimensões e geometria idêntica à *Vicort®* V340HD, no entanto para melhorar a eficiência do processo possui um sistema eletrónico e hidráulico de maior complexidade. Através de um medidor central e dois medidores incorporados nos motores hidráulicos laterais, adequa-se a operações em que se pretende grande precisão na medida de corte, nomeadamente na madeira de pinho, tal como se pode visualizar na Figura 2.5. Além disso, a partir do software *Vicort®* é possível ajustar manualmente ou automaticamente as pressões em tempo real dos vários componentes hidráulicos (em função do diâmetro da madeira), de modo a atingir um desrame e descasque eficaz sem ferir a madeira.



Figura 2.5 – Cabeça Processadora V330 [11].

2.1.1.1.3 Vicort® V320

Cabeça processadora com apenas dois rolos e dois cilindros hidráulicos, aplicados verticalmente, para movimentação dos rolos no sentido de compressão da madeira. É otimizada para operações em que não se pretende descascar, embora possa ser equipada com rolos helicoidais para operações de descascamento. Em termos hidráulicos e eletrónicos apresenta o mesmo sistema de medição e de controlo de pressão hidráulica do modelo *Vicort®* V330 (Figura 2.6).

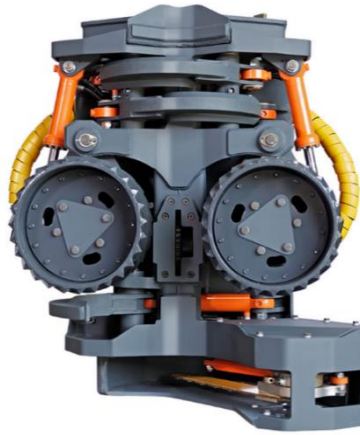


Figura 2.6 – Cabeça Processadora V320 [11].

2.1.1.1.4 *Vicort*® V300HD e V400HD

Tanto a *Vicort*® V300HD como a *Vicort*® V400HD são semelhantes ao modelo V340HD distinguindo maioritariamente nas dimensões (Figura 2.7). A *Vicort*® V300HD tem dimensões de altura e largura compactas para operações com árvores menores e próximas entre si. Já a *Vicort*® V400HD dispõe de uma altura de dois metros facilitando o abate de árvores altas e direitas, assim como possibilita seccionamentos de 6 a 7 metros de comprimento, sendo, maioritariamente, destinada a ser comercializada no Brasil, onde predominam espécies de árvores de grandes dimensões.



a)



b)

Figura 2.7 – Cabeças Processadoras: a) V300HD; b) V400HD. [11].

2.1.1.2 Abatedor Florestal

Assim como as cabeças processadoras, também os abatedores florestais (Figura 2.8) são aplicados na lança das giratórias. No entanto, apenas ajudam no abate da árvore. A grande vantagem vem do facto de ser possível acumular várias árvores cortadas e assim fazer até 250 abates por hora [11]. O abate da árvore pode ser efetuado por um disco de corte, que através do movimento rotacional remove material lenhoso (VAF 45), ou através da força de corte realizado por um sistema de tesoura movimento por cilindros hidráulicos de grandes dimensões.



Figura 2.8 – Abatedores Florestais: a) Abatedor de disco VAF45; b) Abatedor compacto VMFTB20. [11].

A acumulação de várias árvores cortadas nos abatedores *Vicort*® deve-se à utilização de pinças de suporte com dupla articulação, tal como se pode visualizar na Figura 2.9.

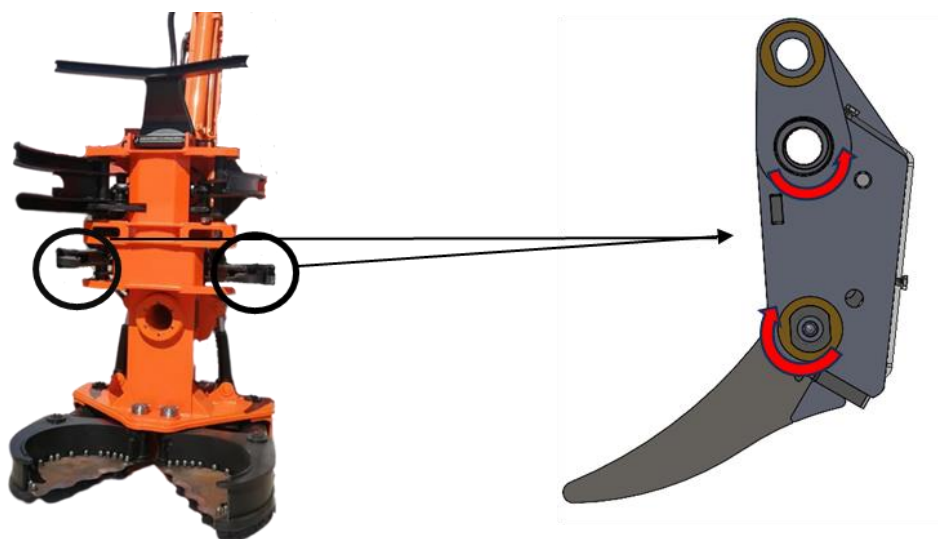


Figura 2.9 – Sistema de pinças com dupla articulação.

Após o primeiro abate todas as pinças de suporte estão fechadas (Figura 2.10 a)), quando se aproxima da segunda árvore apenas as pinças superiores abrem (Figura 2.10 b)) e fecham após o abate, de maneira a que a árvore seja recolhida para junto do chassis. De seguida, devido a dupla articulação, as pinças que se encontram entre as duas árvores abrem (Figura 2.10 c)) e voltam a fechar (Figura 2.10 d)), comprimindo assim ambas as árvores. Se existir espaço para mais que duas árvores, o processo anteriormente descrito repete-se até que o abatedor atinja a capacidade máxima.



a)



b)



c)



d)

Figura 2.10 – Etapas de corte de um Abatedor Florestal Vicort®: a) Abate e recolha da primeira árvore; b) Abertura das pinças superiores; c) Abate da segunda árvore, abertura das pinças inferiores; d) Fecho das pinças inferiores. [11]

Atualmente, os Abatedores *Vicort*® utilizam um sistema designado por *tilt*. Este sistema permite que o chassi do abatedor possa rodar em torno do engate na máquina, que está fixo, por meio da força aplicada por dois cilindros hidráulicos, tal como se apresenta na Figura 2.11.

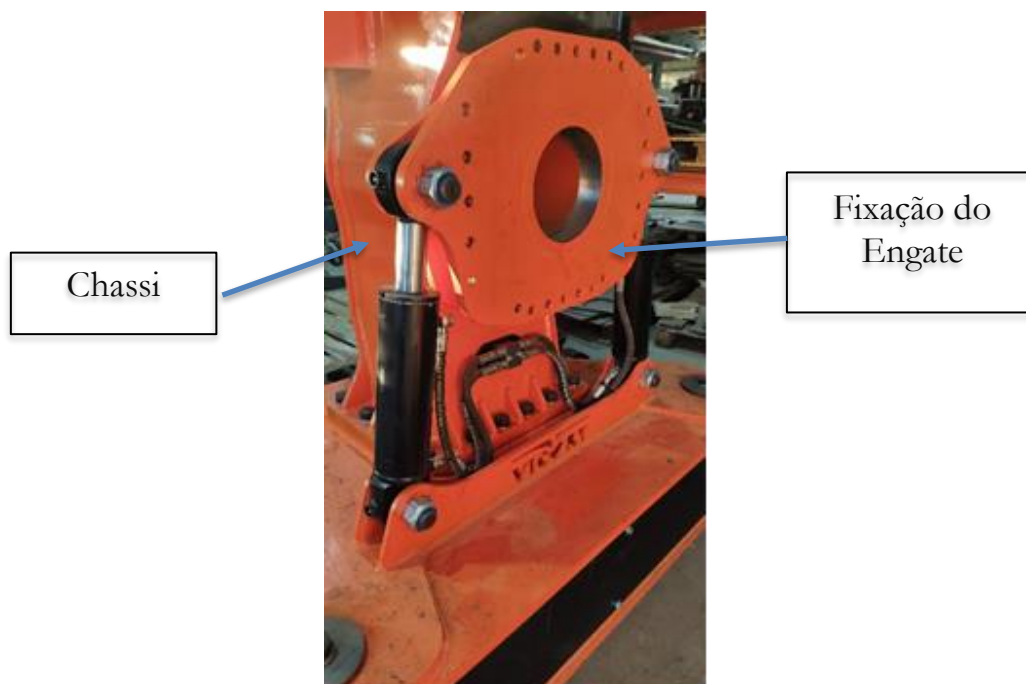


Figura 2.11 – Sistema *tilt* dos abatedores Vicort®.

Este sistema proporciona estabilidade, facilidade de operar o abatedor e um corte preciso.

2.1.1.3 Garras Florestais

As garras florestais (Figura 2.12) são equipamentos mecânicos utilizados no carregamento de toros para posterior transporte ou para carregamento de biomassa utilizada por exemplo em centrais termoelétricas.



Figura 2.12 – Garra florestal 300 Hi [11].

Resumidamente, pode-se dizer que consistem num conjunto de duas pinças e um cilindro hidráulico com extremidades apoiadas em cada uma das pinças. O movimento do hidráulico provoca o movimento rotacional de fecho ou abertura das pinças em torno do chassi.

2.1.1.4 Rippers, Enchós, Pás florestais e Corta-Matos Florestais.

Além dos restantes equipamentos, a *Cutplant Solutions*, S.A. também fabrica equipamentos para nivelamento e limpeza de solo florestal, tal como os que são apresentados na Figura 2.13.



Figura 2.13 – Equipamentos Vicort® de nivelamento e limpeza florestal: a) *Ripper*; b) Enchó c) Pá Florestal; d) Corta-Matos Florestal. [11]

É usual a utilização destes equipamentos, quando se pretende criar linhas de plantação.

2.1.1.5 Rachadores de Lenha e Capinadeiras Agrícolas.

Para a aplicação na tomada de força de tratores agrícolas de diferentes tamanhos e potências são fabricados e comercializados rachadores de lenha de 15 e 18 toneladas

de força de corte, assim como capinadeiras de várias dimensões, destinadas à limpeza de culturas infestantes nas explorações agrícolas. Na Figura 2.14 apresentam-se exemplos dos equipamentos anteriormente referidos.



a)



b)

Figura 2.14 – Equipamento para tratores agrícolas: a) Rachador de Lenha; b) Capinadeira. [11]

3 PROCESSO DE FABRICO DE UM PROCESSADOR VICORT®

3.1 Secções e Departamentos da Vicort®

O processo de fabrico de uma máquina é um processo ordenado que se inicia na sala de projeto onde são gerados os desenhos CAD para o fabrico das peças recorrendo à tecnologia mais adequada, seja esta corte a laser, maquinação, quinagem, soldadura ou um conjunto destes processos. De seguida os componentes produzidos são pintados e seguem para a secção de montagem. Na Figura 3.1 apresenta-se uma imagem geral da nave onde ocorre a produção da *Cutplant Solutions*, S.A.



Figura 3.1 – Vista geral da nave de produção da *Cutplant Solutions*, S.A. [8]

3.1.1 Departamento de Projeto

O departamento de Projeto é responsável pelo desenvolvimento e desenho do produto, melhoria do produto e decisão do processo de fabrico. O desenvolvimento e melhoria do produto é realizado com base no conhecimento científico, experiência prévia no desenho de máquinas florestais, no histórico de falhas/problemas e *feedback* das máquinas que já se encontram em trabalho. Neste departamento é utilizado o software *Solidworks*® para a modelação/desenho de cada um dos componentes pertencentes a uma determinada máquina. As peças desenhadas são conjugadas em ficheiros de montagem, de modo a obter-se perceção da máquina a construir e realizar as alterações necessárias de forma a atingir as características definidas para o produto final. Posteriormente, são efetuados os desenhos técnicos para produção no processo de fabrico. São igualmente efetuados os desenhos das várias montagens (desenhos de montagens) para auxiliar o procedimento de montagem e, se necessário, dar indicação das localizações para a realização de soldaduras de forma a criar o equipamento.

3.1.2 Departamento de Produção

3.1.2.1 Secção de Maquinação

A empresa possui em constante funcionamento dois tornos e duas fresadoras de comando numérico (Figura 3.2). Para trabalhos mais simples, e que não sejam de grandes séries, também se utilizam tornos e fresadoras convencionais. De forma geral, o técnico recebe o plano de trabalho juntamente com desenho técnico da peça a maquinar. De seguida coloca o bloco a maquinar na máquina, abre o programa CNC guardado no *software* com o nome do código da peça a produzir, coloca as ferramentas necessárias nas posições corretas e, posteriormente, determina a localização do zero peça e a compensação de altura das ferramentas e dá início o programa de CNC. Em casos de modificação ou criação de novas peças, o código CNC é programado no *software* da própria máquina. Caso o componente seja muito complexo então o código CNC é realizado através do programa *SolidCam®*.



a)



b)



c)



d)

Figura 3.2 – Equipamentos CNC: a) Fresadora de 3 eixos FMC-1500H; b) Fresadora 3 eixos *Sunmill®* JHV-710; c) Torno de 2 eixos *FAT®* TUR MN; d) Torno de 3 eixos *Doosan®* Puma 240MS.

3.1.2.2 Secção de Corte

Para o corte de chapas, no formato pretendido (habitualmente até 40 milímetros de espessura), é utilizada uma máquina de corte a laser *Bystronic® Bystar 3015* (Figura 3.3 a)). O equipamento possui um laser de 4 kW e é injetado dióxido de carbono coaxialmente de forma a expelir o material fundido. A partir do *Solidworks®*, é exportada a peça a cortar para o software da *Bystronic®*. Depois de ser programado o corte da peça, o programa é enviado através da rede para a máquina. A máquina possui um sistema que recolhe e posiciona a chapa na plataforma de corte (Figura 3.3 b)), sendo que, o zero-peça é sempre localizado no canto inferior esquerdo onde a chapa deve ficar encostada, de modo a que o corte do contorno seja feito na posição representada no programa. A intensidade do laser, velocidade de corte, distância do bocal à chapa, entre outros parâmetros de corte, são ajustados pelo operador consoante o tipo de material e espessura a cortar.



a)



b)

Figura 3.3 – Equipamento corte a laser *Bystronic® Bystar*: a) Zona onde é realizado o corte pelo laser; b) Sistema de recolha de chapas.

Quanto ao corte de tubos e varões é utilizado o serrote automático apresentado na Figura 3.4. Após o operador posicionar o material a cortar, o serrote desloca automaticamente o tubo ou varão na direção da serra de corte, que o irá seccionar nas dimensões introduzidas no software da máquina.



Figura 3.4 – Serrote automático para corte de tubos e varões da *Cutplant Solutions*, S.A.

3.1.2.3 Secção de Quinagem

A quinadeira é utilizada para realizar dobras com um determinado ângulo e raio numa chapa metálica (Figura 3.5). Esta consiste numa estrutura robusta que suporta um sistema hidráulico capaz de movimentar um punção. Quando a chapa é inserida entre a matriz (parte fixa) e um punção a pressão exercida pelo movimento descendente do punção cria a dobra na chapa. O punção e a matriz devem ser selecionados e instalados na máquina, em função da espessura da chapa a quinar e do raio pretendido.

Assim, como no corte a laser, também a quinadeira CNC possui um software próprio que importa ficheiros do *SolidWorks®* e envia-os para a máquina. No *software* o operador define qual é a matriz e qual será o punção. Posteriormente é possível simular a quinagem da chapa, de forma a prever o comportamento da chapa e evitando assim colisões com as paredes da máquina e com o chão.

Após iniciar o programa, a máquina ajusta automaticamente os batentes de modo a que o operador simplesmente encoste a chapa nos batentes e pressione o botão de acionamento. Se a peça em questão possuir mais que uma dobra, após a primeira execução, a quinadeira ajusta automaticamente os batentes para a segunda operação de quinagem.



Figura 3.5 – Quinadeira CNC *Bystronic®* da *Cutplant Solutions*, S.A.

3.1.2.4 Secção de Soldadura

Nos processadores de corte, todo o chassi é soldado de forma a unir fisicamente as várias peças que o compõem. É um processo indispensável e que representa a maior parte do tempo de produção. Desta forma, a soldadura deste tipo de máquinas exige que a largura do cordão de soldadura seja realizada de acordo com as especificações do projeto de modo a ter a resistência mecânica pretendida. Assim sendo, o processo de soldadura que é usado na fabricação dos processadores de corte é o processo de Soldadura MAG (*Metal Active Gas*), pois é o processo que permite grande taxas de deposição de material de adição e, para além disso, é possível de automatizar (Figura 3.6).



Figura 3.6 – Secção de Soldadura da *Cutplant Solutions*, S.A.

Na soldadura do depósito do óleo lubrificante da corrente do serrote é utilizado um processo de soldadura diferente do referido anteriormente, pois é o mais adequado para soldadura em chapas finas. Esse processo é conhecido com Processo de Soldadura TIG (*Tungsten Inert Gas*).

3.1.2.5 Secção de Lavagem e Pintura

Na *Cutplant Solutions*, S.A. as peças são pintadas com recurso a pintura electroestática a pó (Figura 3.7 a)). Este método consiste no revestimento da superfície através da aplicação de uma diferença de potencial elétrica entre a peça e o pó. Seguidamente, a peça é mantida na estufa (Figura 3.7 b)) a temperatura elevada (180-200 °C) por um determinado período de tempo para garantir que o revestimento atinja as propriedades físicas e químicas desejadas, nomeadamente elevada resistência à abrasão, boa aderência e elevada resistência química.

Este método de pintura quando comparado com os métodos convencionais, apresenta um melhor acabamento e uniformidade da camada de tinta adicionada, assim como, melhora a superfície na capacidade de resistir ao desgaste e à corrosão. É, portanto, muito vantajosa na deposição de tintas em equipamentos de silvicultura, os quais estão sujeitos a condições de trabalho extremamente exigentes.



Figura 3.7 – Secção de Lavagem e Pintura: a) Zona de pintura e lavagem; b) Estufa com sistema de filtração de poluentes gerados no processo.

3.1.2.6 Secção de Stock

A seção de Stock é responsável pelo armazenamento e manutenção das quantidades mínimas exigidas dos produtos fabricados internamente e dos produtos comprados a empresas externas tais como parafusos, porcas, anilhas, o-rings, entre outros bens que não necessários para produzir os equipamentos da empresa. Quando é lançada uma ordem de montagem, o departamento de stock encarrega-se de selecionar e agrupar todos as peças necessárias à montagem de determinado produto. Os componentes de maiores dimensões, como por exemplo, o chassi soldado, são armazenados junto da secção de montagem para evitar várias deslocções de componentes com grandes volumes e massas.

3.1.2.7 Secção de Óleo-Hidráulica

Todos os movimentos executados pelo processador de corte são provocados pela pressão do fluido hidráulico que circula no interior de tubos e alimenta os vários cilindros e motores hidráulicos. Os tubos hidráulicos utilizados no processador de corte são constituídos por uma borracha com duas, três ou quatro telas de aço no seu interior, consoante a pressão a que estarão sujeitos. Como os componentes hidráulicos do processador operam a diferentes pressões e caudais, são utilizados vários tipos e diâmetros de tubos que são identificados numa tabela. Desta forma, o operador, através da tabela de tubos, seleciona a bobine com o número de tranças e diâmetro indicado, corta o tubo no comprimento correto e crava o respetivo acessório em cada extremidade do tubo, seja este um banjo, uma união curva de 90° ou 45°, um casquilho, um casquilho redutor, um prolongamento, entre outros. Na Figura 3.8 a) está representado a azul o equipamento destinado ao corte de tubo e na Figura 3.8 b) o equipamento de cravar acessórios.



a)



b)

Figura 3.8 – Equipamentos da secção óleo-hidráulica: a) Zona de corte; b) Zona de cravar acessórios.

3.1.3 Secção de Montagem

A secção da montagem (Figura 3.9) efetua a montagem completa do produto final com o auxílio do manual de montagem. Esta secção é responsável por garantir que toda a máquina é montada conforme especificado no projeto e que se encontra pronta a ser aplicada numa máquina giratória para posterior comercialização.



Figura 3.9 – Montagem de três processadores de corte.

3.2 Processo de Fabrico

O *layout* da empresa está organizado tendo em conta a ordem do processo de fabrico dos produtos, ou seja, numa extremidade da fábrica encontra-se o armazém de matéria prima e a secção de maquinaria, seguida da secção de corte a laser, quinagem e soldadura. Na outra extremidade situa-se a secção de montagem do equipamento final. O armazenamento e a aplicação dos produtos na máquina são feitos noutras duas naves industriais próximas às instalações de produção.

A matéria prima, maioritariamente aço, chega à empresa em forma de chapa, tubos ou varões de diferentes espessuras e dimensões. Os tubos e varões são cortados na medida pretendida com recurso a um serrote mecânico que, automaticamente, secciona o material nas dimensões definidas pelo operador. Posteriormente, esse material segue para o torno CNC ou para a fresadora CNC em função da geometria da peça a produzir. Alguns tubos e varões necessitam apenas da operação de torneamento e estão prontos a serem montados no equipamento final, como por exemplo, as cavilhas e os casquilhos. Em outras situações os tubos e varões são encaminhados para a secção de soldadura de modo serem soldados para formarem um conjunto.

Às fresadoras CNC, além dos blocos de maquinação, chegam peças provenientes do corte a laser que necessitam de respeitar determinadas tolerâncias dimensionais e geometrias que a tecnologia de laser não consegue cumprir, nomeadamente, furos tolerânciados, roscas, chanfros, raios de canto, etc. Algumas peças maquinadas, principalmente em alumínio, ficam prontas a serem montar sem que haja a necessidade de serem pintadas, as restantes são sempre encaminhadas para a soldadura. Relativamente às chapas metálicas cortadas no laser que não necessitam de ser maquinadas, resultam em peças prontas a serem montadas após o processo de pintura, ou em peças para formar um conjunto soldado como o chassi. Por último, importa referir que podem existir peças em que depois de serem cortadas a laser é necessário irem à quinagem CNC antes de serem soldadas ou pintadas e acopladas na máquina através de ligações roscadas. Os componentes soldados são sempre limpos e pintados com o objetivo de melhorar o aspeto visual e aumentar a resistência à corrosão da estrutura e dos cordões de soldadura. Previamente à pintura, os furos, roscas e hastes dos cilindros hidráulicos são isolados com o intuito de não alterar as tolerâncias dimensionais.

Tendo em conta o planeamento de produção (Figura 3.10) são gerados vários planos de trabalho necessários à fabricação do equipamento final, considerando o *stock* de componentes já fabricados.

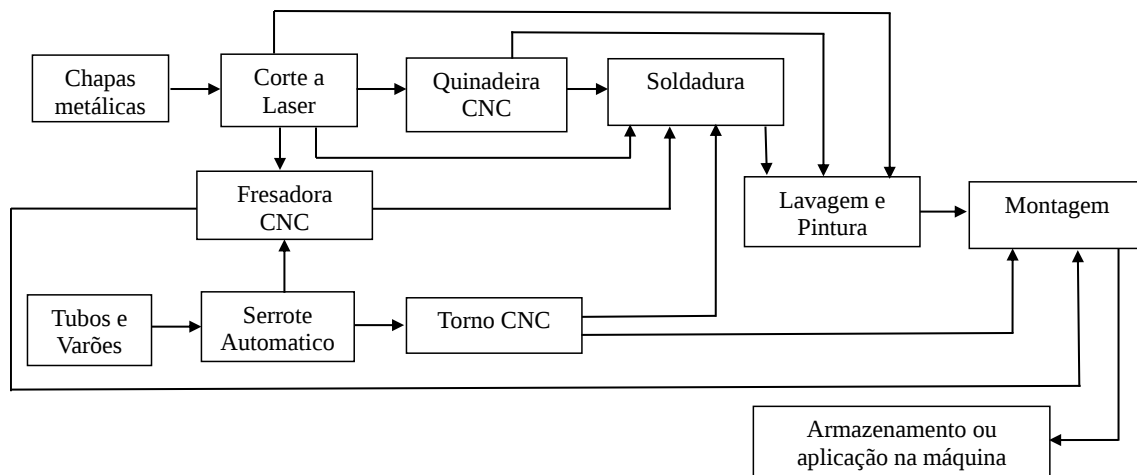


Figura 3.10 – Esquema dos vários processos de fabrico de um processador de corte *Vicort®*.

Para cada processo de fabrico, o operador recebe um plano de trabalho onde regista manualmente e num *software* a hora de início e fim da tarefa. Através do valor da mão de obra, tempo de trabalho, custos de operação da máquina, e custos de material, é possível determinar o custo direto da fabricação de um processador. Esse valor é utilizado na definição de valores de venda, e na avaliação da eficiência de produção.

4 COMPONENTES DE UM PROCESSADOR DE CORTE (V340HD)

Um processador de corte é dividido em três grupos principais que são: i) o grupo chassi e componentes mecânicos; ii) o grupo hidráulico constituído pelo distribuidor, cilindros, motores e tubos hidráulicos; iii) o grupo eletrónico que permite o comando de toda a parte hidráulica. Seguidamente, apresenta-se uma breve explicação de cada um destes três grupos.

4.1 Grupo Chassi e componente mecânicos

4.1.1 Chassi

O chassi é a estrutura em aço que suporta e agrega os vários componentes da máquina. Esta estrutura é composta por várias chapas cortadas a laser que, em caso de necessidade, são quinadas de modo a obter a geometria pretendida. Quanto aos furos, os que necessitam de rosca ou tolerâncias dimensionais rigorosas são maquinados na fresadora. Após os processos descritos anteriormente, as várias peças são soldadas resultando num único conjunto soldado, conforme apresentado na Figura 4.1.

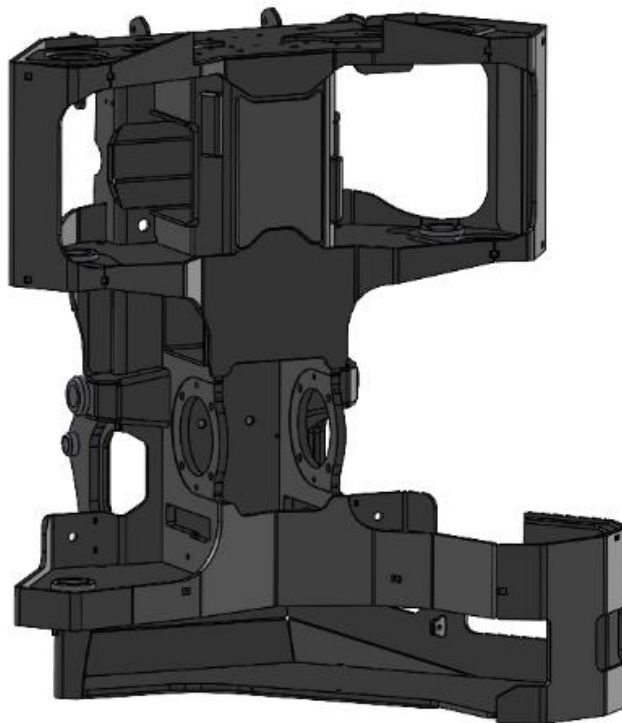


Figura 4.1 – Chassi soldado da cabeça processadora V340HD.

4.1.2 Berço

Para o abate da árvore, o processador tem de estar posicionado verticalmente em relação ao solo, enquanto no descasque e seccionamento deve estar na horizontal. Este movimento rotacional do chassi é possível devido à utilização do berço acoplado ao chassi por meio de uma rótula (Figura 4.2). Além disso, o berço estabiliza e suporta o peso exercido pelos restantes componentes da máquina.

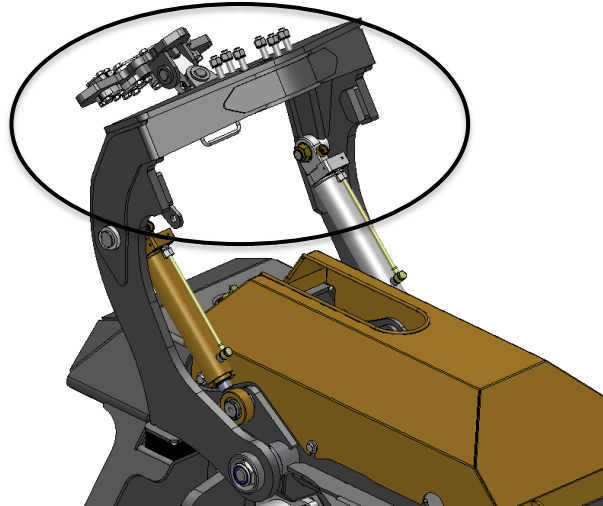


Figura 4.2 – Berço cabeça processadora V340HD.

4.1.3 Pinças e Chassi dos Motores

As pinças (Figura 4.3), além de agarrarem o material lenhoso, têm uma lamina afiada que é soldada à estrutura principal com o objetivo de derramar a árvore deixando apenas o tronco. O material da lâmina é um aço duro (*hardox®* 400) pois como realiza contacto direto com a árvore e está sujeito a altas pressões deve resistir ao desgaste e evitar deformações plásticas na zona afiada da lâmina. O movimento de abertura ou fecho é realizado a partir de um único cilindro hidráulico que, ao aplicar força num dos olhais, origina uma força reativa com a mesma intensidade, mas em sentido contrário provocando, desta forma, o deslocamento de ambas as pinças superiores.

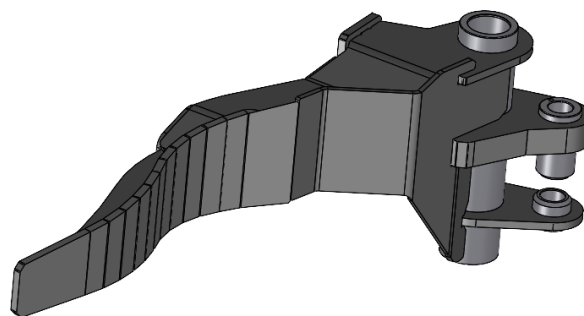


Figura 4.3 – Pinça superior esquerda da cabeça processadora V340HD.

Relativamente às pinças inferiores (Figura 4.4), estas estão soldadas ao chassi dos motores onde é instalado um motor hidráulico. O movimento de abertura e fecho é igualmente feito por um único cilindro hidráulico. Adicionalmente, é montada uma régua de ligação entre ambos os chassis de motores para garantir que o fecho ou abertura dos dois chassis é realizado exatamente ao mesmo tempo.

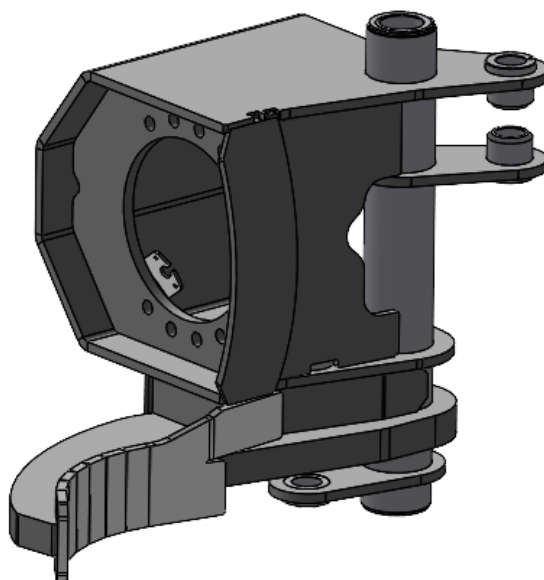


Figura 4.4 – Pinça inferior esquerda da cabeça processadora V340HD.

4.1.4 Rolos Centrais e Laterais

Os rolos são mecanicamente ligados aos motores hidráulicos e fazem o contacto direto com a madeira de forma a movimentá-la no sentido pretendido pelo operador. No total, o processador é constituído por dois rolos laterais com respetivos motores hidráulicos e um rolo central com um motor em cada extremidade.

O descasque da madeira só é possível através da utilização de rolos helicoidais. São estes rolos que devido à sua forma geométrica ao tracionar e pressionar o tronco efetuam o descasque. Em alternativa, a máquina pode ser equipada com rolos de bicos para as situações onde não se pretenda descascar o material lenhoso, exemplo disso, o processamento de pinho. Neste caso, os bicos servem somente para gerar a tração necessária para a circulação da madeira sem que haja deslizamento. Na Figura 4.5 apresentam-se as várias formas que os rolos podem assumir.

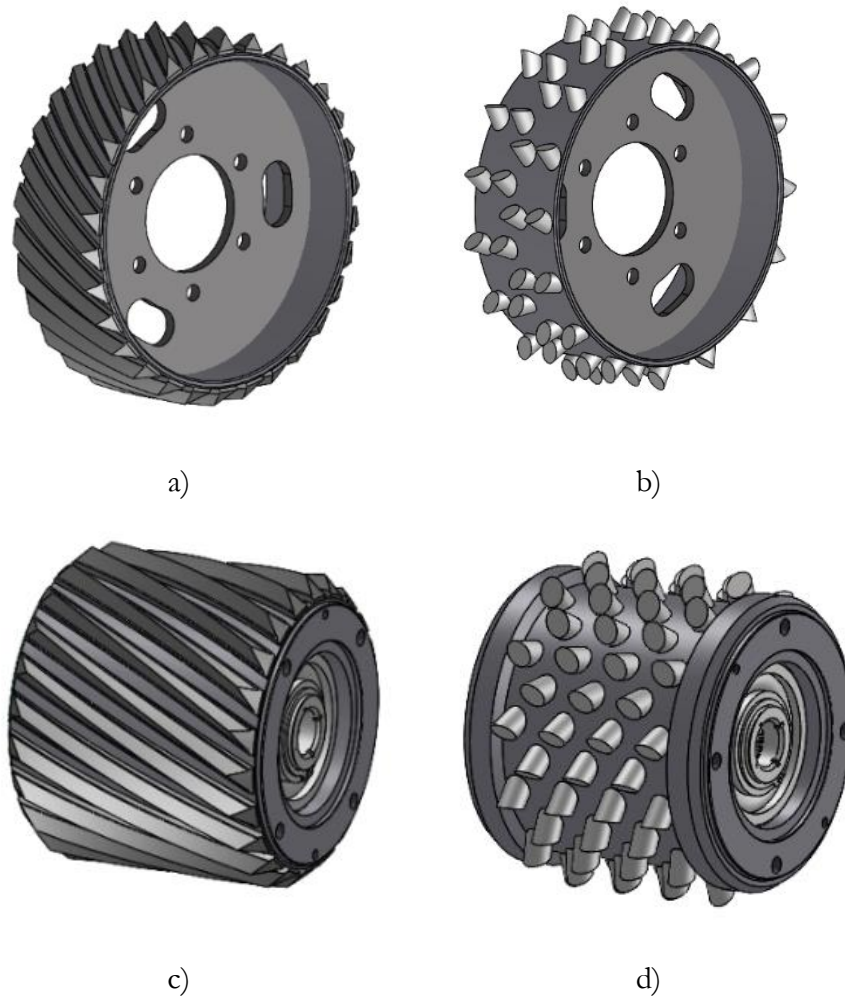


Figura 4.5 – Rolos da cabeça processadora V340 HD: a) Lateral helicoidal; b) Lateral de bicos; c) Central helicoidal; d) Central de bicos.

4.1.5 Conjunto do Serrote

O conjunto do serrote (Figura 4.6) está situado na parte inferior da cabeça processadora e é acionado no momento de abate da árvore. Quando o operador pressiona o *switch* de corte, um motor hidráulico faz movimentar a corrente de corte ao mesmo tempo que o cilindro hidráulico recolhe e faz deslocar, numa velocidade controlada, a serra no sentido da árvore. Para evitar o desgaste da corrente da serra, utiliza-se um sistema de lubrificação automático que injeta uma quantidade controlada e uniforme de óleo lubrificante.

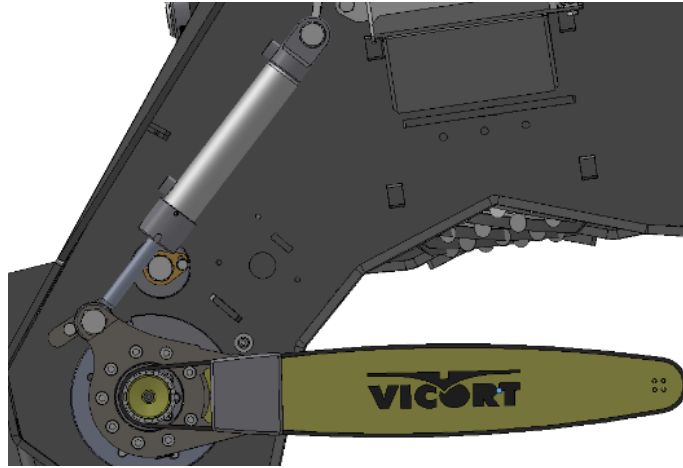


Figura 4.6 – Sistema de Serrote da cabeça processadora V340HD.

4.2 Grupo Hidráulico

4.2.1 Cilindro e Motores Hidráulicos

A exceção dos parafusos, anilhas, rotulas e vedantes, todos os componentes dos cilindros hidráulicos são fabricados e montados na *Cutplant Solutions*, S.A. Os hidráulicos produzidos são de dupla ação, ou seja, realizam trabalho na abertura e fecho da haste, consoante a câmara em que o óleo hidráulico exerce pressão. O êmbolo contém um vedante que, para além, de evitar a passagem de óleo de uma câmara para a outra, realiza o contacto direto com a camisa do cilindro evitando assim o desgaste do êmbolo que é uma peça mais dispendiosa.

No interior da cabeça do hidráulico é colocado um casquilho em bronze sobre o qual se desloca longitudinalmente a haste centrada em relação à camisa. São também montados vários vedantes para evitar fugas de óleo do interior da câmara para o exterior, e a entrada de poeiras e outros contaminantes externos para o circuito de óleo. No total, a cabeça processadora V340HD incorpora cinco cilindros hidráulicos e a cabeça processadora V330 seis devido a utilização do medidor.

Na Figura 4.7 apresenta-se os principais constituintes dos componentes do cilindro hidráulico dos processadores de corte.

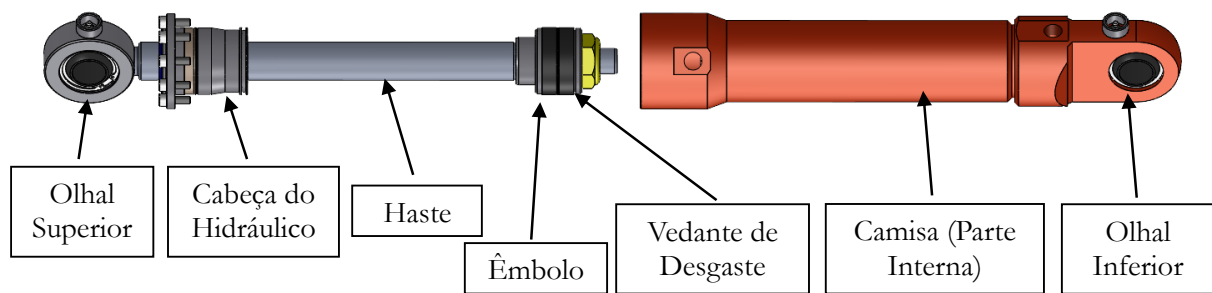


Figura 4.7 – Componentes do cilindro hidráulico dos processadores de corte Vicort®.

Os motores hidráulicos (Figura 4.8) convertem potência hidráulica em potência mecânica, sob a forma de energia cinética rotacional. São utilizados motores hidráulicos das marcas fabricantes *Parker®* e *Danfoss®*.



Figura 4.8 – Motor hidráulico do rolo central da cabeça processadora V340HD e V330 [12].

4.2.2 Distribuidor Hidráulico

Um distribuidor hidráulico é composto por um conjunto de válvulas hidráulicas, agrupadas em vários blocos, onde são conectados os tubos hidráulicos. O distribuidor da fabricante *Danfoss®* é personalizável a nível de quantidade e tipo de blocos pretendidos.

O distribuidor hidráulico usado nos processadores de corte Vicort® contém um bloco de pressão de óleo, vindo da bomba da máquina giratória, e um bloco de retorno de modo a que seja possível a recirculação do óleo para o depósito da máquina (Figura 4.9). Os blocos que alimentam os vários cilindros e motores hidráulicos contêm válvulas de quatro vias e três posições. Na posição central, o óleo

circula livremente. Quando acionada a válvula, um dos orifícios do bloco é pressurizado e faz movimentar um determinado componente. Na outra posição da válvula, o orifício de pressão e retorno invertem e o movimento é realizado no sentido inverso ao descrito anteriormente. Em cada bloco é possível ajustar a pressão de trabalho (duas posições da válvula), de forma a controlar a força que cada cilindro hidráulico exerce.

As várias válvulas são acionadas através do comando elétrico, embora seja possível acioná-las manualmente em situações de falhas na parte elétrica.

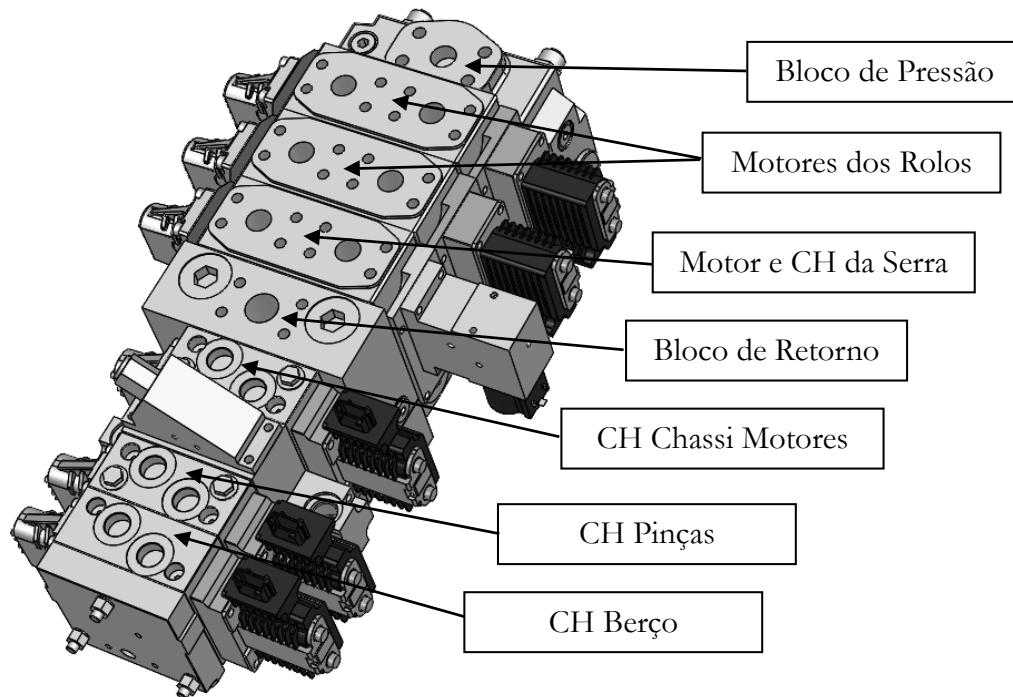


Figura 4.9 – Distribuidor Hidráulico da cabeça processadora V340HD.

4.3 Grupo Eletrónico

O comando das electroválvulas é executado por meio de um controlador eletrónico que foi desenvolvido pelo departamento eletrotécnico da *Cutplant Solutions*, S.A. O controlador (Figura 4.10 a)), através do *software* instalado e igualmente desenvolvido na empresa, recebe os inputs dos dois punhos de comando (Figura 4.10 c)) e dos sensores incorporados na máquina enviando os outputs correspondentes para as electroválvulas.

No habitáculo da máquina é instalado uma consola (Figura 4.10 b)) que permite ajustar as configurações de corte desejadas e visualizar relatórios de produtividade. De forma a possibilitar o operador definir o comprimento dos toros a sectionar,

existe um sensor indutivo no motor hidráulico que determina o número de revoluções do rolo. O perímetro do rolo é introduzido no *software* permitindo assim, de uma forma simples, calcular o comprimento dos toros a seccionar através da multiplicação desses dois parâmetros.

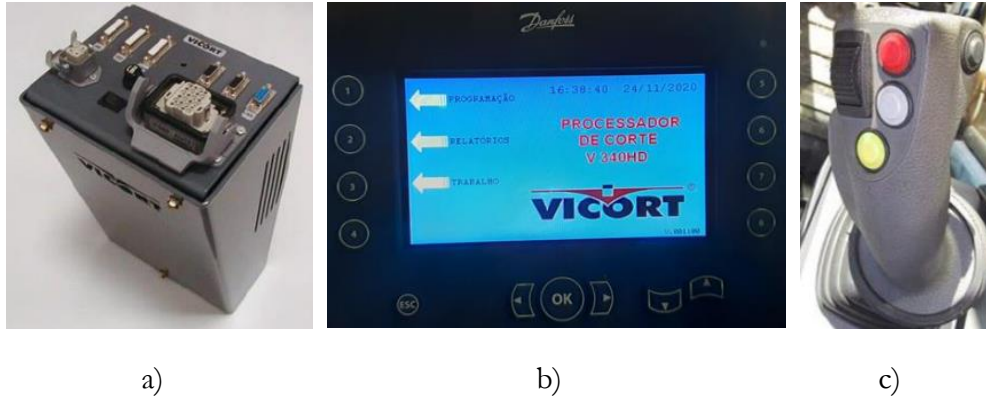


Figura 4.10 – Componentes eletrónicos do processador de corte: a) Controlador eletrónico; b) Consola; c) Punho de comando.

5 ESTUDO E OTIMIZAÇÃO DO PROCESSADOR DE CORTE VICORT® V340 HD

5.1 Ajustamentos entre furos e veios das Pinças e Chassi dos motores V340HD

Para possibilitar o movimento rotacional de abertura e fecho das pinças e dos chassis dos motores são utilizados casquilhos de bronze. Estes são colocados no chassi através da aplicação de pressão e, depois de devidamente lubrificados, permitem o deslizamento em torno da cavilha que permanece imóvel. Tanto as pinças como o chassi dos motores apresentam o mesmo diâmetro de furos e os mesmos componentes do sistema rotacional. Assim sendo, o estudo das tolerâncias dos ajustamentos é relativo ao chassi dos motores, mas também válido para as pinças.

Através de uma prensa hidráulica são inseridos em cada extremidade do furo do chassi dos motores um casquilho de bronze e uma anilha de desgaste (Figura 5.1). A anilha de desgaste do tubo faz contacto e desliza com a outra anilha de desgaste que é fixa ao chassi da máquina, prevenindo o contacto direto entre componentes de maior valor monetário. No centro do tubo do chassi dos motores é colocado um copo de lubrificação que possibilita lubrificar, com massa, a superfície interna de ambos os casquilhos.

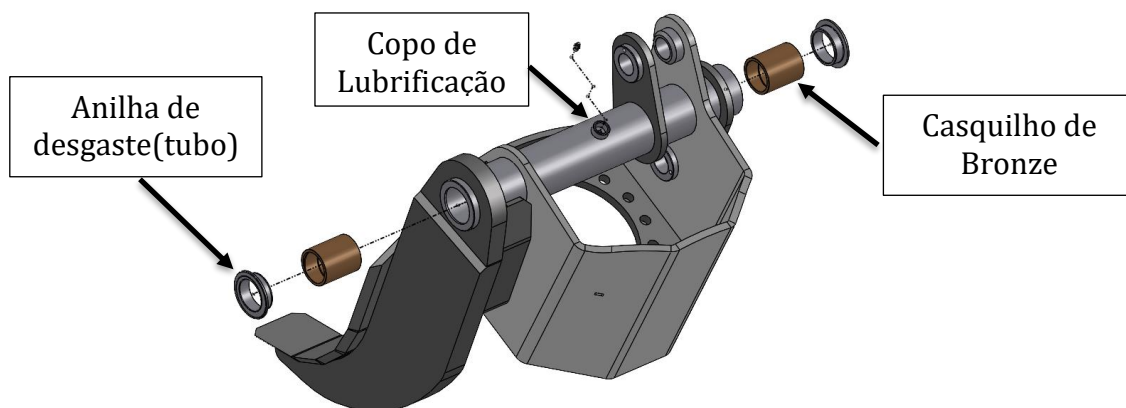


Figura 5.1 – Elementos com movimento rotacional em torno da cavilha.

À exceção do chassi dos motores, todos os elementos apresentados na Figura 5.2 estão fixos durante o movimento de fecho/abertura. O apoio da cavilha é apertado ao chassi da máquina através de 6 parafusos. No seu interior é colocado uma anilha de desgaste (chassi) por onde passa a cavilha que faz de batente nesse apoio. A extremidade da cavilha tem uma rosca central onde é roscado o parafuso que mantém a cavilha fixa ao apoio. De modo a evitar que a cavilha gire juntamente com o parafuso, devido ao elevado atrito na superfície interna do casquilho de bronze ou

a outros fatores, é utilizado um travamento de parafuso que preserva o apoio de desgaste.

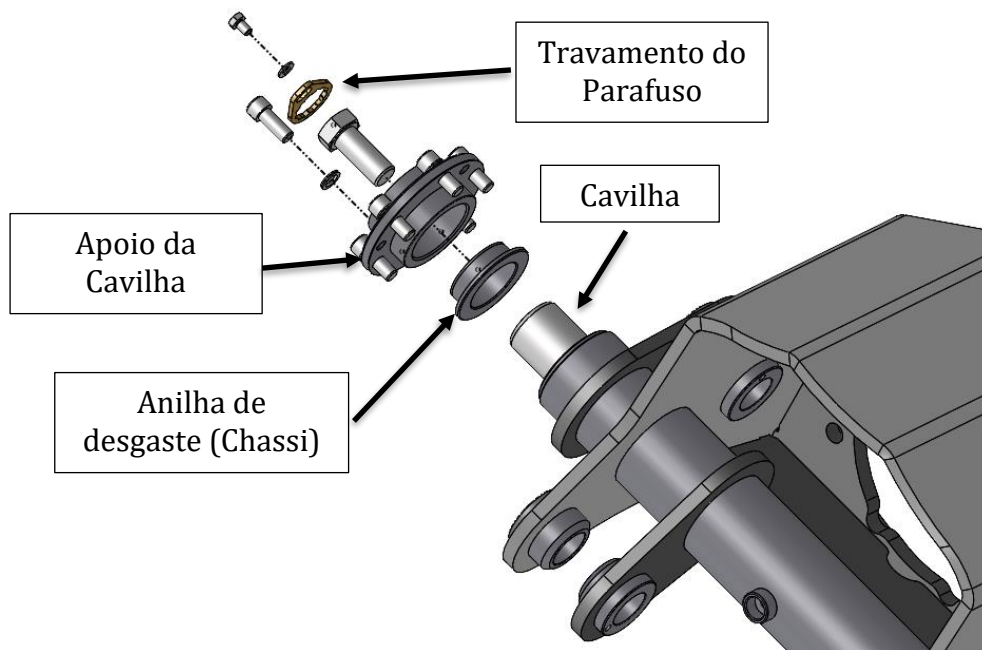


Figura 5.2 – Elementos fixos em relação ao chassi dos motores.

5.1.1 Falhas detetadas

Os processadores de corte florestais são submetidos a ambientes e esforços altamente exigentes. Além disso, a sua longevidade depende dos cuidados de manutenção e forma de trabalho do utilizador. Manter os componentes limpos e lubrificados após períodos de trabalho, substituir as peças de desgaste após as horas de funcionamento indicadas nos manuais de utilizador e utilizar o processador da forma correta são os fatores mais importantes para estender a vida útil, sem a necessidade de intervenções de manutenção mais profundas e dispendiosas.

Durante o período de estágio, foram acompanhadas manutenções corretivas de processadores de corte V340HD que, após longos períodos de funcionamento (mais de 10000 horas de trabalho), apresentavam folgas transversais e longitudinais excessivas nas pinças e nos chassis dos motores. Sem informações do histórico das intervenções de manutenção anteriores é perfeitamente normal que existam folgas pois, embora lubrificadas, as peças de desgaste estão sempre dispostas ao desgaste durante o seu funcionamento. No caso em questão, as peças de desgaste são a parte interna do casquilho, as anilhas de desgaste e a cavilha, embora esta de forma menos acentuada.

Em outros dois dos processadores acompanhados, a folga excessiva não correspondia somente ao excesso de espaço entre o interior do casquilho de bronze e a cavilha, mas também a um desgaste no tubo do chassi dos motores e no apoio

da cavilha. Na Figura 5.3 é visível o desgaste que ocorreu na parte superior do apoio da cavilha, que é suposto deter um contacto fixo com a superfície externa da anilha de desgaste. Além do furo ter perdido material em todo o seu perímetro, destaca-se o aparente risco na superfície, provavelmente devido à entrada de elementos abrasivos e, posterior, deslizamento da anilha. A hipótese do risco ter acontecido no momento de remoção da anilha não é válida pois, ao contrário do suposto, esta foi removida manualmente sem grande esforço.

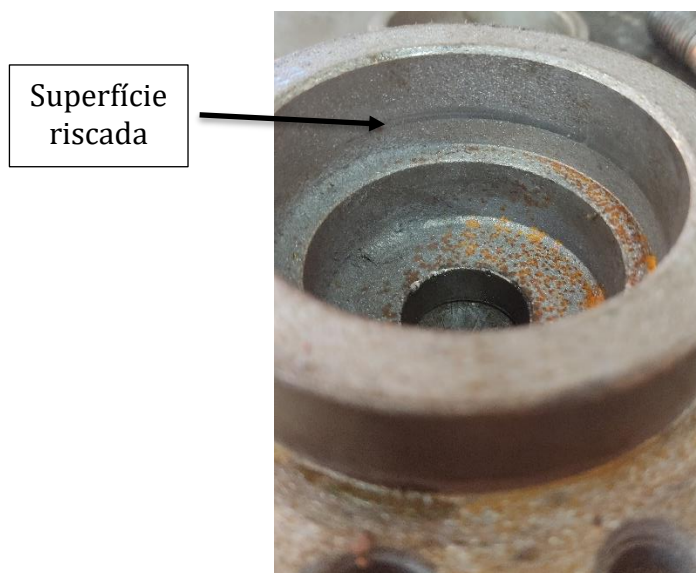


Figura 5.3 – Desgaste no apoio da cavilha de um dos processadores de corte.

Ao fim de muitas horas de trabalho, e principalmente se não for feita a substituição dos elementos de desgaste quando detetadas folgas, os impactos nos furos provocam maiores tensões e vibrações podendo originar deformações plásticas e deslizamento do casquilho ou anilha. No entanto, procedeu-se à análise das tolerâncias dimensionais dos componentes em questão, com o objetivo de evitar ou prolongar o tempo até que ocorra este tipo de situações, que levam à substituição do apoio da cavilha e reconstrução do chassi dos motores.

5.1.2 Análise e determinação das tolerâncias dos ajustamentos

Num conjunto furo e veio com o mesmo diâmetro nominal é necessário atribuir tolerâncias dimensionais a cada um dos diâmetros, na ordem das décimas de milímetro, centésimas, ou até milésimas em situações de maiores precisões. A tolerância atribuída tem em conta a qualidade pretendida e a classe do ajustamento (Figura 5.4).

CLASSE ⇒	AJUSTAMENTO LIVRE	ROTATIVO	DESLIZANTE	DESLIZANTE JUSTO	LIGEIRAMENTE PRESO		FORTE- MENTE PRESO	APERTADO A FRIO	APERTADO FORTE	
MONTAGEM ⇒	Muito fácil à mão	Fácil à mão	À mão	À mão sob pressão	Com maço de madeira		Com martelo	Com prensa a frio	Prensado a quente ou a frio	
CARACTERÍSTICAS ⇒	Grande folga permite: -dilações -fracos alinhamentos -vãos longos	Para movimentos rápidos com lubrificação.	Para movimentos guiados com exactidão	Para deslizamento manual ou acoplamentos	Para acoplamentos que necessitam de fixação contra: deslizamento e rotação			Para acoplamentos não desmontáveis	Para acoplamentos que podem suportar esforços	
APLICAÇÕES ⇒	Parafusos - porcas Eixos em suportes e rodas livres Articulações	Interior de casquilhos Veios de êmbolos	Guiamentos	Chavetas em ligação móvel Rodas dentadas móveis Unões	Volantes de mão Rolamentos de esferas (anel exterior) Tambores (polias) Chavetas paralelas em ligações fixas		Tambores Engrenagens Rolamentos de esferas (anel interno) Unões	Exterior de casquilho Camisas de cubos Pinhões em veios	Ligação fixa de veio com rotor de motor eléctrico	
MECÂNICA										
EXACTIDÃO		H6/e7	H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/j5	H6/k5	H6/m5	H6/p5	H6/s5
CUIDADA		H7/e8	H7/f7	H7/g6	H7/h6	H7/j6	H7/k6	H7/m6	H7/p6	H7/s6
CORRENTE		H8/e9	H8/f8	H8/h8	H8/h7	H8/j7	H8/k7	H8/m7	H8/p7	H8/s7
GROSSEIRA	H11/d11	H10/d10								

Figura 5.4 – Sistema de ajustamentos baseado no furo na posição H [13].

Analisando a Figura 5.4 verifica-se que a tabela apresentada tem como base o furo com desvio fundamental na posição H, ou seja, com desvio inferior à cota nominal igual a zero. Consoante o tipo de ajustamento, a tabela indica o desvio fundamental do veio e a classe de qualidade tanto do veio como do furo. Na análise posteriormente referida, considera-se que o nível de acabamento corresponde a mecânica cuidada, ou seja, classes de qualidade nível sete e seis e que são obtidos através de operações de maquinagem. Classes mais exigentes necessitam da utilização de outros processos de acabamento tal como o polimento, algo que não é justificável de utilizar no sistema mecânico em estudo.

Tendo o par furo/veio e o diâmetro nominal definido, é obtido na tabela (Anexo A) o desvio superior e inferior para cada elemento, isto é, o valor máximo que o diâmetro pode ter superiormente ou inferiormente em relação à cota nominal.

Quando a cota mínima do furo é superior à cota máxima do veio é considerado um ajustamento com folga, caso a cota máxima do furo seja inferior à cota mínima do veio está-se perante um ajustamento com aperto. Em situações onde a dimensão real do furo é por vezes maior e por outras vezes menor que a dimensão real do veio é considerado um ajustamento incerto pois, mesmo respeitando as tolerâncias de fabrico, poderá resultar numa montagem com aperto ou com folga [13].

No caso do ajustamento com folga, a folga máxima ocorre quando a cota do furo é a maior possível dentro da tolerância definida e a do veio a menor possível, ou seja, pode ser calculada com a fórmula da equação 5.1 através da subtração do desvio superior do furo pelo desvio inferior do veio, ES e ei , respetivamente. A folga mínima (equação 5.2) verifica-se quando o furo é o menor possível e o veio o maior possível, isto é, o desvio inferior do furo, EI , subtraído pelo desvio superior do veio, es .

$$Folga\ máxima = ES - ei \quad (5.1)$$

$$\text{Folga mínima} = EI - es \quad (5.2)$$

Os cálculos para ajustamentos com aperto apresentados nas equações 5.3 e 5.4 seguem o mesmo raciocínio dos anteriores. Como o desvio do veio é sempre superior ao do furo, a subtração é feita de modo a obter um valor de aperto máximo e mínimo positivo.

$$\text{Aperto máximo} = es - EI \quad (5.3)$$

$$\text{Aperto mínimo} = ei - ES \quad (5.4)$$

5.1.2.1 Ajustamento entre apoio da cavilha e a cavilha

Na Figura 5.5 está representado em vista de corte o ajustamento entre o apoio da cavilha, componente a azul escuro, e a cavilha representada a azul claro.

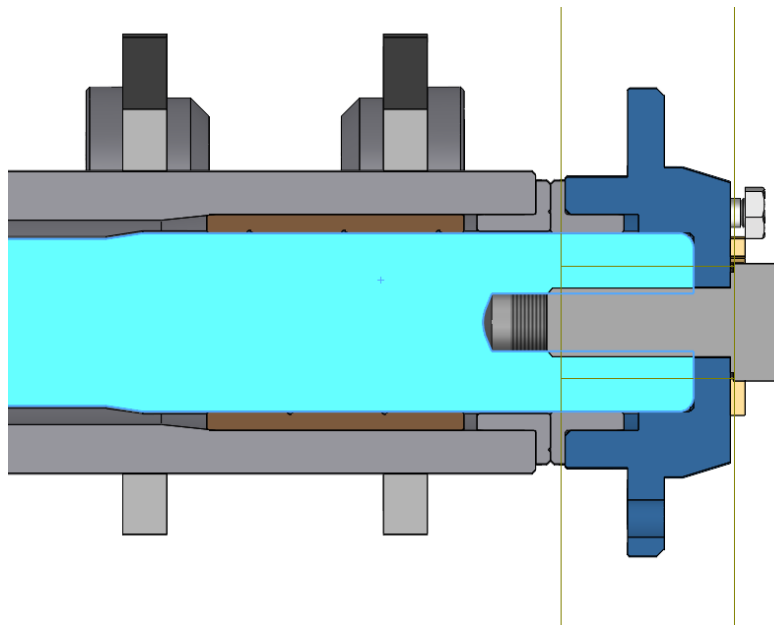


Figura 5.5 – Ajustamento entre apoio da cavilha e cavilha.

Tolerâncias iniciais do veio (Cavilha):

- Diâmetro nominal: 50mm
- Desvio superior, es : -0.100mm
- Desvio inferior, ei : -0.150mm

Tolerâncias iniciais do furo (Apoio da cavilha):

- Diâmetro nominal: 50mm
- Desvio superior, ES : 0.039mm

- Desvio inferior, EI : 0mm

Resultando:

$$Folga\ máxima = 0.039 - (-0.150) = 0.189mm \quad (5.5)$$

$$Folga\ mínima = 0 - (-0.100) = 0.100mm \quad (5.6)$$

O ajustamento em questão é não rotativo e deve garantir que não há excesso de movimento transversal da cavilha em relação ao apoio. Caso contrário, resultaria numa folga perceptível em todo o chassi dos motores.

Um ajustamento com fixação contra deslizamento e rotação, H7/k6, montado com auxílio de um maço, resultaria numa folga de 0,023mm a um aperto de 0,018mm. Estas dimensões seriam indicadas tendo em conta que mantinham a cavilha mais fixa e não dificultariam a desmontagem do apoio pois este é, facilmente, removido através do aperto de um parafuso que faz batente na cavilha.

Contudo, a determinação das tolerâncias destas peças não pode seguir uma análise linear baseada nas tabelas devido a dois fatores. O principal advém de os furos do chassi, onde são montados o apoio superior e inferior da cavilha, não serem perfeitamente coaxiais. Embora durante o processo de soldadura do chassi sejam utilizados sistemas de fixação (gabarito) que mantém os dois furos concêntricos, o empeno característico da soldadura que provoca um deslocamento dos eixos. Apesar desse desalinhamento ser mínimo acaba por ser relevante numa distância entre furos de aproximadamente 640mm (Figura 5.6).

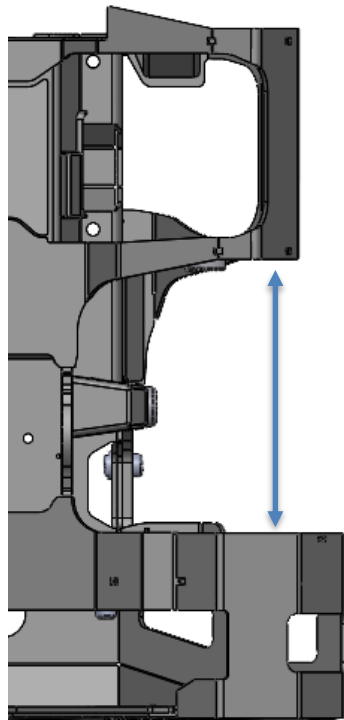


Figura 5.6 – Distância entre furos de colocação do chassi dos motores.

O segundo fator é devido à cavilha estar presente em outros ajustamentos e, portanto, a alteração das suas dimensões interfere nas folgas de outras interações.

Durante o acompanhamento da montagem do processador, a colocação do apoio da cavilha na cavilha sempre foi facilmente instalado com aplicação de pouca força, normalmente com recurso a um maço de borracha. Assim sendo, e tendo em consideração os fatores descritos, optou-se por reduzir as dimensões do furo, mantendo praticamente o mesmo intervalo de tolerâncias de forma a não dificultar o processo de acabamento na maquinação. O novo desvio superior do furo passou para 0.019mm e o desvio inferior para 0.02mm resultando, desta forma, numa folga máxima de 0.170mm e numa folga mínima de 0.080mm.

5.1.2.2 Ajustamento entre apoio da cavilha e anilha de desgaste (chassi)

Está representado na Figura 5.7 o contacto entre o apoio da cavilha (azul claro), e a superfície externa da anilha de desgaste (chassi), representada a azul escuro.

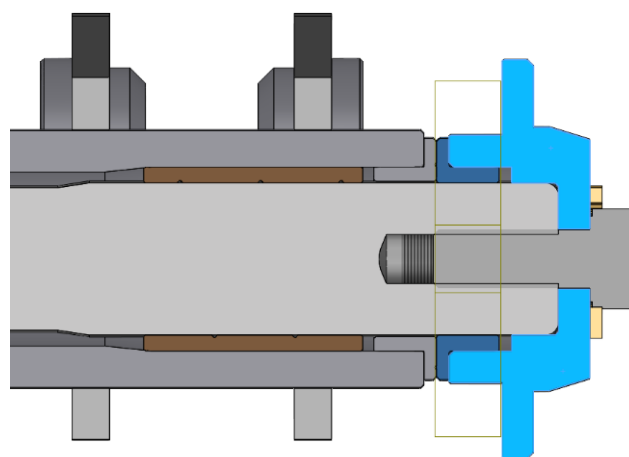


Figura 5.7 – Ajustamento entre apoio da cavilha e anilha de desgaste (chassi).

Tolerâncias iniciais do veio (anilha de desgaste (chassi)):

Diâmetro nominal: 60mm

Tolerâncias iniciais do furo (apoio da cavilha):

Diâmetro nominal: 60mm

Desvio superior, *ES*: 0.030mm

Desvio inferior, *EI*: 0mm

A anilha de desgaste(chassi) deve ser montada através de uma prensa e a frio de forma a evitar que haja deslocamento ou rotação da anilha durante a vida útil do processador. A sua remoção é feita através de uma peça, projetada para o efeito e que foi desenvolvida e fabricada na *Cutplant Solutions*, S.A. Foi neste contacto de

componentes que se detetou o deslocamento e desgaste apresentado na Figura 5.3, o que indica a necessidade de maior aperto na montagem. Não foi possível calcular a aperto máximo e mínimo pois a parte externa da anilha de desgaste não apresenta tolerâncias no projeto. Assim, no momento de maquinação, o operador deixa a caixa na cota o mais próximo possível dos 60 milímetros. Esta abordagem pode levar a incoerências e posteriores problemas de desgaste. Atendendo que, neste ajustamento, não há problemas de deformações provocadas pela soldadura pois ambos os componentes são fabricados por maquinação e não são soldados a nenhuma outra peça, sugeriu-se uma abordagem linear do cálculo de um ajustamento H7/m6, uma vez que as tolerâncias do furo já contemplavam um furo H7. Com esta abordagem, resultou num ajustamento incerto que pode corresponder a uma folga máxima de 0.019mm a um aperto máximo de 0.030mm (equação 5.7 e 5.8).

Novas tolerâncias do veio:

Desvio superior, es : 0.030mm

Desvio inferior, ei : 0.011mm

$$\text{Aperto máximo} = 0.030 - 0 = 0.030\text{mm} \quad (5.7)$$

$$\text{Folga máxima} = 0.030 - 0.011 = 0.019\text{mm} \quad (5.8)$$

5.1.2.3 Ajustamento entre anilha de desgaste (chassi) e cavilha

O ajustamento representado na Figura 5.8, entre a cavilha (azul claro) e a parte interna da anilha de desgaste (chassi) a azul escuro, é um ajuste não rotativo e segue o mesmo princípio do ajustamento abordado no ponto 5.1.2.1.

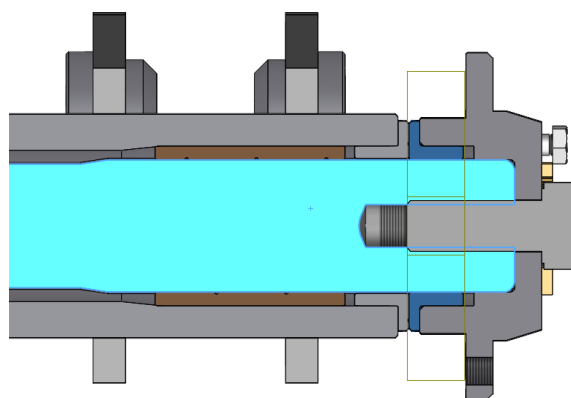


Figura 5.8 – Ajustamento entre anilha de desgaste (chassi) e cavilha.

Tolerâncias iniciais do furo (anilha de desgaste (chassi) superfície interna):

Diâmetro nominal: 50mm

Desvio superior, *ES*: 0.050 mm

Desvio inferior, *EI*: 0 mm

$$Folga\ máxima = 0.050 - (-0.150) = 0.200mm \quad (5.9)$$

$$Folga\ mínima = 0 - (-0.100) = 0.100mm \quad (5.10)$$

O ajustamento entre o apoio da cavilha e a própria cavilha deve ser feito de forma a garantir que a folga seja a mínima possível. Esta situação ocorre devido à possibilidade de os furos não serem perfeitamente coaxiais. Assim, definiu-se que para a superfície interna da anilha de desgaste, os valores de desvios seriam iguais aos do orifício de 50mm do apoio da cavilha, isto é, o desvio superior, *ES*, igual a 0.020mm e *EI* igual a -0.020mm. Desta forma, as folgas da cavilha com o apoio, e da cavilha com a anilha passam a estar compreendidas no mesmo intervalo, isto é, entre 0.080mm a 0.170mm permitindo assim uma fixação da cavilha mais uniforme e com maior resistência ao movimento de rotação.

5.1.2.4 Ajustamento entre anilha de desgaste (tubo) e tubo do chassi dos motores

A superfície externa da anilha de desgaste (tubo), representada a azul escuro (Figura 5.9), é colocado através de uma prensa na superfície interna do tubo do chassi dos motores (azul claro).

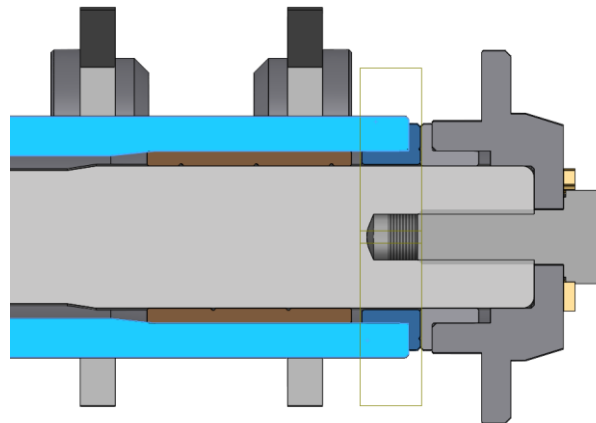


Figura 5.9 – Ajustamento entre anilha de desgaste (tubo) e tubo do chassi dos motores.

Tolerâncias iniciais do veio (anilha de desgaste (tubo)):

Diâmetro nominal: 60mm

Tolerâncias iniciais do furo (tubo):

Diâmetro nominal: 60mm

Desvio superior, ES : 0.025mm

Desvio inferior, EI : 0mm

Assim como a anilha de desgaste (chassi), também a anilha do tubo deve estar bem fixa para que não haja rotação e desgaste nas paredes internas do tubo. Por esse motivo, foram estabelecidas tolerâncias na superfície externa da anilha de desgaste (tubo) que até então não existiam. O ajustamento que foi escolhido foi o ajustamento H7/m6, ou seja, um ajustamento fortemente preso e desmontável em caso de substituição da anilha. Houve então atribuição de novas tolerâncias ao veio e aumento do desvio superior do furo para 0.030 mm.

Novas tolerâncias do veio:

Desvio superior, es : 0.030mm

Desvio inferior, ei : 0.011mm

$$\text{Aperto máximo} = 0.030 - 0 = 0.030\text{mm} \quad (5.11)$$

$$\text{Folga máxima} = 0.030 - 0.011 = 0.019\text{mm} \quad (5.12)$$

5.1.2.5 Anilha desgaste (tubo) e cavilha

Ao contrário do casquilho de bronze, a função da anilha de desgaste do tubo não é apoiar e fixar a cavilha, mas sim contactar diretamente com a anilha de desgaste do chassi. Assim sendo, a anilha de desgaste (tubo), a azul escuro, tem um milímetro de diâmetro nominal a mais em relação à cavilha e, portanto, não existe contacto entre estes componentes (Figura 5.10).

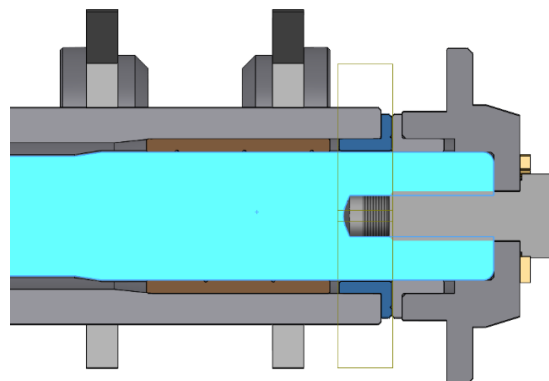


Figura 5.10 – Anilha desgaste(tubo) e cavilha.

5.1.2.6 Ajustamento entre casquilho de bronze e tubo do chassi dos motores

A Figura 5.11 representa o contacto entre o interior do tubo do chassi dos motores (azul claro) e a superfície externa do casquilho de bronze (azul escuro).

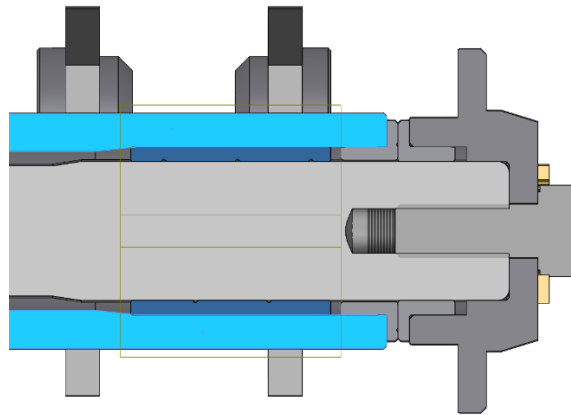


Figura 5.11 – Ajustamento entre casquilho de bronze e tubo.

Tolerâncias iniciais do veio (casquilho de bronze):

Desvio superior, *es*: 0.030mm

Desvio inferior, *ei*: 0mm

$$Aperto\ máximo = 0.030 - 0 = 0.030mm \quad (5.13)$$

$$Folga\ máxima = 0.025 - 0 = 0.025mm \quad (5.14)$$

Novamente, foi estabelecido o ajustamento H7/m6 por ser o mais justo possível sem que se dificulte ou impossibilite o processo de montagem e desmontagem quando necessário. As tolerâncias do furo já tinham sido alteradas no ponto 5.1.2.4, e as do casquilho de bronze passam a respeitar os desvios de um veio m6 com diâmetro nominal de 60mm. Com os novos valores o aperto máximo mantém-se em 0.030mm, enquanto que a folga máxima diminui de 0.025mm para 0.019mm.

5.1.2.7 Ajustamento entre casquilho de bronze e a cavilha

Por último, apresenta-se na Figura 5.12 o ajustamento rotativo entre a superfície interna do casquilho de bronze, a azul escuro, e o veio que corresponde a cavilha a azul claro.

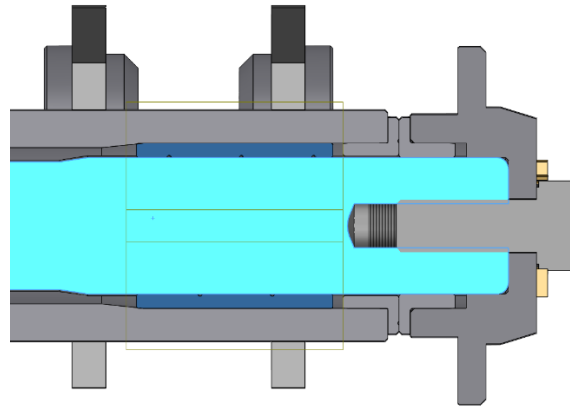


Figura 5.12 – Ajustamento entre casquilho e cavilha.

Tolerâncias iniciais do furo (casquilho de bronze):

Diâmetro nominal: 50mm

Desvio superior, ES : 0.120mm

Desvio inferior, EI : 0.060mm

$$Folga\ máxima = 0.120 - (-0.150) = 0.270mm \quad (5.15)$$

$$Folga\ mínima = 0.060 - (-0.100) = 0.160mm \quad (5.16)$$

Analisando a Figura 5.4, o ajustamento rotativo para o interior de casquilhos designado por H7/f7 corresponde a uma folga entre os 0.025mm e os 0.075mm. As folgas aqui calculadas aparentam ser muito elevadas, porém é necessário ter em conta que é utilizada massa lubrificante entre a folga dos componentes em movimento relativo. Atendendo a que não existe histórico de desgastes ou folgas precoces no interior do casquilho e a diminuição da folga obrigaria a um estudo das propriedades físicas da massa lubrificante assim como da eficiência de utilizar várias espessuras de camada lubrificante, decidiu-se que se iriam manter as folgas anteriormente utilizadas.

5.2 Analise da folga longitudinal da pinça e dos chassis dos motores

Para que exista movimento rotacional das pinças e dos chassis dos motores é fundamental existir uma folga entre as duas anilhas de desgaste, caso contrário, a força resistiva provocada pelo atrito entre as anilhas dificultaria o movimento rotacional. A folga longitudinal definida no projeto entre as duas anilhas superiores é visível na Figura 5.13. Na mesma figura, pode-se verificar que a anilha de desgaste

superior, juntamente com a estrutura integrante do chassi, são elementos fixos, já os restantes componentes (a baixo) rodam em torno da cavilha.

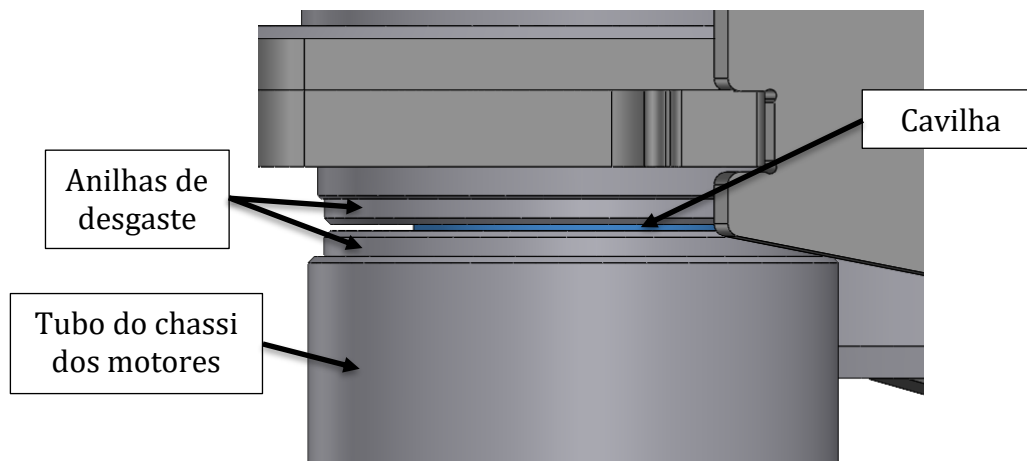


Figura 5.13 – Folga longitudinal do chassi dos motores.

O valor da folga de projeto é de 1 milímetro. Este valor é superior ao valor ideal para esta situação pois contempla os possíveis empenos da estrutura, devido ao processo de soldadura. Por este motivo, opta-se por utilizar anilhas de afinação (Figura 5.14), para preencher o valor da folga consoante a necessidade de cada equipamento.



Figura 5.14 – Anilhas de afinação.

Na montagem do chassi ou das pinças, o operador monta todo o sistema sem utilizar as anilhas e aperta os parafusos do apoio e da cavilha. De seguida, encosta-se o tubo do chassi/pinças a uma das extremidades e verifica-se com as anilhas, ou com um apalpa folgas, a folga da outra extremidade. Após verificação da folga, remove-se o apoio da cavilha e a respetiva anilha de desgaste, possibilitando assim aplicar primeiramente as anilhas de afinação necessárias de modo a fazerem altura. Finalmente, monta-se novamente o apoio e verifica-se o funcionamento da pinça. A folga deve ser a mínima possível, mantendo o movimento rotacional livre e executável de forma manual.

5.2.1 Problema encontrado e respetiva solução

As anilhas de afinação utilizadas são de meio milímetro ou de um milímetro de espessura. A folga de 1mm de projeto pode aumentar ou diminuir após a estrutura ser soldada, ou seja, em alguns casos é somente aplicada uma anilha de 0.5mm ou de 1mm, como também pode ser necessário o uso de duas anilhas totalizando 1.5mm. O problema ocorre quando a folga é por exemplo de 0.9mm e, consequentemente, a única anilha de afinação possível de aplicar é a de 0.5mm, resultando numa folga de 0.4mm. Nas situações em que a folga era próxima de 1mm, não sendo possível aplicar a anilha de maior espessura, facilmente se sentia uma ligeira folga quando se movimentava o tubo longitudinalmente.

No processo de desrame e descasque os rolos laterais do processador de corte geram uma força reativa nos chassis dos motores, que varia de sentido consoante o sentido de rotação dos rolos. Essa variação do sentido da força provoca um efeito do tipo “martelo” nos chassis dos motores, que aumenta a intensidade com o aumento da folga longitudinal. Cada chassi dos motores, com motor hidráulico e rolo aplicado, tem uma massa próxima de 150kg. Assim, o impacto provocado é considerável e, além de, provocar vibrações em toda a estrutura, diminui a vida útil das anilhas de desgaste. Diminuir a folga de projeto não é opção pois pode originar situações em que a folga seja praticamente inexistente e para obter um movimento livre seja necessário voltar a maquinar a estrutura. Assim, a solução para este problema passou pela fabricação de novas anilhas de afinação com espessura de 0.3mm. As anilhas são fabricadas internamente por corte a laser a partir de chapas de 0.3mm, disponíveis no mercado. Assim, para uma folga inicial de 0.9mm seriam colocadas 3 chapas de 0.3mm o que resulta numa folga de 0,1mm que, por experimentação, é suficiente para obter um movimento livre sem perceção de nenhum movimento longitudinal.

5.3 Analise e determinação das forças aplicadas pelos cilindros hidráulicos

A força que um cilindro hidráulico exerce num determinado ponto de uma estrutura mecânica depende de vários fatores, além da pressão hidráulica e da área do êmbolo. Assim, é necessário ter em conta o braço de aplicação da força e ângulos de aplicação da força para permitir o cálculo da força num determinado ponto. Até então, só existia na empresa um ficheiro *Excel* para o cálculo da força hidráulica. Nesse ficheiro, eram introduzidos os valores do diâmetro da camisa, do diâmetro da haste e o valor da pressão hidráulica e era calculada a força que o cilindro hidráulico exercia. Devido à falta de indicação de qual seria o braço de aplicação da força e dos ângulos de aplicação da força foi desenvolvido um novo ficheiro em *Excel* que considera todos esses fatores.

Assim, este novo ficheiro possibilitará um dimensionamento mais detalhado e próximo à realidade dos vários cilindros hidráulicos, não só dos processadores de corte atualmente fabricados, mas também dos restantes equipamentos, e projetos futuros.

5.3.1 Força Hidráulica

A força hidráulica exercida pela haste do cilindro é calculada através da multiplicação da pressão do fluido (variável P) pela respetiva área de aplicação da pressão (equação 5.17 e 5.18).

$$\text{Força de avanço} = P * A_1 \quad (5.17)$$

$$\text{Força de recuo} = P * A_2 \quad (5.18)$$

Num cilindro hidráulico de dupla ação (Figura 5.15) as áreas de aplicação de pressão de cada câmara são diferentes, ou seja, a área de avanço A_1 corresponde à área total do êmbolo, enquanto a área de recuo, A_2 , compreende a área do êmbolo subtraída pela área da haste do cilindro. Por este motivo para a mesma pressão hidráulica, a força de avanço é superior à força de recuo.

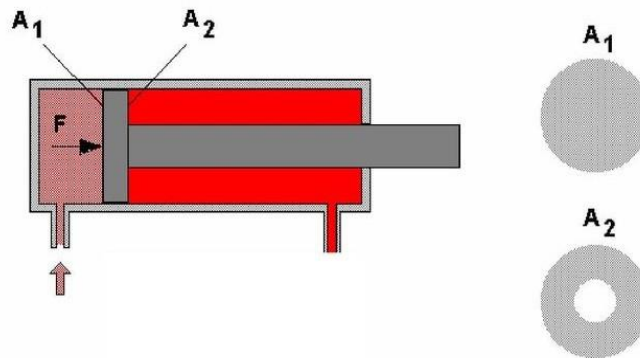


Figura 5.15 – Vista de frente e lateral das áreas de aplicação de força [14].

5.3.2 Cálculo da força num determinado ponto do componente mecânico, aplicada por um cilindro hidráulico

Na Figura 5.16 está representada a vista superior da pinça direita do processador V340HD, que ilustra o cilindro hidráulico com rótulas em ambos os olhais.

O cilindro hidráulico ao exercer força no olhal vai provocar um movimento rotacional de toda a pinça em torno do ponto de rotação. Com o decorrer do avanço

da haste do cilindro, os ângulos entre o cilindro e a horizontal (α) e entre o braço com dimensões (b) e a horizontal (β) variam. Esta variação afeta o valor do momento rotacional (M_t) exercido pela pinça que é máximo para um ângulo de 90° entre a haste e o braço e, zero quando estes componentes se encontram alinhados.

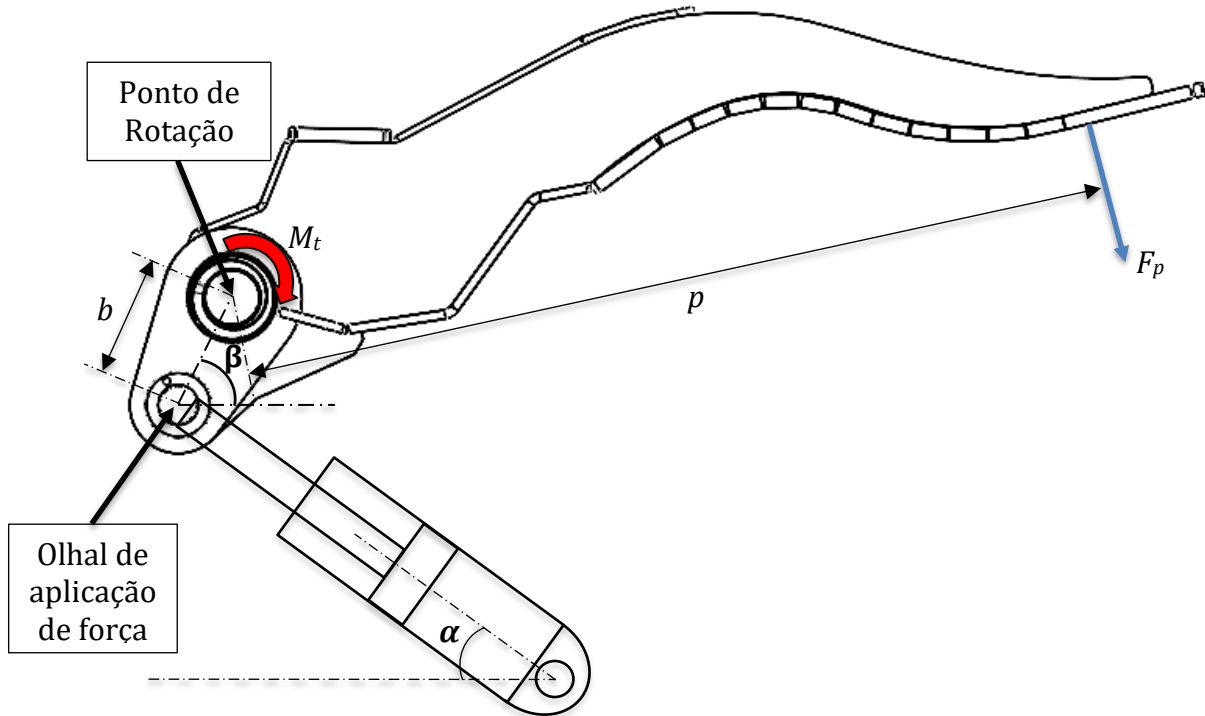


Figura 5.16 – Representação das forças envolventes no movimento da pinça do processador de corte.

De modo a determinar a força (F_p) que a pinça exerce num ponto à distância pretendida é necessário ter em conta a força hidráulica, o comprimento do braço e os ângulos α e β . Em primeiro lugar, começa-se por decompor a força hidráulica numa componente horizontal F_x e vertical F_y (equação 5.19 e equação 5.20, respetivamente).

$$F_x = F_H * \cos(\alpha) \quad (5.19)$$

$$F_y = F_H * \sin(\alpha) \quad (5.20)$$

Após o cálculo das duas componentes da força hidráulica, calcula-se o momento que cada uma provoca em relação ao ponto de rotação. Na Figura 5.17 estão cotadas as distâncias perpendiculares das forças ao centro de rotação, x e y , usadas no cálculo dos momentos M_x e M_y , respetivamente.

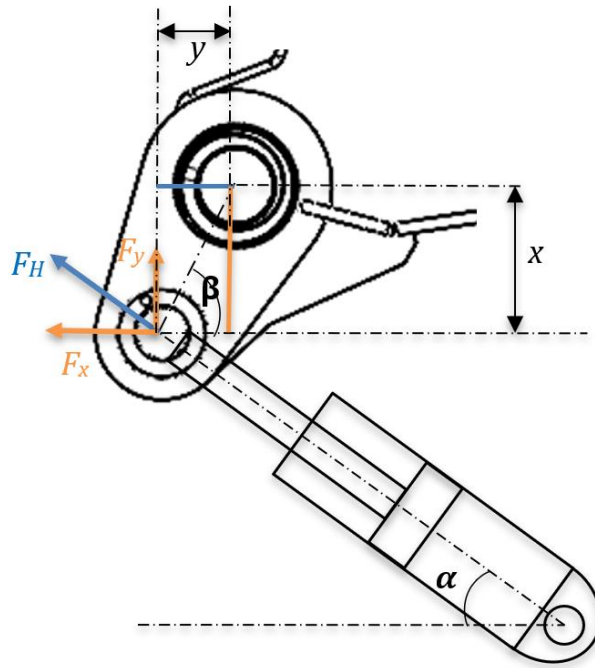


Figura 5.17 – Representação pormenorizada do ponto de rotação e de aplicação de força da pinça.

As distâncias x e y são calculadas através das equações 5.21 e 5.22 pois são partes constituintes do triângulo retângulo com um dos ângulos igual a β .

$$x = \text{sen}(\beta) * b \quad (5.21)$$

$$y = \text{cos}(\beta) * b \quad (5.22)$$

O momento total no ponto de rotação (Mt) obtém-se pela soma dos dois momentos gerados pelas forças Fx e Fy .

$$Mt = Mx + My \quad (5.23)$$

$$Mt = Fx * x + Fy * y \quad (5.24)$$

Importa referir que, para o mesmo momento rotacional, quanto mais afastado for o ponto de aplicação da força pela pinça (Fp) menor será o seu valor. Este efeito normalmente não será sentido na pinça pois usualmente a madeira é apoiada na parte côncava da pinça. No entanto, é fundamental considerar o efeito da lamina de corte dos abatedores neste cálculo pois quanto mais junto ao ponto de rotação estiver a madeira mais facilmente é executado o abate da árvore. Sendo assim, a força na lamina é calculada através da equação 5.25, isto é, através da divisão do momento rotacional total pela distância que forma a perpendicular da força até ao ponto de rotação (variável p).

$$Fp = Mt/p \quad (5.25)$$

5.3.3 Cálculo da força hidráulica necessária para obter uma determinada força num ponto do componente mecânico

De forma a facilitar o dimensionamento do cilindro hidráulico realizou-se o cálculo inverso ao do ponto 5.5.2, isto é, a obtenção da força hidráulica necessária através da introdução da força num determinado ponto da lâmina. O primeiro passo do cálculo é a determinação do momento rotacional total a partir dos dados Fp e p .

$$Mt = Fp * p \quad (5.26)$$

De seguida, substitui-se cada componente do momento pela respetiva fórmula de cálculo (equação 5.28).

$$Mt = Mx + My \quad (5.27)$$

$$Fp * p = Fx * x + Fy * y \quad (5.28)$$

Substituem-se as variáveis Fx , Fy , x , e y pelas fórmulas apresentadas nas equações 5.19, 5.20, 5.21, e 5.22, respetivamente e obtém-se a equação 5.29.

$$Fp * p = FH * \cos(\alpha) * \sin(\beta) * b + FH * \sin(\alpha) * \cos(\beta) * b \quad (5.29)$$

Sendo assim, a força hidráulica (FH) é calculada através da equação 5.30.

$$FH = \frac{Fp * p}{(\cos(\alpha) * \sin(\beta) * b + \sin(\alpha) * \cos(\beta) * b)} \quad (5.30)$$

Através da observação da Figura 5.18, conclui-se que o ângulo entre a haste e o braço corresponde à soma do ângulo α com o ângulo β .

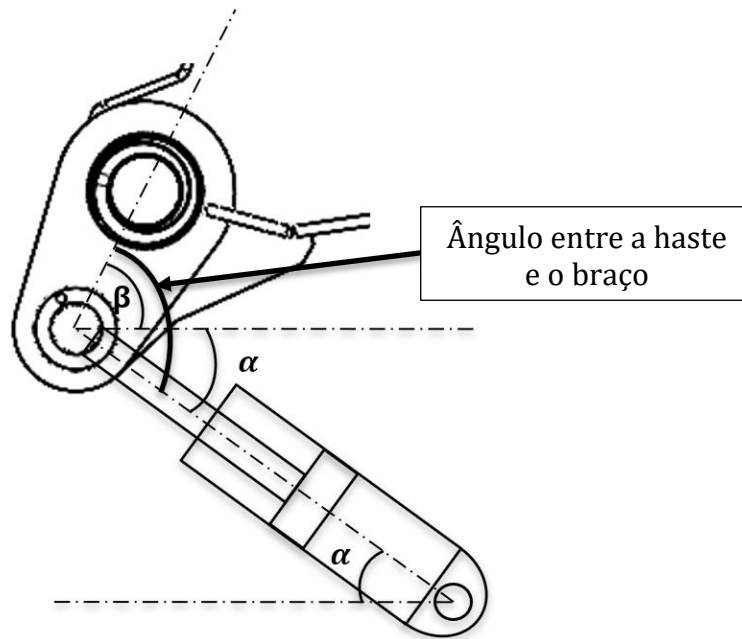


Figura 5.18 – Representação dos ângulos envolventes no sistema.

5.3.4 Estudo e determinação das forças aplicadas pelos cilindros hidráulicos do berço no processador de corte

É no berço do processador que, através do acoplamento dos olhais traseiros dos dois cilindros hidráulicos, é realizado o movimento rotacional de todo o chassi em relação ao berço, sendo que este permanece praticamente imóvel. O braço de aplicação de força corresponde à distância compreendida entre o olhal de rotação e o olhal de aplicação de força pelo hidráulico, estando ambos localizados no chassi. Assim, consideraram-se três posições do chassi para a análise do ângulo entre o hidráulico e o braço de aplicação de força. Na primeira situação, considerou-se que o hidráulico está totalmente fechado (Figura 5.19a)) e, seguidamente, considerou-se uma posição normal de trabalho (Figura 5.19b)). Por fim, analisou-se a situação onde a posição do hidráulico como estando totalmente aberto (Figura 5.19c)).

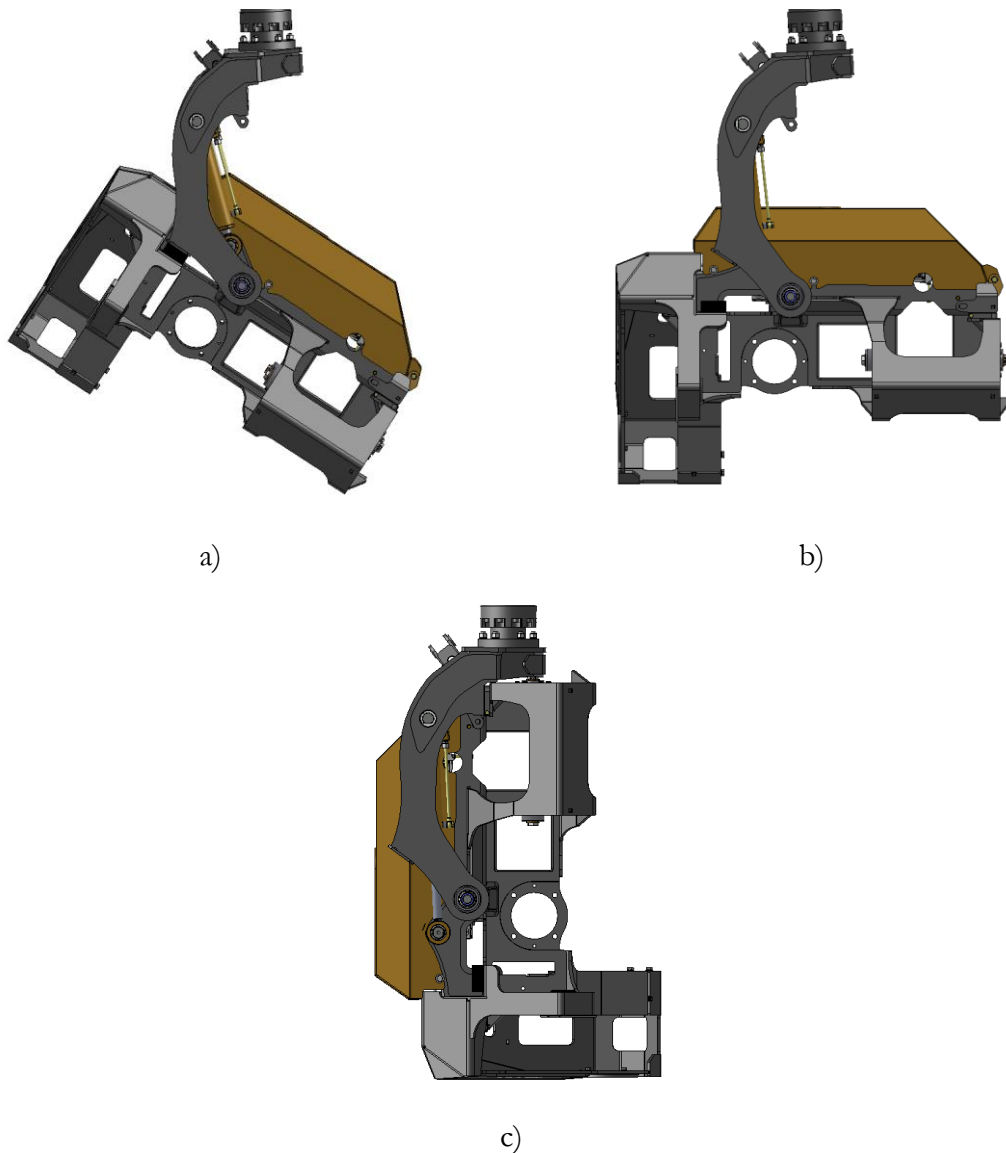


Figura 5.19 – Posições principais do chassi em relação ao berço: a) Posição com hidráulico totalmente fechado; b) Posição normal de trabalho; c) Posição com hidráulico totalmente aberto.

5.3.4.1 Posição com hidráulico fechado

A posição do chassi com o hidráulico do berço totalmente fechado, é utilizada principalmente em situações de seccionamento em terreno com inclinação descendente. Analisando a Figura 5.20 verifica-se que, o hidráulico está praticamente alinhado com o braço formando um ângulo quase nulo, isto é de cerca de $0,68^\circ$.

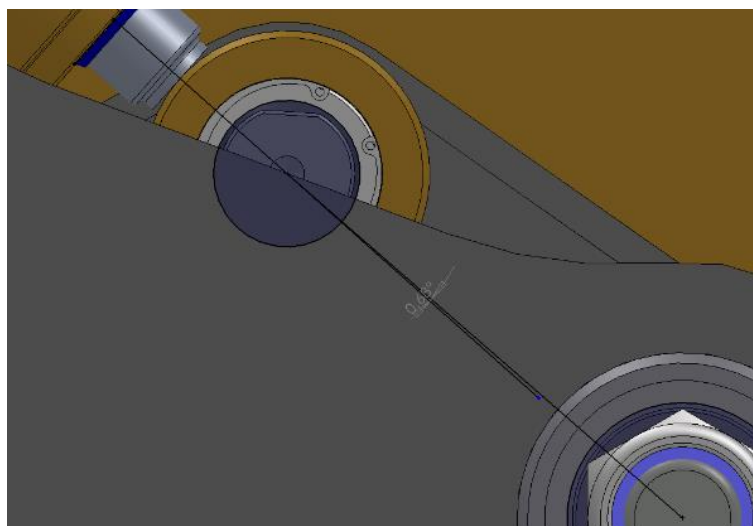


Figura 5.20 – Ângulo entre hidráulico na posição fechado e braço.

Com ângulos pequenos a força é quase toda aplicada sobre o eixo de rotação, em vez de provocar momento rotacional. Este efeito pode originar falta de binário para movimentar a estrutura e excesso de carga no eixo de rotação. No contexto em questão, a máquina não apresenta problemas de falta de binário, contudo a carga ao ser quase toda aplicada na rótula pode diminuir a sua vida útil. A fim de aumentar o ângulo, conforme ilustrado Figura 5.21, o furo do olhal deve ser deslocado para a esquerda e para baixo.

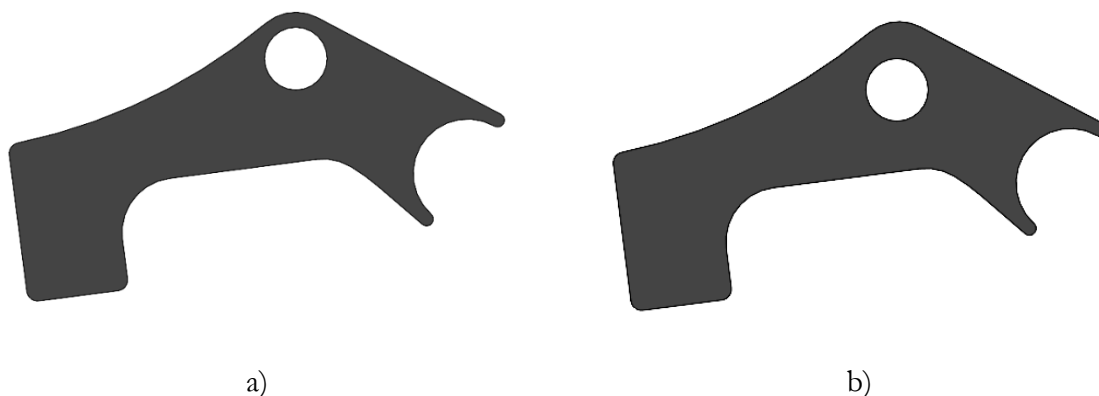


Figura 5.21 – Chapa constituinte do chassi com olhal de aplicação de força: a) Antes da alteração; b) Após alteração.

No entanto, importa referir que a posição do furo é condicionada pelo curso e comprimento do hidráulico. Desta forma, deve-se garantir que o curso do hidráulico possa retrainr o suficiente na situação de maior proximidade entre olhais e estender o necessário para compreender a distância de maior afastamento. Referindo isto, a configuração que permitiu aumentar o ângulo sem interferir no movimento rotacional do hidráulico, enquanto que permite deslocar o furo do olhal 16mm para

a esquerda e 1,5mm para baixo. Desta forma, as chapas do chassi foram então redesenhadas com o furo na posição anteriormente referidas tal como se apresenta na Figura 5.21b). Com esta alteração, o ângulo na posição com o hidráulico fechado passou de 0.68° para 7.36° (Figura 5.22). Assim, consegue-se promover uma maior resistência do chassi na zona do olhal pois aumentou-se a espessura de material entre o furo e o contorno da peça.

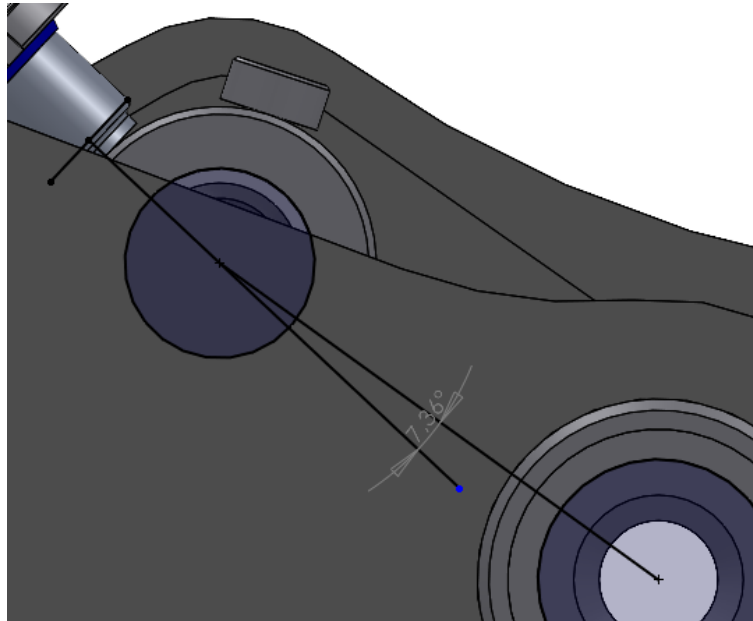


Figura 5.22 – Ângulo entre hidráulico na posição fechado e braço, após alteração.

5.3.4.1.1 Cálculo de forças e binários no avanço da haste

Tendo por base a informação anteriormente referidas e através das equações descritas nos pontos 5.3.1 e 5.3.2, obtiveram-se os resultados que de seguida se iram apresentar. De forma a facilitar a medição dos ângulos sem interferir nos resultados, considerou-se o ângulo β igual a 0° .

Dados Gerais:

Diâmetro da camisa: 50mm

Diâmetro da haste: 30mm

Pressão máxima de trabalho: 120 bar

Força hidráulica de avanço: 23554 N por hidráulico

Dados antes da alteração:

Braço de aplicação de força: 152mm

Ângulo braço-hidráulico: 0.68°

Dados após alteração:

Braço de aplicação de força: 143.5mm

Ângulo braço-hidráulico: 7.36°

Resultados antes da alteração:

Binário máximo total: 85 N.m

Resultado após alteração:

Binário máximo total: 866 N.m

Com a alteração obteve-se um binário de aproximadamente dez vezes superior ao inicial. Este aumento do binário permite que o equipamento possa executar movimentos com massas de material lenhoso maiores às que anteriormente movimentava. Além disso, todo o sistema hidráulico e mecânico fica menos subcarregado para as mesmas condições de movimento.

5.3.4.2 Posição normal de trabalho

A posição normal de trabalho é a mais comum para a execução do desrame e descasque. Assim, o centro de massa do processador está próximo do ponto de rotação do chassi. Desta forma, e sem qualquer aplicação de força dos cilindros hidráulicos o processador de corte fica praticamente na horizontal. Contudo, a existência de uma árvore suportada pelas pinças provoca um momento rotacional com tendência de fecho dos hidráulicos, logo é necessária uma força contrária de modo a manter o processador na posição normal de trabalho. Na Figura 5.23 representam-se os ângulos entre o hidráulico e o braço antes e após a alteração da posição do olhal.

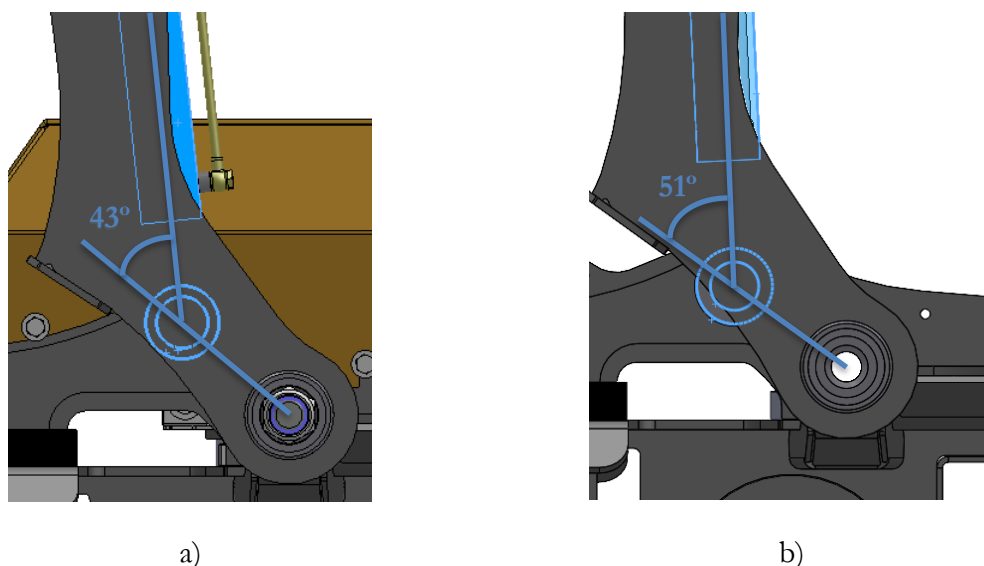


Figura 5.23 – Ângulo entre hidráulico e braço em posição normal de trabalho: a) Antes da alteração; b) Após alteração.

5.3.4.2.1 Cálculo dos binários no avanço da haste

Tanto a força hidráulica de avanço, como as dimensões do braço de aplicação de força são iguais nas três posições.

Dados antes da alteração:

Ângulo braço-hidráulico: 43°

Dados após alteração:

Ângulo braço-hidráulico: 51°

Resultados antes da alteração:

Binário máximo total: 4883 N.m

Resultado após alteração:

Binário máximo total: 5253 N.m

Analisando o valor obtido, verifica-se que a alteração resultou num aumento do binário ao estender o hidráulico em cerca de 8%. Embora seja um aumento pequeno, é vantajoso pois é onde se inicia o movimento até à posição de abate, sem auxílio do efeito da inércia e contra o binário provocado pelo peso do processador e da madeira colhida.

5.3.4.3 Posição com hidráulico aberto

A movimentação do olhal provocou uma diminuição no ângulo nas posições próximas ao fim de curso de abertura do cilindro hidráulico (Figura 5.24).

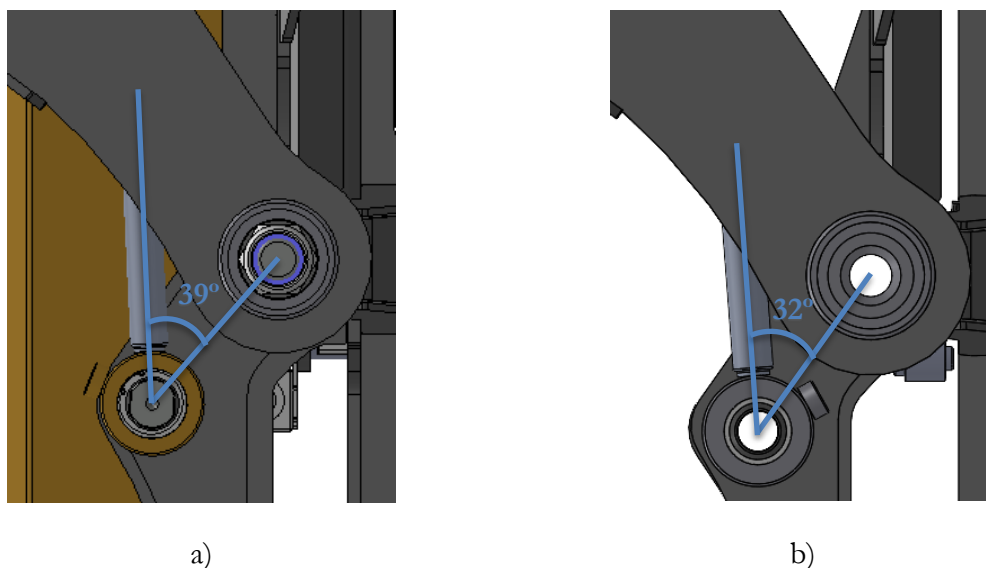


Figura 5.24 – Ângulo entre hidráulico e braço na posição com o hidráulico aberto: a) Antes da alteração; b) Após alteração.

5.3.4.3.1 Cálculo dos binários no avanço da haste

Para calcular os binários no avanço da haste, foram considerados os seguintes valores:

Dados antes da alteração:

Ângulo braço-hidráulico: 39°

Dados após alteração:

Ângulo braço-hidráulico: 32°

Resultados antes da alteração:

Binário máximo total: 4506 N.m

Resultado após alteração:

Binário máximo total: 3582 N.m

Na posição com hidráulico aberto, a alteração diminui o binário máximo em aproximadamente 26%. O aumento do ângulo para a primeira posição abordada implica uma diminuição do ângulo entre hidráulico e braço na posição com o hidráulico aberto. Teoricamente, esta diminuição não irá provocar falta de binário dado que, o processador quando se aproxima da posição vertical possui inércia de movimento. Além disso, o binário provocado pelas árvores abatidas diminui com a aproximação da posição vertical do processador.

5.3.4.4 Considerações finais

A partir da análise anteriormente efetuada, a alteração do posicionamento do olhal de aplicação de força aparenta ser vantajosa. Ao nível do processo de fabrico, a otimização não acrescenta dificuldade ou valor acrescido, visto que só varia o posicionamento do furo das chapas a cortar no equipamento de corte a laser. Durante o período de estágio não houve o tempo necessário para realizar os testes em situação real, no entanto, o estudo permitiu à empresa a obtenção de dados e informações relevantes para posteriores otimizações e desenvolvimentos de novos modelos de processadores de corte.

5.4 Análise do sistema de tração por rolos

Tal como já foi referido anteriormente (capítulo quatro), o sistema de tração por rolos do processador V340HD é constituído por dois rolos laterais cada um acoplado com o respetivo motor hidráulico *Danfoss*® *TMVW 500* e um rolo central movimentado por dois motores hidráulicos *Danfoss*® *TMT 315*. Os diâmetros dos rolos laterais e centrais são diferentes, por esse motivo os respetivos motores devem disponibilizar diferentes velocidades angulares de modo a que todos os rolos

funcionem de forma coordenada, isto é, com a mesma velocidade linear. Na empresa não existia informação acerca do método, científico ou experimental, utilizado no dimensionamento dos rolos ou motores usados nos processadores atualmente fabricados. Por essa razão, foi feita uma análise para confirmar se, de facto, os motores estão corretamente sincronizados.

5.4.1 Explicação do sistema hidráulico de movimentação dos rolos

Os motores hidráulicos utilizados necessitam de bastante caudal de fluido hidráulico e por isso, são utilizados dois blocos do distribuidor para alimentação dos quatro motores hidráulicos. O bloco maquinado, representado na Figura 5.25, faz a junção dos caudais das duas entradas de pressão e das duas entradas de retorno do distribuidor, numa só saída de pressão e noutra de retorno. O motor lateral esquerdo e central esquerdo são ligados em série e o mesmo acontece no lado direito, ou seja, cada um dos lados é alimentado com um tubo de pressão e outro de retorno com caudais provenientes das saídas do bloco maquinado, ou seja, os dois motores do lado esquerdo estão em paralelo com os dois do lado direito, enquanto que os motores de cada lado estão ligados em série.

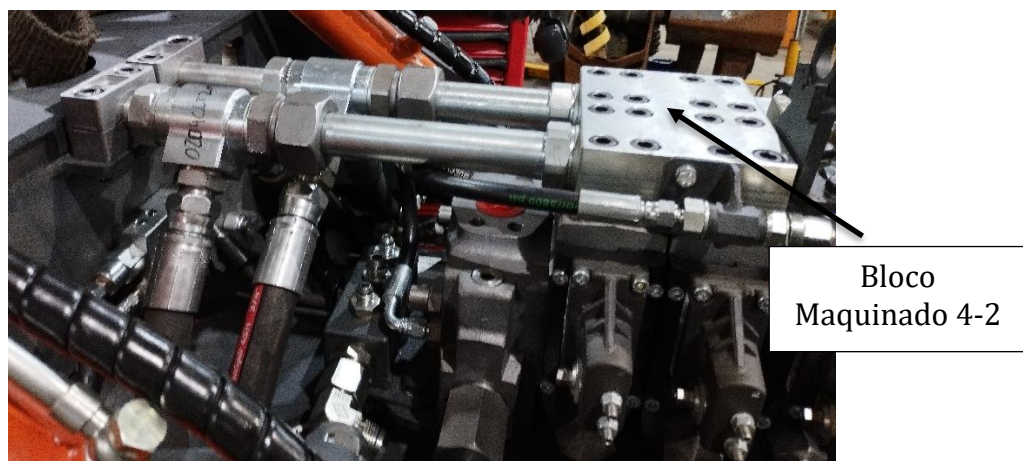


Figura 5.25 – Sistema de alimentação hidráulica dos motores.

Na Figura 5.26 apresenta-se parte do sistema hidráulico dos dois motores de um dos lados do processador. A alimentação destes motores é constituída por três tubos que são: i) o tubo de pressão proveniente do distribuidor, que é apertado num dos orifícios de um motor; ii) o tubo que faz a passagem do caudal de saída desse motor para o outro; iii) o tubo de retorno de óleo ao distribuidor.



Figura 5.26 – Alimentação dos motores hidráulicos de um dos lados do processador.

Para efetuar o desrame, o processador deve fazer a árvore deslocar-se nos dois sentidos. A inversão de movimento é feita através de duas electroválvulas que trocam os orifícios do distribuidor de pressão por retorno e vice-versa. Já os motores de cada lado devem rodar em sentidos opostos para movimentar o material lenhoso na mesma direção, ou seja, o orifício de entrada de pressão de um motor deve ser contrário ao orifício de entrada de pressão do outro motor.

5.4.2 Seleção do diâmetro dos rolos

Nos motores hidráulicos em estudo, a cilindrada corresponde ao caudal necessário para o motor realizar uma revolução completa. Quanto menor for a cilindrada maior será a velocidade angular para o mesmo caudal, embora a diminuição da cilindrada provoque uma diminuição do binário do motor para a mesma pressão. Os motores laterais têm maior cilindrada em relação aos centrais e devido ao facto de estarem ligados em série, o caudal que circula em ambos é igual. Por esse motivo, as velocidades angulares vão ser diferentes e o ajuste para igualar a velocidade linear dos rolos deve ser feito através da alteração do diâmetro dos rolos. Os dados dos motores hidráulicos foram obtidos consultando a ficha técnica do fabricante (Anexo B e C) e são os seguintes:

Motor lateral TMVW 500:

Cilindrada: 499.6 cm³

Binário contínuo a 250 bar de pressão: 1800 N.m

Motor central TMT 315:

Cilindrada: 326.3 cm³

Binário contínuo a 250 bar de pressão: 1230 N.m

Os diâmetros de uma extremidade à outra dos rolos são os seguintes:

Rolo Lateral Helicoidal: 394,87mm

Rolo Central Helicoidal: 269,12mm

Rolo Lateral de Bicos: 410,64mm

Rolo Central de Bicos: 278,84mm

O primeiro passo da determinação do diâmetro indicado corresponde ao cálculo da velocidade angular dos rolos para determinada velocidade linear (equação 5.31). Neste caso, é utilizada a velocidade linear comum ao processador, ou seja, 5m/s.

$$velocidade\ angular\ (rpm) = \frac{velocidade\ linear\ (\frac{m}{s})}{raio\ (m)} * \frac{60}{2\pi} \quad (5.31)$$

Obtém-se:

Velocidade angular do rolo lateral helicoidal: 241.83 rpm

Velocidade angular do rolo central helicoidal: 354.83 rpm

Velocidade angular do rolo lateral de bicos: 232.55 rpm

Velocidade angular do rolo central de bicos: 342.47 rpm

No caso dos rolos helicoidais, como o rolo central tem menores dimensões este necessita de 354.83 rpm para igualar a velocidade linear do rolo maior que roda às 241.83 rpm. Como cada revolução do motor hidráulico consiste na passagem pelo motor de uma quantidade de óleo igual à respetiva cilindrada. Assim, atingir determinadas rotações por minuto, significa que num minuto deve ser introduzido no motor uma quantidade de óleo igual à cilindrada multiplicada pelo número de vezes que o motor roda durante esse minuto. O resultado do caudal necessário é obtido através da equação 5.32.

$$Caudal\ \left(\frac{l}{min}\right) = cilindrada(l) * velocidade\ angular(rpm) \quad (5.32)$$

Obtêm-se:

Caudal necessário para o rolo lateral helicoidal: 120.82 (l/min)

Caudal necessário para o rolo central helicoidal: 115.78 (l/min)

Caudal necessário para o rolo lateral de bicos: 116.18 (l/min)

Caudal necessário para o rolo central de bicos: 111.75 (l/min)

Analisando os valores obtidos, verifica-se que, em ambos os tipos de rolos, os caudais necessários para atingir-se uma velocidade linear de 5 m/s são diferentes entre o rolo lateral e central. Como os motores trabalham com o mesmo caudal, significa que o rolo central possui uma velocidade linear superior ao lateral. Desta forma, as dimensões possíveis para obter caudais necessários idênticos são as seguintes:

- aumentar o diâmetro do rolo lateral helicoidal em 17mm ou diminuir o diâmetro do rolo central helicoidal em 11 mm;
- aumentar o diâmetro do rolo lateral de bicos em 16mm ou diminuir o diâmetro do rolo central de bicos em 11mm.

Estas configurações resultam em diferenças de caudais inferiores a 0,13% e, portanto, insignificantes. No entanto, é preciso ter em consideração que nos motores hidráulicos uma pequena parte do fluido que entra no orifício de alimentação não atinge o orifício de retorno, em consequência, é encaminhado para o orifício de dreno. Este fenómeno é sentido principalmente quando os motores operam próximo das pressões máximas do circuito de óleo, nomeadamente nos momentos de maiores esforços por parte dos motores.

Os valores de caudal de drenos indicados nas fichas técnicas dos motores são próximos a 3 l/min, tendo em consideração a viscosidade do óleo e pressão máxima de trabalho. Considerando este efeito, o caudal que atinge o segundo motor é ligeiramente inferior, o que pode justificar a obtenção de um caudal necessário para o motor central menor. Esta situação é vantajosa quando o motor central recebe óleo proveniente do motor lateral, ou quando o movimento é invertido. Neste caso, o sentido de deslocação do óleo inverte e o efeito passa a ser negativo pois acentua a diferença entre velocidades lineares.

Atendendo a que o movimento de puxar a madeira é mais exigente a nível de força, pois é onde as lâminas do processador realizam o desrame. A partir da análise do circuito hidráulico observou-se que no sentido de rotação dos rolos, que promove o movimento de puxar a madeira, os motores laterais de ambos os lados são os primeiros a receber a pressão hidráulica proveniente do distribuidor. Posto isto, com dimensões originais dos rolos e descontando o caudal de dreno, os motores têm velocidades lineares idênticas no movimento principal de desrame, enquanto no movimento inverso estão descoordenados, facto que não é relevante pois o esforço necessário é muito inferior.

5.4.3 Considerações finais

Embora a primeira análise aparentasse precisar de alteração dos diâmetros, acabou por se considerar que a configuração atual é eficaz e sem necessidade de qualquer otimização. Tendo em conta os resultados obtidos, provavelmente o estudo anteriormente realizado já teria sido feito ou por entidades externas ou antigos colaboradores da empresa.

5.5 Análise por elementos finitos do berço do processador

5.5.1 Falha ocorrida

No período de estágio verificou-se uma rotura mecânica de uma das laterais do berço do processador de corte, que tinha ocorrido no terreno de trabalho da máquina há relativamente pouco tempo. Na intervenção mecânica, por parte dos colaboradores da *Cutplant Solutions S.A.*, o berço foi substituído por um completamente novo e o antigo regressou às instalações da empresa para análise e posterior aproveitamento de componentes. Na Figura 5.27 observa-se a separação completa da parte lateral do berço em duas partes.



Figura 5.27 – Falha mecânica ocorrida no berço do processador.

Através da análise da foto detalhada da superfície de fratura (Figura 5.28), supõem-se que a rotura tenha ocorrido devido à fadiga, pois na parte central da secção são visíveis várias estrias de propagação de fissura. A restante secção apresenta uma cor mais escura, evidenciando uma rotura rápida e frágil, que ocorre após a propagação da fissura e consequente diminuição da resistência da estrutura. Importa referir que a corrosão perceptível na secção fraturada não está relacionada com o motivo de falha, pois ocorreu somente dias após o berço fraturado ter permanecido no exterior em contacto com chuvas e humidade.



Figura 5.28 – Secção transversal da fratura.

5.5.2 Método de estudo utilizado

Avaliando o histórico de falhas da rotura do berço, considera-se uma falha rara de acontecer e provavelmente devida à utilização do processador em procedimentos que o mesmo não está projetado para executar. Embora muitos processadores cheguem ao fim de vida sem qualquer falha estrutural do berço, os casos de rotura completa envolvem a paragem imediata da máquina e podem levar à perda de confiança dos clientes nos produtos *Vicor*®. Pelos motivos descritos, decidiu-se estudar o comportamento mecânico do berço quando submetido às principais cargas que está sujeito, de modo a encontrar uma possível otimização que permita aumentar a resistência mecânica, sem aumentar significativamente os custos ou a massa do processador.

Como já referido, a rotura aparenta ter ocorrido devido à fadiga mecânica provocada por esforços e vibrações durante a operação da máquina. Contudo, a solução de otimização mais prática passou pela simulação estática do berço em determinadas situações, antes e após uma otimização geométrica. Como não foi feito um

dimensionamento de raiz do berço, o importante consiste em comparar as tensões obtidas antes e após as alterações no berço, de forma a encontrar uma solução estrutural mecanicamente mais resistente. Ou seja, não se pretende determinar com exatidão as tensões, deslocamentos, ou ciclos de fadiga, mas sim garantir que, através da otimização, o reforço estrutural é eficaz nas condições de utilização do processador.

5.5.3 Simulação numérica

Para simular o berço foi utilizado o software *SolidWorks*®, que utiliza o método de elementos finitos na determinação das soluções matemáticas de modo a obter os valores de tensão e deslocamento para cada elemento.

5.5.3.1 Simplificações do berço

Todos os componentes irrelevantes na resistência estrutural do berço foram desprezados da simulação. Para simplificar o estudo, as cavilhas, rótulas, e respetivos parafusos e porcas, foram substituídos por cavilhas maciças que, ao estarem fixas, provocam um comportamento idêntico ao do sistema original. As novas cavilhas do eixo de rotação e de aplicação de força (Figura 5.29 a) e b), respetivamente), respeitam o diâmetro do furo, o comprimento e o posicionamento original de modo a simular corretamente os esforços envolvidos.

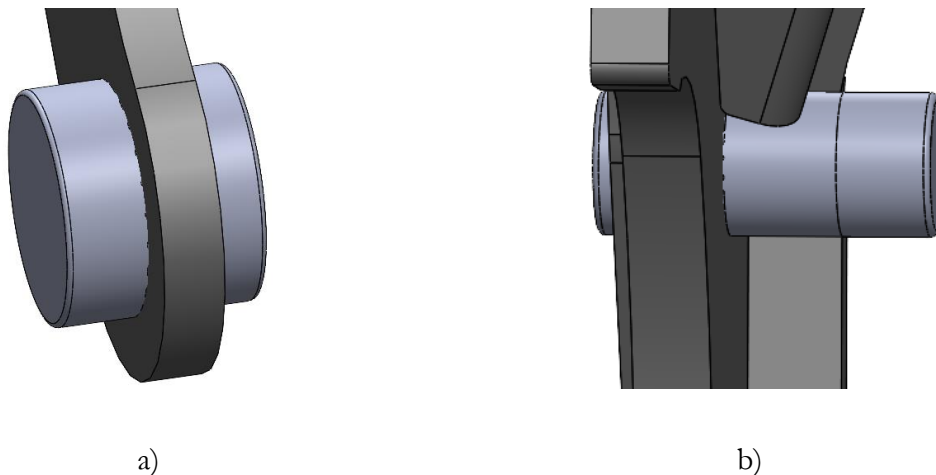


Figura 5.29 – Simplificações no sistema de rotação: a) Cavilha maciça do eixo de rotação; b) Cavilha de aplicação de força pelo hidráulico.

5.5.3.2 Material do berço

O material utilizado no berço é um aço estrutural com a designação comercial *Strenx*® 700. Das propriedades do *Strenx*® 700 (Anexo D) destaca-se a tensão de cedência

de 700MPa considerando-se assim um aço ligado de elevada resistência mecânica que, no entanto, permite deformações plásticas decorrentes do processo de quinagem. As cavilhas são fabricadas através de um tubo em ST52.3 com um revestimento cromo-níquel, o qual não foi considerado na simulação pois trata-se de um processo com foco em aumentar a resistência ao desgaste e à corrosão e não propriamente a resistência mecânica. Por último, importa referir que os respetivos materiais da estrutura do berço e das cavilhas foram atribuídos no software de simulação, recorrendo à já existente biblioteca de materiais da empresa.

5.5.3.3 Estudo da primeira configuração

A primeira configuração em estudo traduz a situação em que os cilindro hidráulicos exercem a força máxima, imediatamente antes do berço encostar nos batentes (Figura 5.19 a)). As restantes duas posições apresentadas na Figura 5.19 não são tidas em conta pois a força hidráulica, comparativamente à posição em estudo, provoca menor momento fletor e maior esforços de tração o que torna estas posições menos críticas. Em termos práticos, esta situação ocorre quando existe algum objeto a restringir o movimento do chassi em relação ao berço, ou na tentativa de rotação do processador com excesso de carga. Os contactos das várias peças do berço foram todos definidos como *bonded*, com uma margem que permitisse que as partes separadas por espaços a preencher no processo de soldadura as contactassem, ou seja é como se estivessem fixas entre elas.

Como se pode confirmar pela Figura 5.30 b) restringiu-se a rotação do berço através da fixação de ambas as cavilhas inferiores e fixou-se a zona onde é acoplado o rotor hidráulico. O rotor hidráulico permite movimento até atingir o batente, no entanto no estudo é considerado que já atingiu o curso máximo e está fixo. A força hidráulica é aplicada nas cavilhas superiores somente na região onde o olhal do cilindro hidráulico é montado, daí o facto das cavilhas possuírem uma divisão visível (Figura 5.29 b). Foi igualmente respeitada a direção da força através da criação de um plano auxiliar com a inclinação do cilindro hidráulico na posição do berço em estudo. A força aplicada em cada cavilha (Figura 5.30 a)) corresponde à força hidráulica para a máxima pressão do cilindro hidráulico, isto é, 23554 N.

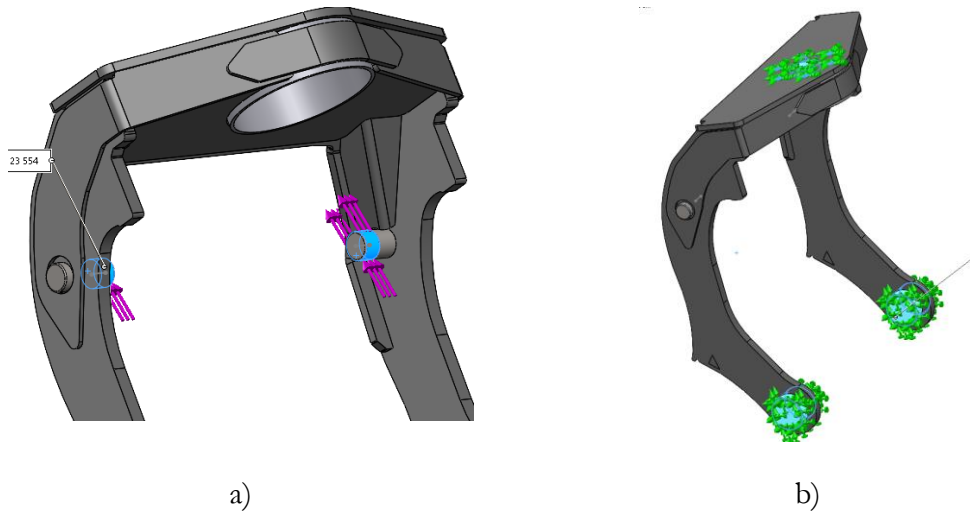


Figura 5.30 – Configuração utilizada no estudo do berço: a) Aplicação de força; b) Aplicação das fixações.

Todo os elementos do estudo são elementos sólidos e é utilizada a malha *blended curvature based mesh* de modo a refinar a malha em componentes menores e de geometria mais complexa, para se obter melhor qualidade de malha nas peças cilíndricas. A configuração de malha utilizada em um dos estudos é apresentada na Figura 5.31.

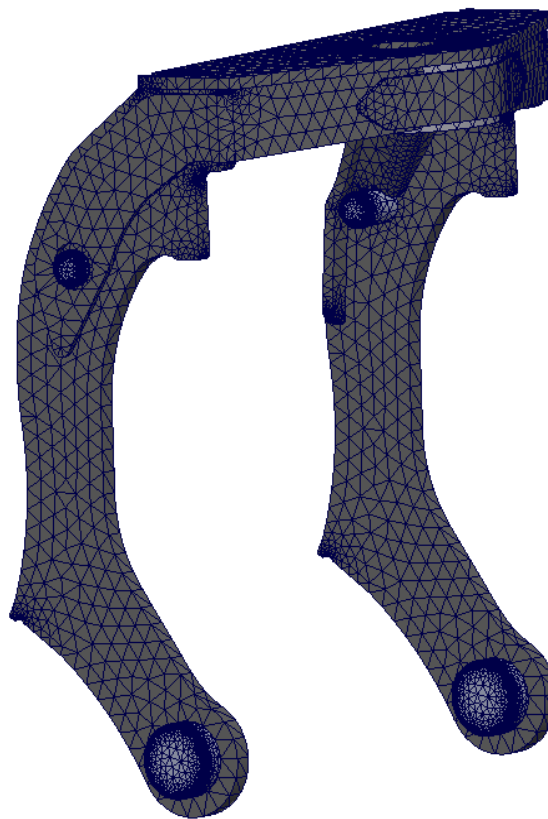


Figura 5.31 – Tipo de malha utilizada.

Para a posição do berço em estudo, realizaram-se oito estudos com variação do tamanho do elemento maior e menor da malha, de modo a confirmar a convergência dos valores de tensão *Von Mises* e do deslocamento. Não considerando as esperadas concentrações de tensões, tais como no encastramento da cavilha onde é aplicada a força, a tensão máxima da estrutura ocorre praticamente no local da rotura ocorrida (Figura 5.32 a)). Dado que a estrutura é encastrada em cada extremidade, os deslocamentos obtidos (Figura 5.32 b)) correspondem ao esperado, com o máximo a ocorrer na zona de rotura e a diminuir na aproximação aos pontos fixos.

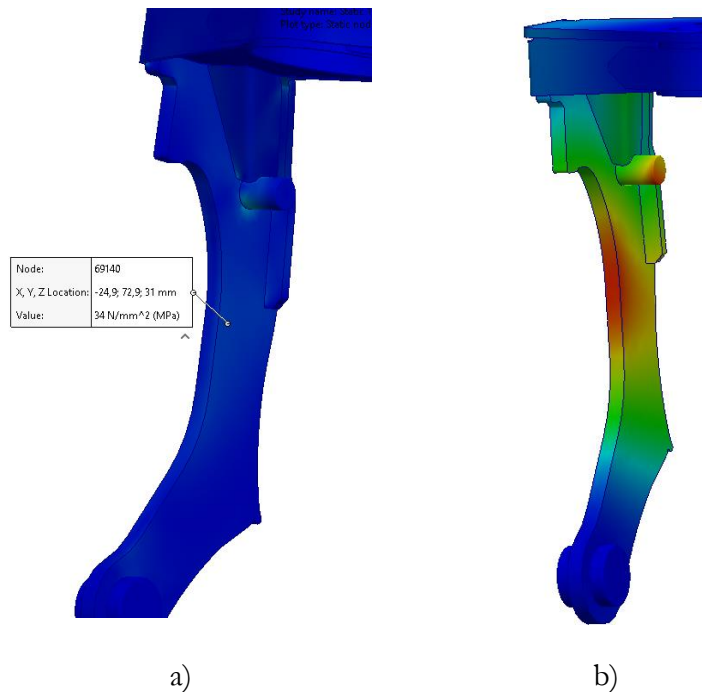


Figura 5.32 – Resultados obtidos: a) Resultados de tensão *Von Mises*; b) Resultados de deslocamento.

Os valores de tensão e deslocamento obtidos, são apresentados na Tabela 5.1 para diferentes tamanhos de elemento da malha.

Tabela 5.1 – Resultados obtidos para a primeira configuração do berço

Estudo	Elemento maior (mm)	Elemento menor (mm)	Tensão (MPa)	Deslocamento (mm)
1	55	2.75	34.0	0.30
2	45	2.25	35.2	0.29
3	35	1.75	37.9	0.28
4	25	1.25	40.7	0.30
5	21	1.05	47.2	0.33
6	17	0.85	45.1	0.32
7	13	0.65	44.8	0.31
8	9	0.45	44.6	0.32

A partir dos valores obtidos e da observação da Figura 5.33, confirma-se que existe convergência nos valores de tensão, ou seja, considera-se a tensão de 44.6MPa válida.

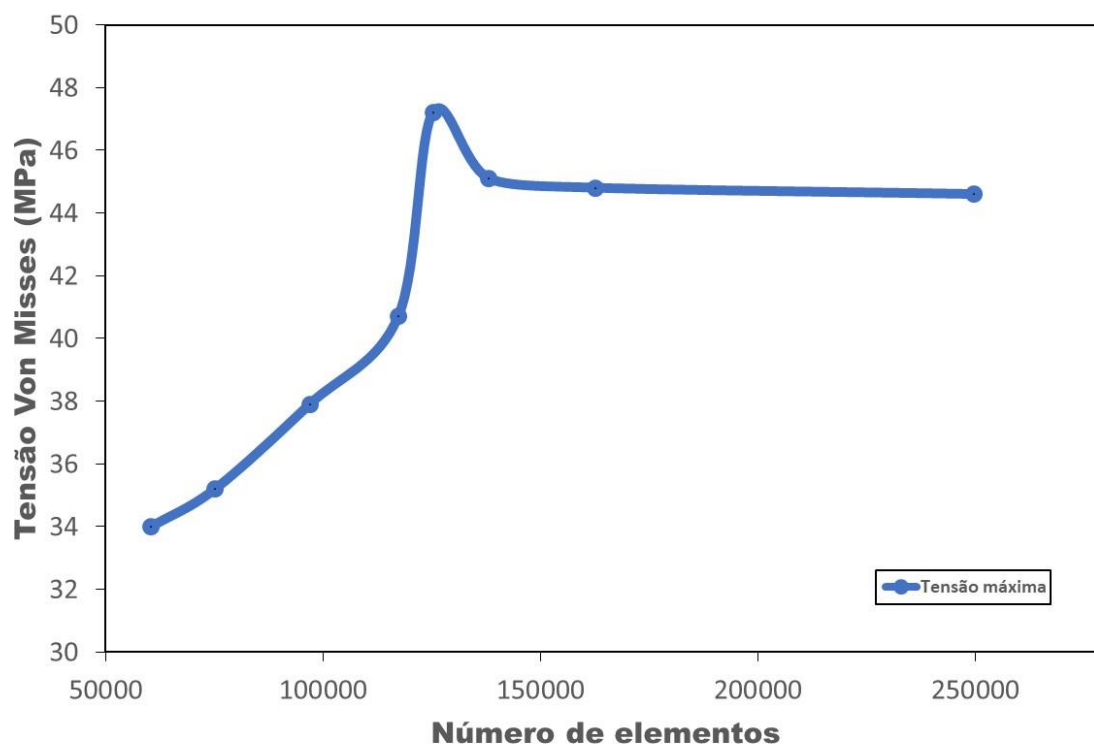


Figura 5.33 – Convergência de valores de tensão da primeira configuração.

A tensão resultante do estudo com menores elementos de malha é igualmente na zona onde ocorreu a rotura a cima descrita, mais precisamente no ponto indicado na Figura 5.34.

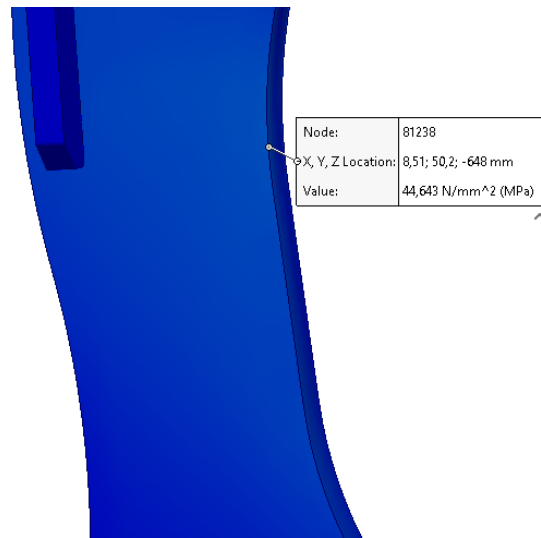


Figura 5.34 – Ponto de maior tensão para o estudo de menores elementos.

5.5.3.4 Estudo da segunda configuração

O estudo da segunda configuração refere-se à análise do berço quando submetido às forças provocadas pelo impacto do chassi e restantes componentes nos batentes de fim de curso. Optou-se por simular apenas a aplicação de força no batente inferior pois, como demonstra a Figura 5.35, o batente encontra-se situado na zona menos robusta da estrutura.

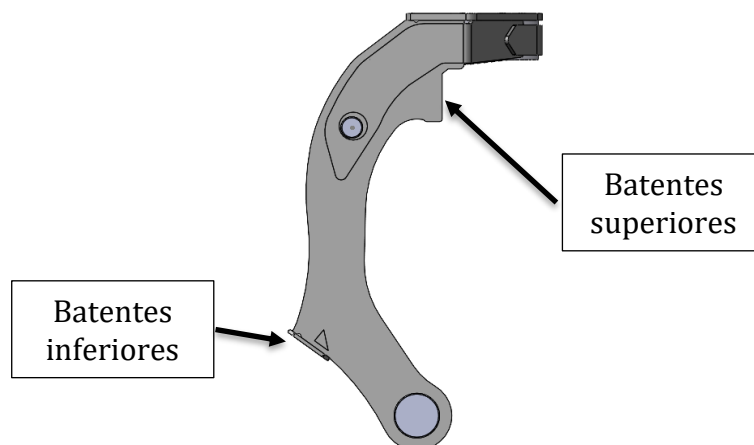


Figura 5.35 – Batentes do berço.

O estudo de impacto seria o mais indicado para a situação descrita, porém é difícil encontrar uma solução que simule corretamente todos os fatores, tais como os

batentes serem em borracha, o rotor não ser perfeitamente fixo, as condições de operação, entre outros. Como os valores concretos de tensão não são o importante, mas sim, a comparação do comportamento do berço antes e após otimização, realizou-se um estudo estático com a aplicação de força nos batentes. Assim, para o estudo estático considerou-se uma força de 5000kg por batente e com a estrutura fixa tal como, na primeira configuração em estudo (Figura 5.36). O tipo de malha utilizada corresponde à *blended curvature based mesh*.



Figura 5.36 – Configurações do estudo da segunda configuração.

Da análise de resultados do estudo, e ignorando as concentrações de tensão, resultou uma tensão máxima abaixo da zona de rotura e próxima ao batente (Figura 5.37 b)). Para fins de análise, foi igualmente registada a tensão máxima junto à zona de falha (Figura 5.37 a)).

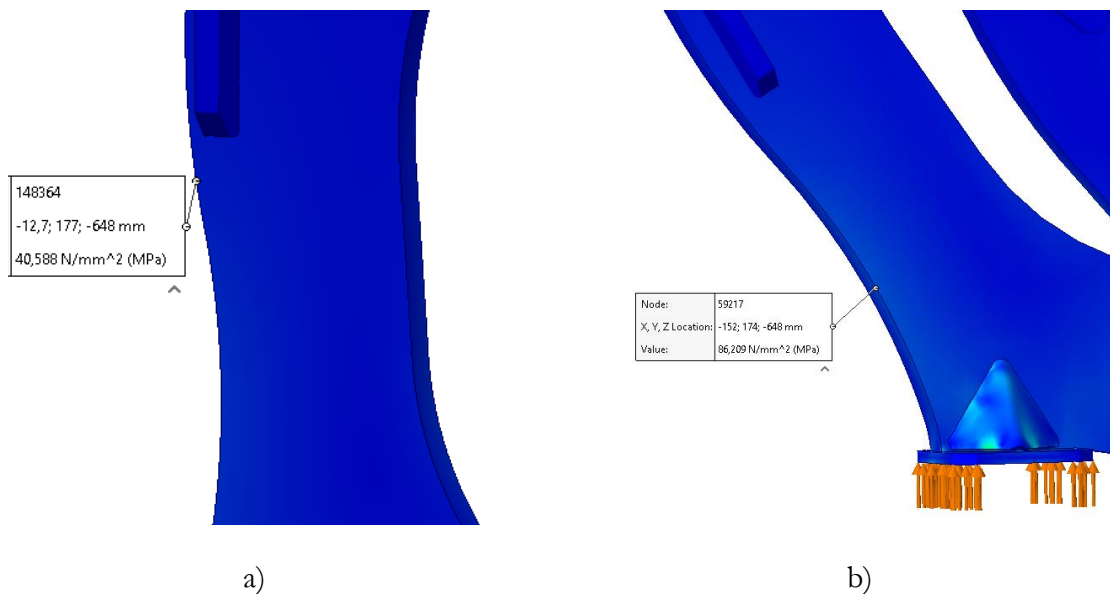


Figura 5.37 – Zonas de estudo: a) Tensão na zona de falha; b) Tensão máxima no berço.

Os resultados de tensão máxima no berço, tensão junto à falha ocorrida e deslocamento máximo, são apresentados na Tabela 5.2 para os vários tamanhos de elemento.

Tabela 5.2 – Resultados obtidos para a segunda configuração do berço

Estudo	Elemento maior (mm)	Elemento menor (mm)	Tensão Máxima (MPa)	Tensão junto à falha (MPa)	Deslocamento (mm)
1	55	2.75	86.2	48.4	0.70
2	45	2.25	82.3	46.5	0.71
3	35	1.75	77.8	40.5	0.69
4	25	1.25	75.1	41.1	0.66
5	21	1.05	74.6	40.2	0.67
6	17	0.85	74.4	40.6	0.65

A partir dos valores obtidos e analisando a Figura 5.38 pode-se dizer que o estudo é válido pois existe convergência das tensões máximas, das tensões junto à falha e também dos valores de deslocamento.

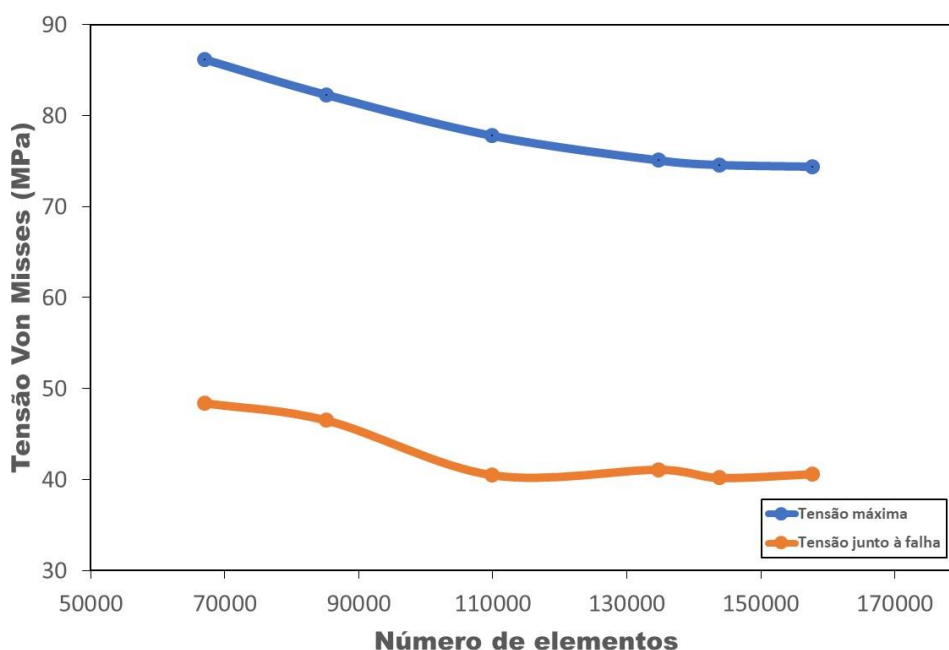


Figura 5.38 – Convergência dos valores de tensão para a segunda configuração.

5.5.3.5 Otimização e apresentação de resultados

O local onde ocorreu a rotura do berço coincide com o fim da chapa quinada de reforço, conforme apresentado a azul na Figura 5.39. Por ser uma zona onde o berço tem menor largura e por estar situada entre os encastramentos, torna-se uma zona crítica. Sendo assim, e tendo em conta os resultados obtidos anteriormente, decidiu-se que a solução mais simples e eficiente para minimizar esta zona crítica era a de aumentar o comprimento do reforço (Figura 5.39 b)). Definiu-se que o aumento seria de 60mm pois, através da análise do estudo da primeira configuração, é a dimensão suficiente para cobrir a área onde as tensões são maiores, visto que estas diminuem com a aproximação do batente inferior (berço é mais largo).

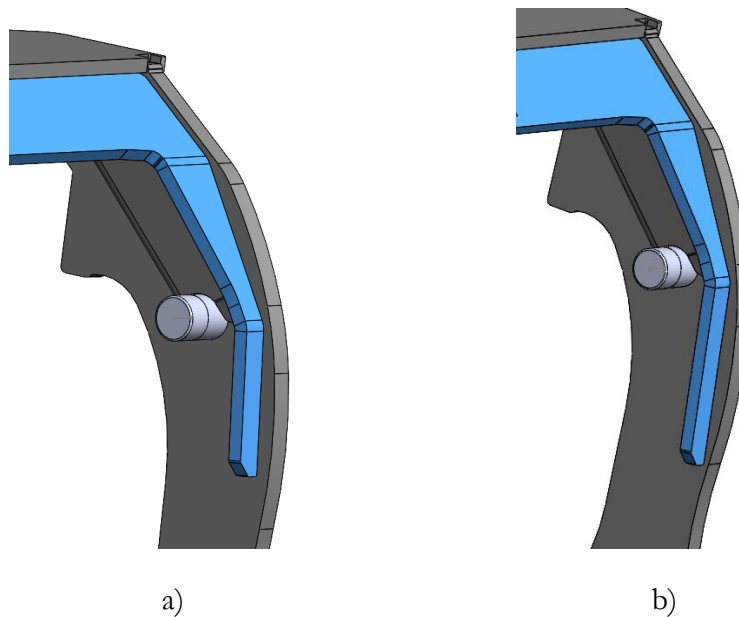


Figura 5.39 – Alteração do Reforço: a) Antes da alteração; b) Após alteração.

Por outro lado, a aplicação de força pelos cilindros hidráulicos origina um momento fletor que deforma a estrutura, tal como se apresenta na Figura 5.40. O aumento da chapa de reforço é eficaz no controlo deste efeito uma vez que a posição onde ela é colocada aumenta o momento de inércia para o momento fletor em questão.



Figura 5.40 – Representação exagerada da deformação da estrutura no estudo da primeira configuração.

Desprezando as concentrações de tensão, as novas tensões máximas no berço após otimização são apresentadas na Tabela 5.3, sendo que os tamanhos do maior e menor elemento de cada estudo são os mesmos que foram anteriormente utilizados.

Para o estudo da primeira configuração é perceptível uma diminuição clara da tensão máxima e do deslocamento, principalmente a partir do quinto estudo. Os resultados dos primeiros estudos podem ser desprezados pois é utilizado um tamanho de elemento grande na área em análise o que pode interferir nos resultados. De notar que a nova tensão máxima ocorre novamente após o fim da nova chapa de reforço.

Tabela 5.3 – Resultados da primeira configuração após otimização.

Estudo	Tensão (MPa)	Variação Tensão	Deslocamento (mm)	Variação Deslocamento
1	35.2	3.41%	0.28	-7.14%
2	36.4	3.30%	0.29	0%
3	35.1	-7.98%	0.28	0%
4	38.2	-6.55%	0.29	-3.45%
5	36.7	-28.61%	0.30	-10%
6	35.8	-25.98%	0.30	-6.67%
7	34.8	-28.74%	0.29	-6.90%
8	35.3	-26.35%	0.30	-6.67%

Quanto aos resultados da Tabela 5.4, que são relativos à segunda configuração, conclui-se que a nível de variação de tensão máxima não existiu nenhuma alteração significativa. Já na área onde ocorre a falha mecânica os valores de tensão diminuem aproximadamente 15%, confirmando-se, assim, a eficácia do aumento do comprimento da chapa de reforço. Os valores de deslocamento não são apresentados pois não apresentaram alterações significativas.

Tabela 5.4 – Resultados da segunda configuração após otimização.

Estudo	Tensão Máxima (MPa)	Variação Tensão Máxima	Tensão junto à falha (MPa)	Variação Tensão junto à falha
1	86.0	-0.23%	38.4	-26.04%
2	81.4	-1.11%	38.6	-20.47%
3	78.8	1.26%	35.0	-15.71%
4	73.1	-2.74%	36.0	-14.17%
5	74.4	-0.27%	34.5	-16.52%
6	73.6	-1.09%	35.2	-15.34%

5.5.4 Considerações finais

Através da análise apresentada anteriormente pode-se afirmar que a alteração da chapa quinada de reforço é vantajosa. Além de diminuir os esforços em toda a estrutura nas condições que é submetida, é uma alteração simples que não necessita de grandes ajustes a nível de produção e não implica a alteração de qualquer outro componente. A alteração da espessura das laterais do berço implicaria a compra de chapa retangular que provavelmente não é utilizada em mais nenhum componente, o que dificultaria a gestão de stock. Por outro lado, tanto o aumento do custo, como da massa final do berço são insignificantes pois o incremento é próximo a 1kg de material.

6 CONCLUSÕES FINAIS

Após o fim do período de estágio pode-se concluir que o resultado final foi bastante útil tanto para a empresa como para o estagiário. Em termos de empresa, foi possível conjugar a experiência de desenvolver máquinas, que já são produzidas há vários anos, com o conhecimento científico e académico o qual se relevou essencial em muitas situações. Os constantes desafios e problemas internos à empresa, levam a que seja complicado manter uma equipa de engenharia somente focada na investigação e estudo de um produto, assim, usufruir de estagiários com formação académica nas áreas envolvidas permite à empresa dedicar mais horas aos processos de otimização, fator importante tendo em conta a forte concorrência internacional no fabrico de máquinas florestais.

Por outro lado, a escolha que foi feita para a realização do estágio nesta empresa foi uma mais valia em termos de aprendizagem, uma vez que o fabrico de um processador de corte envolve numerosas áreas da engenharia mecânica. Foram adquiridos conhecimentos e experiência no projeto de máquinas, na maquinação CNC e nos restantes processos de fabrico, para além de outras áreas nomeadamente na gestão industrial, na manutenção industrial, na óleo-hidráulica, na análise estrutural e de falhas, na resolução de problemas mecânicos, entre outros. Embora o relatório não aborde todas as áreas aqui descritas, a presença diária nas instalações da fábrica permitiu a envolvimento e o contacto direto com os variados temas aqui descritos.

Outro fator importante do estágio foi a capacidade adquirida em lidar e trabalhar em equipa com os vários colaboradores e em ambiente de trabalho.

Por fim, pode concluir-se que o estudo das folgas dos ajustamentos, a determinação de forças aplicadas pelos cilindros hidráulicos, o estudo dos motores hidráulicos dos rolos, e a análise estrutural do berço, foram análises completas e o objetivo de encontrar melhores soluções e aumentar a informação contida na empresa foi realizado com sucesso. O único ponto negativo foi a impossibilidade de aplicar no produto real, até ao final do estágio, algumas das alterações efetuadas devido à existência de outras prioridades dentro da empresa.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Florestas.pt, “Economia da floresta quanto vale?” [Online]. Available: https://florestas.pt/valorizar/economia_da_floresta_valor_gerado/. [Acedido em 20 Maio 2024].
- [2] ICNF, “Relatório completo do 6º inventário florestal nacional,” Lisboa, 2015.
- [3] RTP, “Floresta Portuguesa,” [Online]. Available: <https://ensina.rtp.pt/explicador/floresta-portuguesa/>. [Acedido em 21 Maio 2024].
- [4] P. Alves, “Instalação e manutenção de processadores de corte florestal,” p. 6, Dezembro 2014.
- [5] John Deere, “A nossa história,” [Online]. Available: <https://www.deere.pt/pt/a-nossa-empresa/hist%C3%B3ria/>. [Acedido em 2 Junho 2024].
- [6] Ponsse, “Histórico,” [Online]. Available: <https://www.ponsse.com/pt/empresa/historico#/>. [Acedido em 2 Junho 2024].
- [7] Komatsu, “Institucional,” [Online]. Available: <https://www.komatsu.com.br/source/institucional.php>. [Acedido em 2 Junho 2024].
- [8] Cutplant Solutions S.A., “Apresentação e declaração de valores,” [Online]. Available: <https://www.vicort.com/>. [Acedido em 14 Março 2024].
- [9] Cutplant Solution S.A., “Smart Cut,” [Online]. Available: <https://www.vicort.com/projetos-cofinanciados-ue/smartcut/>. [Acedido em 16 Março 2024].
- [10] Cutplant Solution S.A., “RE-LIVE-BLADES,” [Online]. Available: <https://www.vicort.com/projetos-cofinanciados-ue/re-live-blades/>. [Acedido em 16 Março 2024].
- [11] Cutplant Solutions S.A., “Produtos Florestais,” [Online]. Available: <https://www.vicort.com/produtos/florestais/>. [Acedido em 15 Abril 2024].
- [12] Danfoss, “TMT 315 Hydraulic motor,” [Online]. Available: <https://powersource.danfoss.com/products/motors/mobile-motors/low-speed-high-torque-motors/orbital-motors/danfoss-orbital-motors/danfoss->

orbital-motor-series/tmk%2C-tmt%2C-tmth%2C-and-tmv-series-motors/p/11015549. [Acedido em 22 Junho 2024].

- [13] LEM, ISEC, *Unidade Curricular de desenho de construções mecânicas*, Coimbra, 2019.
- [14] P. F. Ferraz, “Hidráulica e pneumática,” [Online]. Available: <https://fagnerferraz.wordpress.com/wp-content/uploads/2011/11/hidrc3a1ulica-aula-1-integ.pdf>. [Acedido em 29 Junho 2024].
- [15] “Diretiva de máquinas 2006/42/CE,” 2006.
- [16] I. Linsingen, “Fundamentos de sistemas hidráulicos,” 2001.
- [17] E. J. e. D. Carvalho, “Análise de vida em fadiga de um eixo pelo método de elementos finitos e o método tensão-vida”.

ANEXOS

A - Tabela ajustamentos de furo básico

DIMENSÃO NOMINAL	FURO H6	f6	g5	h5	j5	m5	p5	FURO H7	f7	g6	h6	j6	k6	m6	p6	FURO H8	e8	f8	h8	FURO H11	d11	h11
≤ 3	+6 0	-6 -12	-2 -6	0 -4	+2 -2	+6 +2	+10 +6	+10 0	-6 -16	-2 -8	0 -6	+4 -2	+6 0	+8 +2	+12 +6	+14 0	-14 -28	-6 -20	0 -14	+60 0	-20 -80	0 -60
>3 a 6	+8 0	-10 -18	-4 -9	0 -5	+3 -2	+9 +4	+17 +12	+12 0	-10 -22	-4 -12	0 -8	+6 -2	+9 +1	+12 +4	+20 +12	+18 0	-20 -38	-10 -28	0 -18	+75 0	-30 -105	0 -75
>6 a 10	+9 0	-13 -22	-5 -11	0 -6	+4 -2	+12 +6	+21 +15	+15 0	-13 -28	-5 -14	0 -9	+7 -2	+10 +1	+15 +6	+24 +15	+22 0	-25 -47	-13 -35	0 -22	+90 0	-40 -130	0 -90
>10 a 18	+11 0	-16 -27	-6 -14	0 -8	+5 -3	+15 +7	+26 +18	+18 0	-16 -34	-6 -17	0 -11	+8 -3	+12 +1	+18 +7	+29 +16	+27 0	-32 -59	-16 -43	0 -27	+110 0	-50 -160	0 -110
>18 a 30	+13 0	-20 -33	-7 -16	0 -9	+5 -4	+17 +8	+31 +22	+21 0	-20 -41	-7 -20	0 -13	+9 -4	+15 +2	+21 +8	+35 +22	+33 0	-40 -73	-20 -53	0 -33	+130 0	-65 -195	0 -130
>30 a 50	+16 0	-25 -41	-9 -20	0 -11	+6 -5	+20 +9	+37 +26	+25 0	-25 -50	-9 -25	0 -16	+11 -5	+18 +2	+25 +9	+42 +26	+39 0	-50 -89	-25 -64	0 -39	+160 0	-80 -240	0 -160
>50 a 80	+19 0	-30 -49	-10 -23	0 -13	+6 -7	+24 +11	+45 +32	+30 0	-30 -60	-10 -29	0 -19	+12 -7	+21 +2	+30 +11	+51 +32	+46 0	-60 -106	-30 -76	0 -46	+190 0	-100 -290	0 -190
>80 a 120	+22 0	-36 -58	-12 -27	0 -15	+6 -9	+28 +13	+52 +37	+35 0	-36 -71	-12 -34	0 -22	+13 -9	+25 +3	+35 +13	+59 +37	+54 0	-72 -126	-36 -90	0 -54	+220 0	-120 -340	0 -220
>120 a 180	+25 0	-43 -68	-14 -32	0 -18	+7 -11	+33 +15	+61 +43	+40 0	-43 -83	-14 -39	0 -25	+14 -11	+28 +3	+40 +15	+68 +43	+63 0	-85 -148	-43 -106	0 -63	+250 0	-145 -395	0 -250
>180 a 250	+29 0	-50 -79	-15 -35	0 -20	+7 -13	+37 +17	+70 +50	+46 0	-50 -96	-15 -44	0 -29	+16 -13	+33 +4	+46 +17	+79 +50	+72 0	-100 -172	-50 -122	0 -72	+290 0	-170 -440	0 -290
>250 a 315	+32 0	-56 -88	-17 -40	0 -23	+7 -16	+43 +20	+79 +56	+52 0	-56 -108	-17 -49	0 -32	+16 -16	+36 +4	+52 +20	+88 +56	+81 0	-110 -191	-56 -137	0 -81	+320 0	-190 -510	0 -320
>315 a 400	+36 0	-62 -98	-18 -43	0 -25	+7 -18	+46 +21	+87 +62	+57 0	-62 -119	-18 -54	0 -36	+18 -18	+40 +4	+57 +21	+96 +62	+89 0	-125 -214	-62 -151	0 -89	+360 0	-210 -570	0 -360
>400 a 500	+40 0	-68 -108	-20 -47	0 -27	+7 -20	+50 +23	+95 +68	+63 0	-68 -131	-20 -60	0 -40	+20 -20	+45 +5	+63 +23	+108 +68	+97 0	-135 -232	-68 -165	0 -97	+400 0	-230 -630	0 -400
>500 a 630	+44 0	-76 -120	-22 -54	0 -32	— —	— —	— —	+70 0	-76 -146	-22 -66	0 -44	— —	+44 0	+70 +26	+122 +78	+110 0	-145 -255	-76 -186	0 -110	+440 0	-260 -700	0 -440

B – Informações técnicas do motor TMVW 500



Technical Information TMVW Orbital Motors

Technical data

Technical data for TMVW

TMVW technical data

Type			TMVW	TMVW	TMVW	TMVW
Motor size			400	500	630	800
Geometric displacement	cm ³ [in ³]		400.9 [24.46]	499.6 [30.49]	629.1 [38.39]	801.8 [48.93]
Maximum speed	min-1 [rpm]	cont.	500	400	315	250
		int. ⁽¹⁾	600	480	380	300
Maximum torque	N·m [lbf·in]	cont.	1,440 [12,745]	1,800 [15,930]	2,270 [20,090]	2,590 [22,880]
		int. ⁽¹⁾	2,000 [17,700]	2,600 [23,010]	3,100 [27,440]	3,400 [30,090]
		peak ⁽²⁾	2,300 [20,355]	2,860 [25,315]	3,600 [31,860]	4,020 [35,580]
Maximum Output	kW [hp]	cont.	67 [90]	67 [90]	67 [90]	67 [90]
		int. ⁽¹⁾	112 [150]	112 [150]	112 [150]	112 [150]
Maximum pressure drop	bar [psi]	cont.	250 [3,630]	250 [3,630]	250 [3,630]	225 [3,263]
		int. ⁽¹⁾	350 [5,080]	350 [5,080]	350 [5,080]	300 [4,350]
		peak ⁽²⁾	400 [5,800]	400 [5,800]	400 [5,800]	400 [5,800]
Maximum oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	200 [63.4]	200 [63.4]	200 [63.4]	200 [63.4]
		int. ⁽¹⁾	240 [63.4]	240 [63.4]	240 [63.4]	240 [63.4]
Maximum starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		5 [70]	5 [70]	5 [70]	5 [70]
Minimum starting torque		at max. press. drop cont.: N·m [lbf·in]	1,245 [11,020]	1,551 [13,730]	1,953 [17,290]	2,490 [22,035]
		at max. press. drop int. ⁽¹⁾ : N·m [lbf·in]	1,743 [15,425]	2,172 [19,220]	2,735 [24,205]	2,988 [26,440]

⁽¹⁾ Intermittent operation: the permissible values may occur for max. 10% of every minute

⁽²⁾ Peak load: the permissible value may occur for max. 1% of every minute

Type			Maximum inlet pressure	Maximum return pressure
TMVW 400 - 800	bar [psi]	cont.	270 [3915]	140 [2030]
	bar [psi]	int. ⁽¹⁾	370 [5365]	175 [2540]
	bar [psi]	peak ⁽²⁾	420 [6090]	210 [3045]

C – Informações técnicas do motor TMT 315



Technical Information

TMT, TMTU, TMTW, TMT FL and TMTW FL Orbital Motors

Technical data

Technical data for TMT, TMTU, TMTW and TMT FL

Technical data for TMT, TMTU, TMTW and TMT FL

Type	Motor size		TMT 250	TMT 315	TMT 400	TMT 470	TMT 500	TMT 630
Geometric displacement	cm ³		251.8	326.3	410.9	477.3	494.8	629.1
	[in ³]		[15.37]	[19.91]	[25.07]	[29.13]	[30.19]	[38.39]
Maximum speed	min ⁻¹	cont.	500	380	305	270	250	200
	[rpm]	int. ⁽¹⁾	600	460	360	320	300	240
Maximum torque	N·m [lbf·in]	cont.	940	1,230	1,520	1,760	1,770	1,830
			[8,320]	[10,890]	[13,450]	[15,580]	[15,670]	[16,200]
		int. ⁽¹⁾	1,290	1,660	2,120	2,420	2,240	2,290
			[11,420]	[14,690]	[18,760]	[21,420]	[19,825]	[20,270]
		peak ⁽²⁾	1,440	1,865	2,355	2,735	2,390	2,740
			[12,745]	[16,500]	[20,845]	[24,210]	[21,150]	[24,250]
Maximum output	kW [hp]	cont.	35	35	37	37	35	27
			[47]	[47]	[50]	[50]	[47]	[36]
		int. ⁽¹⁾	47	47	51	49	42	33
			[63]	[63]	[68]	[66]	[56]	[44]
Maximum pressure drop	bar [psi]	cont.	250	250	250	250	250	200
			[3,630]	[3,630]	[3,630]	[3,630]	[3,630]	[2,900]
		int. ⁽¹⁾	350	350	350	350	325	250
			[5,080]	[5,080]	[5,080]	[5,080]	[4,710]	[3,630]
		peak ⁽²⁾	400	400	400	400	375	300
			[5,800]	[5,800]	[5,800]	[5,800]	[5,440]	[4,350]
Maximum oil flow	l/min [US gal/min]	cont.	125	125	125	125	125	125
			[33]	[33]	[33]	[33]	[33]	[33]
		int. ⁽¹⁾	150	150	150	150	150	150
			[39.6]	[39.6]	[39.6]	[39.6]	[39.6]	[39.6]
Maximum starting pressure with unloaded shaft	bar [psi]		6	6	6	6	6	6
			[90]	[90]	[90]	[90]	[90]	[90]
Minimum starting torque	at maximum pressure drop cont. N·m [lbf·in]		780	1,060	1,360	1,500	1,530	1,600
			[6,690]	[9,380]	[12,040]	[13,280]	[13,540]	[14,160]
	at maximum pressure drop int. ⁽¹⁾ N·m [lbf·in]		1,080	1,520	1,930	2,050	1,820	1,980
			[9,560]	[13,450]	[17,080]	[18,140]	[16,100]	[17,500]

⁽¹⁾ Intermittent operation: the permissible values may occur for maximum 10% of every minute

⁽²⁾ Peak load: the permissible value may occur for maximum 1% of every minute

Type		Max. inlet pressure		Max. return pressure with drain line	
		bar	[psi]	bar	[psi]
TMT 250 - 630	cont.	270	[3915]	140	[2030]
	int. ⁽¹⁾	370	[5365]	175	[2540]
	peak ⁽²⁾	420	[6090]	210	[3045]

For max. permissible combination of flow and pressure, see function diagram for actual motor

D – Propriedades do aço ligado **Strenx® 700**

Data sheet 2006pt Strenx® 700 E/F 2019-05-13

Strenx® 700 E/F

Descrição geral do produto

O Strenx® 700 E/F é um aço estrutural que, dependendo de sua espessura, possui um limite de escoamento mínimo de 650-700 MPa.

O Strenx® 700 E/F atende os requisitos da EN 10025-6 para o grau S690 e suas espessuras. Algumas das aplicações típicas são estruturas com altas exigências quanto à sustentação de carga. O Strenx® 700 E (que encontra-se em conformidade com a S690QL) está disponível em chapas com espessuras de 4.0–160.0 mm, enquanto o Strenx® 700 F (que encontra-se em conformidade com a S690QL1) está disponível em chapas com espessuras de 4.0–130.0 mm.

Algumas das vantagens são:

- Superior capacidade de dobra e qualidade de superfície
- Soldabilidade com excelente resistência e tenacidade na ZTA
- Excelente consistência ao longo da chapa garantida por tolerâncias estreitas
- Alta resistência ao impacto, o que resulta em boa resistência a trincas

Faixa de dimensões

O Strenx® 700 E está disponível em chapas com espessuras de 4.0 a 160.0 mm e o Strenx® 700 F está disponível em chapas com espessuras de 4.0 a 130.0 mm. Dependendo da espessura, ambos os graus estão disponíveis em larguras de até 3350 mm e comprimentos de até 14630 mm. O programa de dimensões fornece informações mais detalhadas sobre as dimensões.

Propriedades mecânicas

Espessura (mm)	Força de escoamento $R_{p0.2}$ (min MPa)	Resistência à tração R_m (MPa)	Alongamento A_5 (min %)
4.0 - 53.0	700	780 - 930	14
53.1 - 100.0	650	780 - 930	14
100.1 - 160.0	650	710 - 900	14

Para corpos de prova transversais.

Propriedades de impacto

Produto	Energia mínima para o teste Charpy V transversal em corpos de prova de 10x10 mm ¹⁾	Atender aos requisitos para
Strenx® 700 E	69 J / -40 °C	S690QL
Strenx® 700 F	27 J / -60 °C	S690QL1

¹⁾ Salvo acordo em contrário, serão aplicados os testes de impacto transversal, de acordo com a norma EN 10025-6 opção 30. No caso de espessuras entre 6 - 11,9 mm, são utilizadas amostras em V Charpy de dimensão reduzida. O valor mínimo especificado é, nesse caso, proporcional à área de seção transversal da amostra, comparada a uma amostra de tamanho padrão (10 x 10 mm).

Composição química (análise de cadinho)

C ¹⁾ (max %)	Si ¹⁾ (max %)	Mn ¹⁾ (max %)	P (max %)	S (max %)	Cr ²⁾ (max %)	Cu ²⁾ (max %)	Ni ²⁾ (max %)	Mo ²⁾ (max %)	B ²⁾ (max %)
0.20	0.60	1.60	0.020	0.010	0.80	0.30	2.0	0.70	0.005

Aço de grãos refinados. ¹⁾ Elementos de liga intencionais.

Carbono equivalente CET(CEV)

	Espessura (mm)	4.0 - 5.0	5.1 - 30.0	30.1 - 60.0	60.1 - 100.0	100.1 - 130.0	130.1 - 160.0
Strenx® 700 E	Max CET(CEV)	0.34 (0.48)	0.32 (0.49)	0.36 (0.52)	0.39 (0.58)	0.41 (0.67)	0.43 (0.73)
Strenx® 700 F	Max CET(CEV)	0.38 (0.57)	0.38 (0.57)	0.39 (0.58)	0.39 (0.58)	0.41 (0.67)	—

$$CET = C + \frac{Mn + Mo}{10} + \frac{Cr + Cu}{20} + \frac{Ni}{40}$$

$$CEV = C + \frac{Mn}{6} + \frac{Cr + Mo + V}{5} + \frac{Cu + Ni}{15}$$

E – Propriedades do aço de construção *ST52*

RAMADA AÇOS
SPECIAL STEEL SOLUTIONS



St 52

Aço construção carbono

W.Nr. 1.0553 / 1.0577

Normas:

EN: S 355 J0 / S 355 J2

AISI: (1024)

DIN: St 52-3 U

Fornecimento: EN 10025-2

Estado de fornecimento:

Natural

Perfis disponíveis:



20 a 330 mm

EN 10060

Chapa

8 a 120 mm

EN 10029

COMPOSIÇÃO QUÍMICA (%):

Aço	C	Si	Mn	P	S	Cu	N
S 355 J0	≤ 0,22	≤ 0,55	≤ 1,60	≤ 0,030	≤ 0,030	≤ 0,55	≤ 0,012
S 355 J2	≤ 0,22	≤ 0,55	≤ 1,60	≤ 0,025	≤ 0,025	≤ 0,55	---

CARACTERÍSTICAS:

Aço de construção não ligado que, sob os formatos essencialmente redondos e em chapa, tem um largo campo de aplicações, principalmente na construção soldada.

APLICAÇÕES PRINCIPAIS:

Todo o tipo de estruturas: componentes de pontes; guias; componentes de plataformas; equipamentos mineiros de carga e para torres eólicas.

PROPRIEDADES:

Densidade: 7,80 Kg/dm³

Coefficiente de Dilatação Térmica, 10⁻⁶m/mK:

20 a 600 °C	20 a 500 °C	20 a 400 °C	20 a 300 °C	20 a 200 °C	20 a 100 °C
---	---	---	---	---	16

Condutibilidade Térmica, W/mK:

400 °C	200 °C	20 °C
---	42,7	40

Módulo de Elasticidade, GPa:

600 °C	500 °C	400 °C	300 °C	200 °C	100 °C	20 °C	0 °C	-100 °C
---	---	---	---	---	---	200	---	---

Ramada Aços, S.A.

Avenida da Régua, Apartado 10, 3884-004 Ovar

Tel.: +351 256 580 580 | Fax: +351 256 580 500 / +351 256 580 410

www.ramada.pt | acos.ovar@ramada.pt

A informação fornecida é precisa e de confiança contudo, alguns dos valores apresentados são indicativos, não podendo possuir carácter vinculativo, dado existirem variações resultantes de erros associados aos ensaios e às actualizações documentais.

Data de Atualização: 27-06-2018

RAMADA AÇOS
SPECIAL STEEL SOLUTIONS



St 52

Aço construção carbono

W.Nr. 1.0553 / 1.0577

Propriedades Mecânicas:

Ø (mm)	Espessura (t) (mm)	Rm (MPa)	ReH (MPa)	A% (LO=5do)
≤ 16	≤ 16	470 – 630	≥ 355	≥ 22
≤ 40	≤ 40	470 – 630	≥ 345	≥ 22
≤ 63	≤ 63	470 – 630	≥ 335	≥ 21
≤ 80	≤ 80	470 – 630	≥ 325	≥ 20
≤ 100	≤ 100	470 – 630	≥ 315	≥ 20

Aconselhamento Técnico:

A nossa equipa técnica encontra-se disponível para esclarecimento de dúvidas e aconselhamento na selecção do material e tratamento térmico mais adequado à sua aplicação.

Ramada Aços, S.A.

Avenida da Régua, Apartado 10, 3884-004 Ovar

Tel.: +351 256 580 580 | Fax: +351 256 580 500 / +351 256 580 410

www.ramada.pt | acos.ovar@ramada.pt

A informação fornecida é precisa e de confiança contudo, alguns dos valores apresentados são indicativos, não podendo possuir carácter vinculativo, dado existirem variações resultantes de erros associados aos ensaios e às actualizações documentais.

Data de Atualização: 27-06-2018

F - Secções de ficheiros Excel realizados

Introdução da força na lamina para obter força hidraulica necessária.		
Dados	Valores	rad
Comprimento braço (b) [m]	0,5	
Angulo entre cilindro e horizontal (α)	20	0,34906585
Angulo braço com horizontal (β)	50	0,872664626
Ponto Lamina (P) [m]	1	
Força no ponto (Fp) [kg]	1000	
Resultados	Valores	
Força Hidraulica necessária (FH) [kg]	2128,36	
Ângulo entre braço e haste	70,00	

Cálculo Diametro Rolos Adequado							
Motor	Cilindrada motor [L]	Rolo	Raio rolo [mm]	Velocida linear [m.s]	Vrotação [rad/s]	Vrot [rpm]	Qnec [l/min]
Lateral TMVW 500	0,4996	Lateral	197,435	5	25,32	241,83	120,82
Central TMT315	0,3263	Central	129,06	5	38,74	369,96	120,72



**Instituto Superior
de Engenharia**

Politécnico de Coimbra