



Estudo de um equipamento de processamento de soldaduras por Friction Stir Welding

JORGE NUNO DURÃES SILVA

Outubro de 2015

Estudo de um equipamento de processamento de soldaduras por Friction Stir Welding

Jorge Nuno Durães Silva

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Mecânica - Construções Mecânicas

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



7 de outubro de 2015

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação/Projecto/Estágio do 2º ano do Mestrado
em Engenharia Mecânica - Ramo de Construções Mecânicas

Candidato: Jorge Nuno Durães Silva, N° 1100747, 1100747@isep.ipp.pt

Orientação INEGI: Pedro Moreira, pmoreira@inegi.up.pt

João Paulo Pereira, jptp@inegi.up.pt

Orientação ISEP: Armando Vilaça Campos, ajc@isep.ipp.pt

Mestrado em Engenharia Mecânica
Departamento de Engenharia Mecânica

Instituto Superior de Engenharia do Porto



7 de outubro de 2015

Este trabalho é dedicado a todos aqueles que acreditaram em mim e me apoiaram ao longo deste percurso.

Agradecimentos

É com especial satisfação que expresso aqui o mais profundo agradecimento a todos aqueles que tornaram a realização deste trabalho possível.

Desde já, gostaria de agradecer ao Eng. Armando Vilaça Campos pelo apoio e atenção demonstrada desde o início deste projecto, foi sem dúvida um excelente motivador dando valiosas contribuições para o trabalho.

Ao Dr. Pedro Moreira, um muito obrigado por me ter proposto este desafio. Foi sem dúvida um projecto com o qual aprendi bastante. Agradeço todo o apoio dado para o desenvolvimento deste projecto, desde aos detalhes mais técnicos à revisão documental, foi sem dúvida excepcional.

Ao Eng. João Paulo Pereira, agradeço bastante a oportunidade de poder ter trabalhado com os profissionais do INEGI, bem como a sua orientação sobre contactos da indústria para os mais variados mecanismos/ componentes, foi uma grande ajuda e que permitiu desenvolver o projecto de uma forma mais eficaz.

À equipa do DPS no INEGI um muito obrigado por todo o apoio dado, em especial ao Joaquim Santos e Filipe Camacho pela ajuda dada em termos técnicos e na análise do equipamento para a detecção de falhas ou alertar para eventuais erros que possam acontecer.

A toda a equipa do LOME no INEGI, que foram sem dúvida excepcionais. Muito obrigado pela receção calorosa à vossa equipa. Foi graças a vocês que me mantive motivado durante todo o projecto graças aos maravilhosos almoços repletos de assuntos sem sentido e idiotices, foram sem dúvida uma forma de aliviar a pressão e encarar este projecto de uma forma mais agradável. Shayan, Ricardo, Sofia, Viviana, Cátia, Paulinho, Sérgio e Tiago, Muito Obrigado!

Aos colegas e amigos do ISEP, Obrigado pelo incentivo e motivação dada para a conclusão deste projecto na melhor forma possível.

Aos amigos da velha guarda de Penafiel, Muito Obrigado por me aturarem durante tanto tempo. Vocês, que entre delírios e devaneios, foram sempre espectaculares! Obrigado!

Resumo

Este é um projeto I&D interno do INEGI, com as unidades DPS e LOME, que tem em vista a utilização de componentes disponíveis no INEGI para o estudo de um equipamento capaz de efetuar soldaduras por Friction Stir Welding. O equipamento já conta com controlo numérico para um sistema de três eixos e os respetivos motores, ficando assim encarregue de tirar o máximo proveito possível destes componentes. Este equipamento terá como finalidade munir o INEGI com um equipamento capaz de dar resposta a eventuais projetos externos/internos bem como para fins de investigação para a melhoria da qualidade do processo de soldadura. A conceção deste equipamento tem a particularidade das condições envolventes do processo nomeadamente os esforços desenvolvidos durante o processo de soldadura, em particular a força vertical (eixo da ferramenta) que é necessária fazer de forma a evitar a ascensão de material da junta de soldadura.

A soldadura por Friction Stir Welding, é um processo de soldadura relativamente actual, desenvolvido em 1991 por Wayne Thomas pelo *The Welding Institute* que se sobrepõe aos métodos de soldadura convencionais, uma vez que não necessita de levar o/os materiais acima da sua temperatura de fusão, sendo um processo de soldadura no estado solido, o material não chega a fundir. Este processo consiste na utilização de uma ferramenta em rotação que se desloca ao longo da junta de soldadura, que uma vez a fricção gerada entre a ferramenta e o material base gera calor que promove o aquecimento e quase fusão do material base. A ligação do material dá-se aquando a passagem da ferramenta na junta, misturando os materiais. Com o recurso a este método de fabrico é possível efetuar soldaduras com grande qualidade em materiais considerados de difícil soldabilidade pelos métodos convencionais, como por exemplo o Alumínio.

Neste projecto foram estudadas varias soluções, contactados vários fornecedores e com o seu feedback foi desenvolvido o equipamento. Este projecto consiste essencialmente na análise estrutural e selecção de equipamentos. O equipamento final resultou de uma série de iterações e ideias de forma a otimizar toda estrutura para a magnitude dos esforços envolvidos, obtendo no final um equipamento capaz de cumprir os requisitos. No final prevê-se um equipamento com a capacidade de suportar esforços verticais de 50 kN o que

comparando com alguns ensaios já efectuados, estima-se que será capaz de produzir juntas soldadas de aproximadamente 15 *mm* a 16 *mm* de espessura em alumínios da série 6XXX, sendo também possível soldar outras matérias desde que não ultrapassem os limites de carga do equipamento nos respectivos eixos.

A estrutura do equipamento é baseada na utilização de chapas em aço estrutural S235JR (Fe 360) soldadas entre si e maquinadas de forma a obter a forma desejada. A validação estrutural foi efectuada recorrendo a simulações pelo método de elementos finitos usando o SolidWorks como ferramenta de cálculo. Sendo a soldadura por FSW um processo lento onde não são espectáveis grandes velocidades ou cargas dinâmicas, a análise estrutural foi efectuada como sendo simulações estáticas. Contudo, e devido ao demorado processo de cálculo, muitas considerações tiveram que ser feitas nomeadamente relativamente ao tipo de contactos considerados, rigidez de certos componentes, aplicação de cargas (superfícies de actuação), tipos de fixação.

Para projetos futuros ainda fica em falta o estudo da componente eléctrica, incluído o roteamento das ligações, e fixações, o que pode dar origem a alterações em determinados componentes em termos de desenho de furações. A estrutura ainda pode ser optimizada considerando outros conceitos construtivos.

Palavras-Chave

Soldadura por Fricção Linear, Soldadura, Projecto de máquinas, Equipamento FSW, CNC, CNC 3 eixos, CNC FSW, FSW, SFL.

Abstract

This is a INEGI's R&D project, resulting from a cooperation between DPS and LOME, which intends to use of equipment already available at INEGI in order to develop an equipment capable of performing welds through the process of Friction Stir Welding. The available equipment consists of three axis computerized numeric controls (CNC) systems, and the servomotors for each axis. The equipment designed within this thesis will be used on research works aiming at the development of the welding process itself. FSW is a process where high forces are developed during welding, in particular the vertical force (tool axis) which is needed in order to keep the material within the stirring process.

Developed in 1991 by Wayne Thomas at *The Welding Institute*, the Friction Stir Welding process still need further studies, but can be considered a real breakthrough when compared to conventional welding methods, mainly because it is a solid-state welding, which means that the base material don't reach the melting temperature, therefore less defects are induced in the weld. This process requires a rotating tool that travels along the joint, generating frictional heat, which heats the base material. The joining occurs when the tool travels along the joint, heating the materials and mixing them together. With this method, high quality welds can be obtained even on materials that are considered of poor weldability, when using conventional methods, like Aluminum Alloys.

For this project several solutions were tested, suppliers were reached and with the feedback the equipment was developed. This project main focus is on the structural analysis and the selection of components that will integrate the final equipment. The final equipment is a result of several iterations and ideas in order to optimize the complete structure for the loads developed when welding, resulting on a capable equipment that match the needs. At the end is expected to have an equipment that is capable of performing welds on several materials and reaching vertical forces as high as 50 kN . When compared to tests already performed on other studies, it's foreseen that high quality welds can be performed, for example on a 15 mm to 16 mm thickness of aluminum 6XXX series, as well as other type of materials as long as it doesn't exceed vertical force limit of 50 kN .

The structure development is based on the use of structural steel S235JR (Fe 360) sheets that are welded together and machined to the desired shape. The structural analysis was done using the finite elements module incorporated in SolidWorks. Since FSW is slow welding process and no high speeds or dynamic loads are expected, the full analysis was performed considering to be static. Although, and since it's a very time consuming type of calculation, some considerations/simplifications were made, for instance the type of contact that occurs between each component, as well as the rigidity of some components, load surfaces and fixtures.

As future works, the electrical component, including routing, power supply, and fixtures, should be studied, which can lead to a redesign of some of the components. Further structural optimization can also be performed considering other concepts of structures

Keywords

Friction Stir Welding, Welding, Machine design, FSW Machine, CNC, 3 axis CNC, CNC FSW, FSW, SFL.

Índice

AGRADECIMENTOS	II
RESUMO	III
ABSTRACT	V
ÍNDICE	VII
ÍNDICE DE FIGURAS	IX
ÍNDICE DE TABELAS	XV
NOMENCLATURA	XVII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO DO PROJECTO.....	1
1.2. OBJECTIVOS.....	2
1.3. METODOLOGIA	2
2. ESTADO DA ARTE	5
3. DESENVOLVIMENTO	13
3.1. O PROCESSO E SUAS VARIÁVEIS	13
3.2. EQUIPAMENTOS JÁ EXISTENTES NO MERCADO	17
3.3. ANÁLISE DA CAPACIDADE DOS EQUIPAMENTOS/COMPONENTES EM STOCK.....	26
3.4. CARACTERÍSTICAS A ALCANÇAR PARA O EQUIPAMENTO EM PROJECTO	34
3.5. ESBOÇO GERAL DO EQUIPAMENTO	35
3.6. SELECÇÃO DE COMPONENTES/EQUIPAMENTOS E SUAS CARACTERÍSTICAS	37
3.7. VALIDAÇÃO ESTRUTURAL DO EQUIPAMENTO	54
3.8. CARACTERÍSTICAS FINAIS DO EQUIPAMENTO.....	91
4. SEQUÊNCIA DE MONTAGEM	97
4.1. ESTRUTURA BASE DO EQUIPAMENTO	97
4.2. MONTAGEM DAS GUIAS NO PÓRTICO	101
4.3. MONTAGEM DO FUSO.....	103
4.4. MONTAGEM DAS GUIAS VERTICAIS	105
4.5. MONTAGEM DO CONJUNTO DO SPINDLE.....	108
4.6. MONTAGEM DA MESA DE TRABALHO.....	112
5. ORÇAMENTAÇÃO	115
6. CONCEITO ALTERNATIVO	119
7. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	123

7.1.	CONCLUSÕES.....	123
7.2.	TRABALHOS FUTUROS	125
	REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS.....	126
	ANEXO A. DESENHO TÉCNICO DO SPINDLE E ORÇAMENTO.....	128
	ANEXO B. DESENHOS DOS SLEW DRIVE.	132

Índice de Figuras

Figura 1: Esquema representativo do processo de FSW.	6
Figura 2: Floating-Bobbin Friction Stir Welding [2].	7
Figura 3: Esquema representativo da soldadura de canto por Friction Stir Welding [3].	9
Figura 4: Técnica Multi-Stir [4].	9
Figura 5: Twin-Stir TM , paralelas lado a lado, transversalmente à direcção de soldadura [4].	10
Figura 6: Twin-Stir TM , paralelas lado a lado e em linha com a direcção de soldadura [4].	10
Figura 7: Twin-Stir TM , paralelas mas desviadas [4].	11
Figura 8: Twin-Stir TM , representação esquemática de possíveis combinações de rotação da ferramenta e orientação destas em relação á linha de soldadura [4].	11
Figura 9: Exemplo de uma ferramenta para soldadura por FSW [5].	14
Figura 10: Esquema representativo do processo de FSW [5].	14
Figura 11: Gantry column type Friction Stir Welding machine FSW30 series, CAD design [9]. ...	17
Figura 12: Gantry move column type friction stir welding machine FSW30 series [10].	19
Figura 13: Bond Technologies, Inc., modelo PM1 [11].	21
Figura 14: Manufacturing Technology, Inc., modelo PM-0 [13].	23
Figura 15: Manufacturing Technology, Inc., modelo RM-1 [14].	24
Figura 16: Manufacturing Technology, Inc., modelo RM-2 [15].	24
Figura 17: Manufacturing Technology, Inc., modelo LS-1 [16].	25
Figura 18: Manufacturing Technology, Inc., modelo GG-1 [17].	25
Figura 19: Esquema representativo do sistema de eixos considerado.	29
Figura 20 : Esboço do equipamento na segunda iteração.	35
Figura 21: Esboço do equipamento na décima iteração, faltando ainda os sistemas motrizes.	36
Figura 22: Slew Drives, IMO Group [21].	39
Figura 23: Representação da aplicação no equipamento.	39
Figura 24: Esquema representativo da posição de aplicação de carga do cálculo dos Slew Drives.	39
Figura 25: Representação esquemática dos eixos de rotação do spindle	41
Figura 26: Esquema representativo das cargas nas guias. Legenda: C – Carga normal às superfícies do carro-guia; M_t – Momento torsor do carro na guia, no eixo do movimento.	42
Figura 27: Esquema representativo da posição das guias verticais.	43
Figura 28: Esquema representativo da posição das guias ao longo do pórtico.	45
Figura 29: Esquema representativo da posição das guias na mesa base.	46
Figura 30: Esquema de montagem do fuso e respectivos equipamentos. Legenda: 1 – Motor; 2 – Redutor; 3 – Acoplamento; 4 – Apoio Fixo; 5 – Porca + apoio de porca; 6 – Apoio simples.	49
Figura 31: Exemplo de um apoio <i>Vibracon</i> [®]	51

Figura 32: Esquema de disposição dos apoios e metodologia de alinhamento triangular.....	52
Figura 33: Excerto retirado do catálogo [29].	53
Figura 34: Exemplos da malha de elementos finitos utilizada nas simulações.	55
Figura 35: Aplicação de Esforços para a validação estrutural.....	56
Figura 36: Placa Base de ligação do Spindle.....	56
Figura 37: Condições consideradas no ensaio da Placa Base.....	57
Figura 38: Análise da distribuição de tensões de von Mises na Placa Base de ligação do Spindle. 58	
Figura 39: Análise dos deslocamentos totais da Placa Base de ligação do Spindle.	59
Figura 40: Condições consideradas no ensaio da Placa Base.....	60
Figura 41: Análise da distribuição de tensões de von Mises na Placa Base de ligação do Spindle . 61	
Figura 42: Análise dos deslocamentos totais da Placa Base de ligação do Spindle.	62
Figura 43: Elemento em “C”.	62
Figura 44: Primeiro caso de estudo do elemento "C".	63
Figura 45: Análise da distribuição de tensões de von Mises do elemento "C".	64
Figura 46: Análise dos deslocamentos totais do elemento "C".	65
Figura 47: Segundo caso de estudo do elemento "C".	66
Figura 48: Análise da distribuição de tensões de von Mises do elemento "C".	66
Figura 49: Análise dos deslocamentos totais do elemento "C".	67
Figura 50: Caso de estudo da Caixa de suporte do Spindle.....	68
Figura 51: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Caixa de suporte do Spindle.	69
Figura 52: Análise dos deslocamentos totais da Caixa de suporte do Spindle.	70
Figura 53: Primeiro caso de estudo da Placa guia vertical e horizontal.	71
Figura 54: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Placa guia vertical e horizontal.	72
Figura 55: Análise dos deslocamentos totais da Placa guia vertical e horizontal.	73
Figura 56: Simulação das cargas suportadas pelas guias.	74
Figura 57: Simulação das cargas suportadas pelo fuso.	74
Figura 58: Simulação do peso redutor + motor.	75
Figura 59: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Placa guia vertical e horizontal.	76
Figura 60: Análise dos deslocamentos totais da Placa guia vertical e horizontal.	77
Figura 61: Condições do primeiro caso de estudo da Estrutura Base.	78
Figura 62: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Estrutura Base.....	79
Figura 63: Análise dos deslocamentos totais da Estrutura Base.	80
Figura 64: Condições do segundo caso de estudo da Estrutura Base.....	81
Figura 65: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Estrutura Base.....	82
Figura 66: Análise dos deslocamentos totais da Estrutura Base.	83
Figura 67: Condições do caso de estudo da Mesa de Trabalho.....	84
Figura 68: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Mesa de Trabalho.	85
Figura 69: Análise dos deslocamentos totais da Mesa de Trabalho.	86
Figura 70: Condições do caso de estudo do Resultado final.	87

Figura 71: Análise dos deslocamentos totais do resultado final.....	88
Figura 72: Análise dos deslocamentos verticais, segundo Z, do resultado final.	88
Figura 73: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo Y, do resultado final.	89
Figura 74: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo X, do resultado final.	89
Figura 75: Dimensões gerais do equipamento.	91
Figura 76: Exposição em detalhe do mecanismo de rotação do spindle.	92
Figura 77: Exposição em detalhe da fixação do pórtico aos pilares.....	93
Figura 78: exposição em detalhe da fixação dos pilares à mesa base.	93
Figura 79: Exposição em detalhe da mesa de trabalho projectada.	94
Figura 80: Mesa base.	98
Figura 81: Posicionamento dos pilares em posição na mesa base.....	98
Figura 82: Fixação dos pilares à mesa base.	99
Figura 83: Posicionamento do pórtico nos pilares.	99
Figura 84: Fixação do pórtico aos pilares.	100
Figura 85: Estrutura base do equipamento.	100
Figura 86: Montagem das guias ao pórtico.	101
Figura 87: Fixação das guias horizontais ao pórtico.	101
Figura 88: Montagem dos carros-guia à placa guia vertical e horizontal.....	102
Figura 89: Posicionamento da placa guia vertical e horizontal nas guias do pórtico.	103
Figura 90: Componentes constituintes do fuso.	104
Figura 91: Posicionamento do fuso na placa guia vertical e horizontal.	104
Figura 92: Montagem do motor, redutor e acoplamento ao fuso.	105
Figura 93: Montagem das guias verticais.....	106
Figura 94: Montagem dos carros guia à caixa de suporte do spindle.....	106
Figura 95: Montagem da caixa de suporte do spindle.	107
Figura 96: Representação dos subconjuntos para o suporte do spindle.	108
Figura 97: Montagem do Slew Drive à placa base de ligação do spindle.	109
Figura 98: Montagem do spindle à placa base de ligação do spindle.	109
Figura 99: Representação da montagem dos dois Slew Drive ao elemento “C”.....	110
Figura 100: Montagem dos Subconjuntos 1 e 2.....	110
Figura 101: Montagem final do conjunto do spindle.	111
Figura 102: Exposição em detalhe da face de referência na caixa de suporte do spindle para a ligação do Slew Drive.....	111
Figura 103: Montagem dos carros-guia à mesa de trabalho.....	112
Figura 104: Montagem da cremalheira à mesa de trabalho.....	112
Figura 105: Montagem das guias à mesa base.	113
Figura 106: Montagem da mesa de trabalho à mesa base.	113
Figura 107: Esquema representativo da alteração ao conceito inicial do equipamento. A) Conceito inicial; B) Conceito alternativo.	120

Figura 108: análise dos deslocamentos totais do conceito alternativo.	120
Figura 109: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo X, do conceito alternativo.....	121
Figura 110: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo Y, do conceito alternativo.....	121

Índice de Tabelas

Tabela 1: Esforços gerados durante a soldadura por FSW segundo os testes efectuados por M. Melendez et al. [6].....	15
Tabela 2: Características Gantry column type friction stir welding machine FSW30 series.	18
Tabela 3: Características Gantry move column type friction stir welding machine FSW30 series.	20
Tabela 4: Características da PMI da Bond Technologies, Inc.	22
Tabela 5: Capacidade dos Servomotores.....	29
Tabela 6: Variáveis para o movimento vertical, Eixo Z.....	30
Tabela 7: Valores na saída do redutor para o movimento vertical, Eixo Z.	30
Tabela 8: Máxima velocidade de deslocamento e força transmitida pelo fuso no movimento vertical, Eixo Z.....	30
Tabela 9: Variáveis para o movimento longitudinal da mesa, Eixo X.	31
Tabela 10: Valores na saída do redutor para o movimento longitudinal da mesa, Eixo X.	32
Tabela 11: Máxima velocidade de deslocamento e força transmitida para a cremalheira no movimento longitudinal da mesa, Eixo X.	32
Tabela 12: Variáveis para o movimento longitudinal da mesa, Eixo Y.	33
Tabela 13: Valores na saída do redutor para o movimento longitudinal da mesa, Eixo Y.	33
Tabela 14: Máxima velocidade de deslocamento e força transmitida para a cremalheira no movimento longitudinal da mesa, Eixo Y.	33
Tabela 15: Características a alcançar para o equipamento em projecto.	34
Tabela 16: Especificações do motor do spindle.	37
Tabela 17: Características gerais do spindle.	38
Tabela 18: Comparação entre os requisitos necessários e as características dos Slew Drives.....	40
Tabela 19: Apresentação das folgas de cada Slew Drive e o respetivo desvio na ferramenta.	40
Tabela 20: Recomendações apresentadas pelo IMO Group para os Slew Drives.....	41
Tabela 21: Comparação entre cargas actuantes e cargas resistentes, para FLS 35.	43
Tabela 22: Comparação entre cargas actuantes e cargas resistentes, para FLS 25.	44
Tabela 23: Comparação entre cargas actuantes espectáveis e cargas resistentes, para FNS 30.....	45
Tabela 24: Comparação entre os esforços actuantes espectáveis e os esforços resistentes, para FNS 35.....	46
Tabela 25: Comparação entre os esforços actuantes espectáveis e os esforços resistentes, para FNS 30.....	47
Tabela 26: Capacidade máxima do fuso.	48
Tabela 27: Características do fuso seleccionado para o movimento vertical.....	48
Tabela 28: Características do redutor para o movimento horizontal, em Y.....	50
Tabela 29: Capacidade máxima do conjunto pinhão-cremalheira.	50

Tabela 30: Características do redutor para o movimento horizontal, em X	51
Tabela 31: Capacidade máxima dos conjuntos pinhão-cremalheira.	51
Tabela 32: Características do equipamento	95
Tabela 33: Resumo de alguns materiais e respectivas espessuras possíveis de soldar com o equipamento estudado.	96
Tabela 34: Orçamentação	115

Nomenclatura

Caracteres Romanos

C	–	Carga normal às superfícies do carro-guia
i	–	Relação de transmissão
F	–	Força
$M, M_{requerido}, M_{disponivel}$	–	Binário
M_t	–	Momento tursor do carro na guia, no eixo do movimento
p	–	Passo do fuso
r	–	Raio
v	–	Velocidade Linear

Caracteres Gregos

η	–	Eficiência
π	–	Pi
ω	–	Velocidade Angular

Abreviaturas

CNC	–	<i>Computer Numerical Control</i>
DPS	–	<i>Unidade de Desenvolvimento de Produtos e Sistemas</i>

FRW – *Friction Rotary Welding*

FSW – *Friction Stir Welding*

INEGI – *Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial*

LOME – *Laboratório de Óptica e Mecânica Experimental*

TWI – *The Welding Institute*

1. Introdução

Este projecto assenta num estudo de um equipamento de processamento de soldadura por Friction Stir Welding para o INEGI e desta forma elevar as possibilidades de investigação sobre o processo, para que este possa ser optimizado adquirindo também um maior conhecimento das suas variáveis e o seu efeito na qualidade das soldaduras produzidas.

Ao longo deste documento serão abordadas duas vertentes, o estudo do processo e as suas variáveis, e o projecto de equipamentos, tendo em particular foco o estudo estrutural e selecção de componentes, deixando para projectos futuros a componente eléctrica, fabricação e ensaios práticos.

1.1. Contextualização do projecto

Este projecto surgiu da necessidade de elevar as possibilidades de investigação sobre o processo de Soldadura por Fricção Linear, mais conhecido por Friction Stir Welding, por parte do INEGI para diferentes tipos de materiais, e associada a disponibilidade de componentes em *stock*, foi então feita uma parceria entre as unidades DPS e LOME, e assim lançar este desafio para o desenvolvimento de uma tese para o estudo de um equipamento para a execução deste tipo de soldaduras utilizando a esses mesmos componentes.

1.2. Objectivos

Este projecto tem como objectivo o desenvolvimento de um equipamento para a execução de soldadura por FSW usando alguns componentes disponível no INEGI. Com o equipamento em *stock*, procurou-se otimizar a capacidade de soldadura sem descorar a viabilidade e a sua construção.

1.3. Metodologia

Foram estipuladas etapas/fases para o desenvolvimento do projecto, desde o processo em causa, tipo de estrutura, e componentes necessários. Desta forma foram definidas as seguintes etapas do projecto:

- Compreensão do processo e das diferentes envolventes/variáveis, tais como:
 - Forças / solicitações
 - Velocidades dos movimentos
 - Posicionamentos
- Pesquisa sobre equipamentos CNC 3 eixos e equipamentos de FSW já existentes e sobre as suas características e capacidades, tais como:
 - Área de trabalho
 - Tipo de estrutura
 - Componentes utilizados
 - Capacidades de carga
- Análise dos componentes em *stock* e verificação das suas potencialidades e com base nos estudo do processo efectuado determinar as forças envolventes no processo e desta forma definir as capacidades do equipamento.
- Pesquisa de fornecedores dos componentes necessários e sua selecção para obter uma noção das dimensões e escala do equipamento, de forma a dar resposta aos requisitos

de capacidade do equipamento, bem como a tolerância da precisão quando em funcionamento.

- Modelação 3D da estrutura do equipamento tentando incorporar o máximo das variáveis de movimentos necessárias.
- Verificação estrutural aplicando as solicitações previstas e fazer uma revisão dos componentes mais críticos, e desta forma ajustar para parâmetros mais aceitáveis.
- Aplicar estas alterações estruturais e desta forma redesenhar a estrutura do equipamento, para albergar as alterações efectuadas.
- Testar as funcionalidades totais, analisar todo o equipamento para detectar anomalias construtivas (intersecções de corpos, descentralização de furos, análise de cada componente e verificar a seu possível fabrico)
- Cálculo estrutural do equipamento por método de elementos finitos e verificar se as deformações induzidas pelos esforços do processo são aceitáveis para a precisão estipulada para o processo.
- Realizar esquemas de montagem do equipamento.
- Análise Global de custos e apresentação de um orçamento previsto dos custos gerais do equipamento.

2. Estado da Arte

A aplicação da soldadura por fricção é comercialmente utilizada desde 1940, que de uma forma simplista consiste no alinhamento axial de duas peças em que uma das partes é estacionária enquanto à outra é imposto movimento de rotação. A peça estática é então pressionada contra a peça em rotação gerando calor através da fricção entre as superfícies e desta forma promove a soldadura entre as duas peças. Este processo é designado por Soldadura por Fricção (FRW).

Ao Longo do tempo foram feitas inovações e desenvolvimentos sobre este tipo de soldaduras e em 1991, Wayne Thomas, pelo *The Welding Institute* (TWI), desenvolveu uma nova forma que, utilizando este conceito de uso da geração de calor através da fricção entre superfícies, que consiste na utilização de uma ferramenta para promover a geração de calor por fricção entre duas peças, o qual é designado por Soldadura por Fricção Linear (Friction Stir Welding).

Este processo veio revolucionar a indústria pois permite a soldadura de peças que não necessitam de um eixo de revolução, ao contrário do FRW. Desta forma foi rapidamente eleito o processo para o fabrico de peças em que o peso é um factor importante, nomeadamente industria Naval, Aeroespacial e Ferroviária. Sendo um processo que não necessita de fundir o material para promover a soldadura, eliminam-se defeitos associados à

soldadura por fusão, tais como: distorções, fissuração na solidificação e porosidades. A este processo associam-se também vantagens tais como a possibilidade de soldar materiais dissimilares bem como materiais considerados difíceis de soldar, tais como por exemplo as ligas de alumínio, soldar materiais de diferentes espessuras e comprimentos, elevada repetibilidade, não necessita de materiais de adição nem gases de protecção sendo desta forma considerado um processo “amigo da ambiente”.

No entanto, o processo FSW, apresenta algumas particularidades relativamente às forças desenvolvidas durante o processo de soldadura, que dependendo da espessura a soldar, conseguem ser de magnitudes consideráveis, por exemplo, para uma placa da liga de alumínio AA 6061-T6 de 1/4" (6,35 mm) de espessura e para uma penetração de 0,05" (1,27 mm) pode-se chegar aos 13,3 kN de força vertical (identificada como “Axial force” na Figura 1).

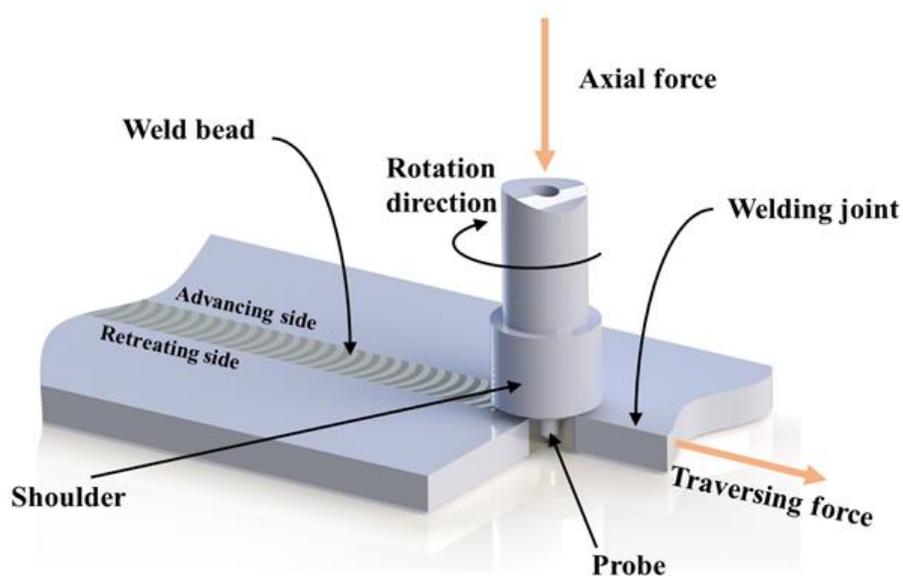


Figura 1: Esquema representativo do processo de FSW.

Sendo este método de soldadura recente, muitas investigações estão a ser desenvolvidas de forma a otimizar este processo para que seja mais facilmente adoptado pela indústria e para melhorar as propriedades da soldadura de um modo geral. O *The Welding Institute* **Error! Reference source not found.** tem estado a desenvolver variantes do processo tais como:

- Floating-Bobbin Friction Stir Welding

Esta variante visa superar algumas dificuldades encontradas no método de FSW convencional, tais como a necessidade do uso de uma placa de suporte e a potencialidade para o aparecimento de defeitos na raiz da soldadura.

Este processo consiste no recurso a uma ferramenta que apresenta um shoulder superior e um shoulder inferior, conforme demonstrado na Figura 2, numa ferramenta única. Esta ferramenta também apresenta a particularidade de permitir o movimento ao longo do seu eixo de revolução, esta característica dá-lhe a capacidade de poder compensar desalinhamentos entre a ferramenta e a peça a soldar.

Devido à sua forma construtiva esta ferramenta pode ser utilizada para o processamento de soldadura por FSW em equipamentos CNC convencionais, uma vez que as forças verticais desenvolvidas são praticamente nulas. Com isto elimina-se também a existência de defeitos na raiz da soldadura, obtém-se juntas com menores distorções quando comparadas com o método convencional de FSW, uma vez que o calor é uniformemente distribuído ao longo da junta.



Figura 2: Floating-Bobbin Friction Stir Welding [2].

- Stationary Shoulder Friction Stir Welding (SSFSW)

Esta técnica baseia-se no recurso a um *shoulder* estático (*stationary shoulder*) pelo qual o pino (*probe*) roda dentro do *shoulder* enquanto este é guiado ao longo da soldadura. Esta ferramenta visa não adicionar calor extra à junta, sendo todo o calor gerado unicamente pelo pino (*probe*).

O uso desta técnica resulta numa superfície de soldadura muito suave, quase polida, sem redução ou com redução mínima da espessura do cordão de soldadura, no entanto devido aos esforços gerados, à semelhança do processo convencional, a estrutura do equipamento tende a deformar o que pode significar que pode ocorrer alterações na profundidade a que a ferramenta esteja a actuar, podendo dar origem a defeitos indesejados.

- AdStir

O facto do processo de FSW convencional não utilizar material de adição é considerado como sendo um ponto positivo para o processo, no entanto pode também ser uma desvantagem. A utilização de materiais de adição pode vir a ajudar a resolver problemas de produção bem como alterar as propriedades da soldadura e adicionar características que sejam vantajosas para a soldadura e que de outra forma não seriam capazes de obter. Após vários ensaios verificou-se que não só é possível incorporar material de adição neste processo com recurso ao *Stationary Shoulder* (SSFSW) como também alterar a forma do material de adição para uma geometria diferente.

- Corner Friction Stir Welding

De um modo geral o processo de FSW só é normalmente usado para juntas topo-a-topo ou juntas sobrepostas, sendo a soldadura de canto raramente utilizada devido á dificuldade da soldadura com recurso as ferramentas utilizadas no método convencional.

Tendo como base o *Stationary Shoulder*, em que o pino roda dentro de um *shoulder*, este que apresenta uma geometria semelhante á geometria da junta a soldar, e desta forma desloca-se ao longo da linha de soldadura de uma forma estável e precisa, conforme pode ser identificado na Figura 3. Esta ferramenta foi ainda desenvolvida de forma a poder incorporar o método AdStir (incorporar material de adição) e desta forma produzir soldaduras de canto reforçadas e desta forma assemelhar-se aos processos de soldadura por fusão.

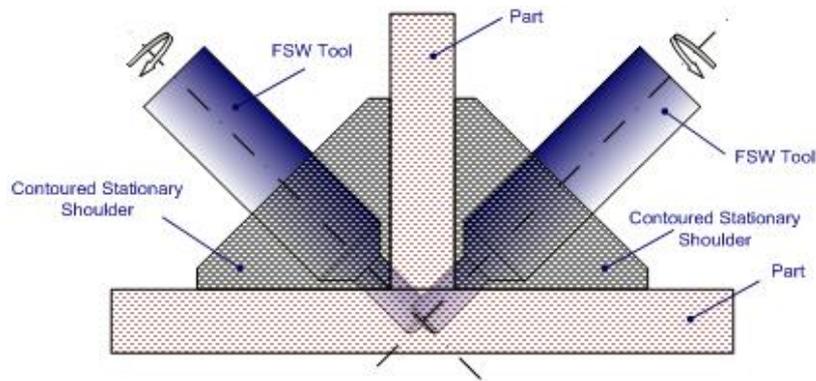


Figura 3: Esquema representativo da soldadura de canto por Friction Stir Welding [3].

Também foram feitas adaptação da utilização de uma só ferramenta, passando a utilizar-se em simultâneo duas ou mais ferramentas de friction stir welding [4], como por exemplo:

- Multi-Stir, simultaneous double side stir

Este conceito envolve o uso de um par de ferramentas utilizadas em lados opostos da peça desfasadas na direcção da linha de soldadura. Utilizando este conceito é possível efectuar soldaduras em pacas até 150mm de espessura num passe único.

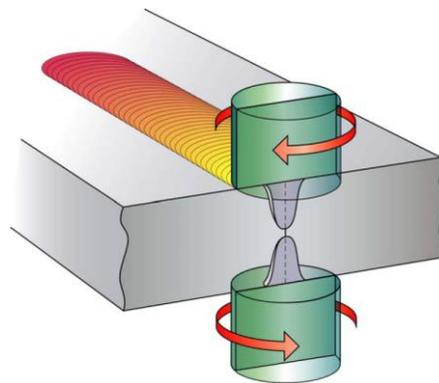


Figura 4: Técnica Multi-Stir [4].

- Twin-Stir™ Techniques

Esta técnica consiste no uso de duas ferramentas lado a lado, sendo uma para pré aquecer e outra para efectuar a soldadura propriamente dita, sendo este conceito primeiramente abordado em 1994 para a soldadura de aços, estão ainda em desenvolvimento, pelo TWI, três variantes deste método:

- Parallel side-by-side transverse to the welding direction (paralelas lado a lado perpendiculares à direcção de soldadura.)

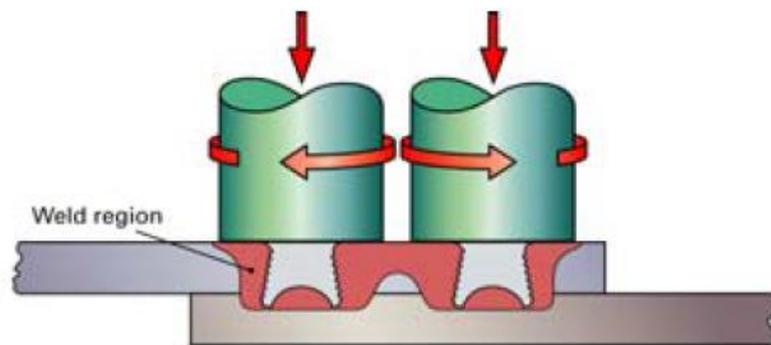


Figura 5: Twin-Stir™, paralelas lado a lado, transversalmente à direcção de soldadura [4].

- Tandem In-line with the welding direction (paralelas lado a lado e em linha com a direcção de soldadura)

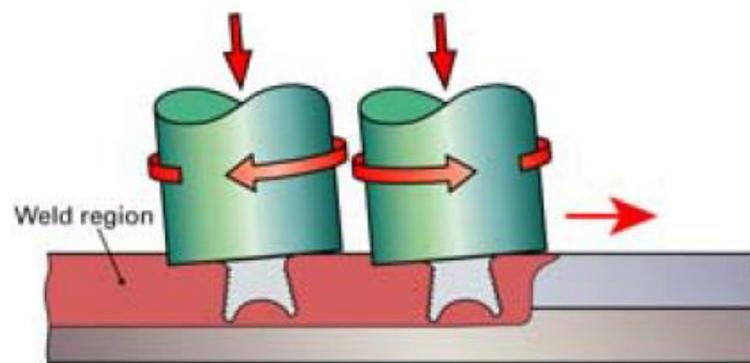


Figura 6: Twin-Stir™, paralelas lado a lado e em linha com a direcção de soldadura [4].

- Staggered to ensure the edges of the weld regions partially overlap (paralelas mas desviadas para assegurar uma sobreposição na borda)

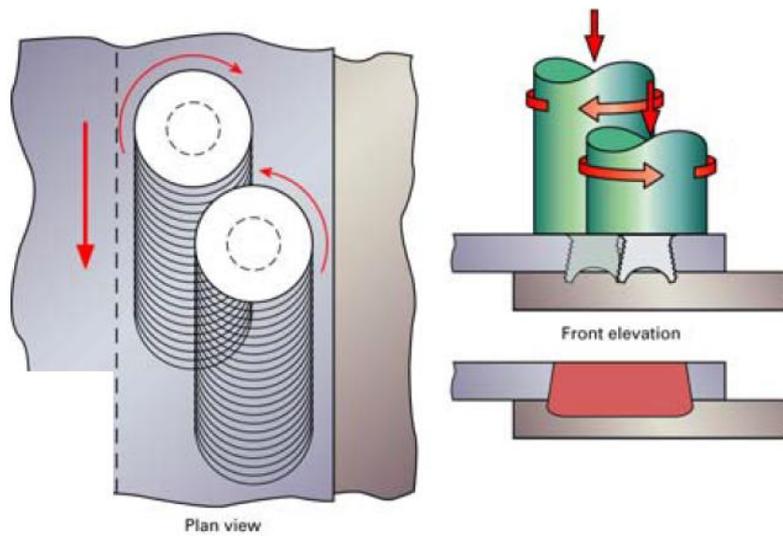


Figura 7: Twin-Stir™, paralelas mas desviadas [4].

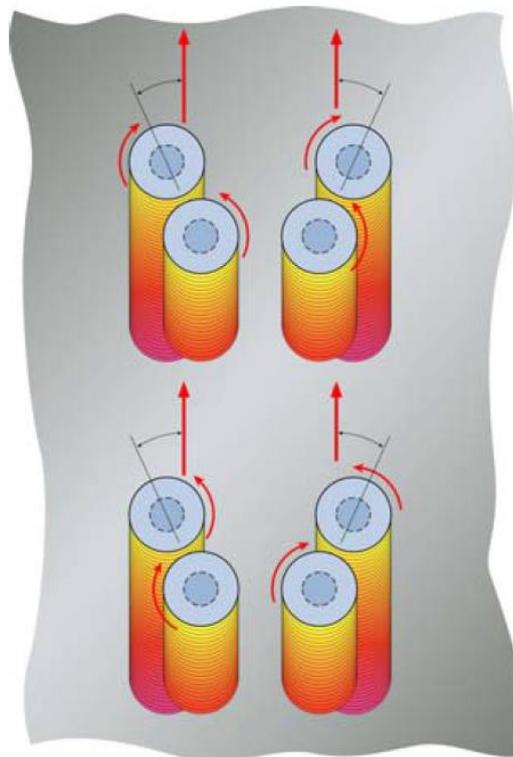


Figura 8: Twin-Stir™, representação esquemática de possíveis combinações de rotação da ferramenta e orientação destas em relação á linha de soldadura [4].

3. Desenvolvimento

Neste capítulo serão abordados todos os conteúdos que foram estudados de forma a dar a resposta desejada aos objetivos propostos no desenvolvimento deste projecto.

3.1. O processo e suas variáveis

Para o desenvolvimento deste projecto inicialmente foi necessário compreender o processo em causa bem como as suas características e particularidades. O processo a estudar será a soldadura por *Friction Stir Welding*, também conhecida em português com Soldadura por Fricção Linear.

Friction Stir Welding, como o nome indica, recorre ao uso do contacto entre duas superfícies em movimento para a geração de calor, no entanto ao contrário dos processos de soldadura que recorriam a este mesmo conceito, a soldadura por FSW requer a utilização de uma ferramenta, Figura 9, que vai funcionar como agente gerador de calor devido ao movimento que esta apresenta entre as superfícies das peças a soldar.

É um método de soldadura no estado sólido, em que a ferramenta em rotação se desloca ao longo da linha de soldadura promovendo o contacto entre o pino e as peças a soldar, conforme pode ser visto no esquema apresentado na Figura 10, gerando calor que leva a que

o material fique num estado “pastoso” e que pelo movimento de rotação da ferramenta são então misturadas as duas peças.

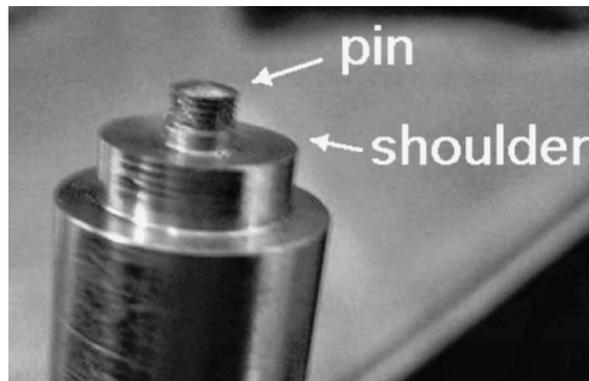


Figura 9: Exemplo de uma ferramenta para soldadura por FSW [5].

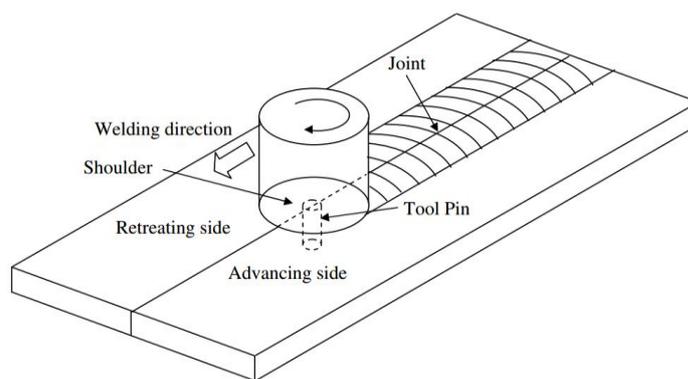


Figura 10: Esquema representativo do processo de FSW [5].

Um dos grandes factores a ter em conta para o estudo do equipamento em causa e o processo são as solicitações envolvidas, que são uma particularidade bastante importante e que não podem ser ignorados.

Para que se pudesse ter uma maior compreensão destes esforços foi feito uma pesquisa sobre testes e estudo já efetuados sobre o assunto a fim de se perceber a sua influência.

Segundo os testes efectuados por M. Melendez et al. [6], onde que foram estudadas as forças envolventes no processo de soldadura por FSW utilizando chapas de dois tipos de alumínio diferentes, AA6061 – T6 e AA2195 – T6, ambas com 6.35 mm de espessura.

Foram testadas varias configurações de parâmetros e, para a produção de soldadura de qualidade, analisaram os esforços gerados, conforme exposto na Tabela 1.

Tabela 1: Esforços gerados durante a soldadura por FSW segundo os testes efectuados por M. Melendez et al. [6].

MATERIAL	FORÇA VERTICAL	FORÇA LONGITUDINAL	FORÇA TRANSVERSAL
AA 6061 – T6	13,3 <i>kN</i>	3,2 <i>kN</i>	0,2 <i>kN</i>
AA 2195 – T6	15,3 <i>kN</i>	5,3 <i>kN</i>	0,3 <i>kN</i>

Obs: Estes dados não são característicos de um determinado conjunto de parâmetros mas sim dos máximos verificados durante o processo.

Como se pode verificar a componente vertical é sem dúvida a mais influenciada durante o processo devido à sua magnitude quando comparada com as restantes. No entanto, o binário gerado pelo movimento de rotação da ferramenta e pela resistência do material a essa rotação é também uma das componentes a ter em conta durante a soldadura.

J. W. Pew et al. [7], realizaram um estudo, sobre a influência desta componente em que utilizaram 3 tipos de materiais diferentes, AA 7075 – T7351, AA 5083 – H32 e AA 2024 – T3 com a espessura de 9,5 *mm* e com penetrações de 5,2 *mm* a 5,5 *mm*, onde verificaram um binário máximo de aproximadamente 250 *N.m* a 200 *rpm*, contudo concluíram também que o binário tende a ser inferior quanto maior for a velocidade de rotação. Em Abril de 2010, William R. Longhurst et al. [8], publicaram um estudo também sobre o tema, onde é possível verificar que, para a soldadura de AA 6061 com 1/4" de espessura, o binário máximo verificado é de aproximadamente de 22 *N.m* a cerca de 1 400 *rpm*. Desta forma, e analisando estes dois casos, é possível verificar que a disparidade de valores é algo real e que precisa de ter sido em conta, até porque aquando do estudo de aplicações deste processo a materiais mais resistentes, o equipamento tem que poder dar garantia de que não apresenta limitações ao estudo.

Para além dos esforços envolvidos foi necessário saber a que velocidades é que o processo opera para desta forma seleccionar os equipamento que dêem resposta quer aos requisitos em termos de força quer em termos de velocidade, como por exemplo: a escolha dos redutores a aplicar aos motores, as guias, sistemas pinhão + cremalheira, fusos, etc... No que remete para velocidades de rotação da ferramenta, podem ser encontrados testes desde a utilização de 300 *rpm* até ao uso de 2 500 *rpm* no processo, e com velocidade de deslocamento que podem ir desde 1 *mm/s* a 14 *mm/s*.

Um dos requisitos deste projecto foi considerar a utilização de componentes em *stock* e optimizar a sua aplicação para o equipamento em estudo. Os componentes disponíveis consistem em:

- Quatro servomotores de 1kW cada, em que um deles incorpora um travão e desta forma será utilizado para o movimento vertical;
- Controlo numérico para o controlo dos movimentos, e verificar ou arranjar uma forma de conseguir aplicar controlo de força no movimento vertical.

3.2. Equipamentos já existentes no mercado

Para que se tenha uma melhor perspectiva do equipamento em geral, as suas dimensões e componentes, foi feita uma pesquisa sobre equipamentos comercialmente disponíveis com vista a aprender o mais possível sobre cada um deles através das suas características técnicas e o seu método de funcionamento pela análise das fotografias disponibilizadas. Em baixo estão descritos alguns dos equipamentos estudados e que tiveram influência na forma de funcionamento e construção do equipamento a que este projecto se propõe.

Gantry column type friction stir welding machine FSW30 series [9]:

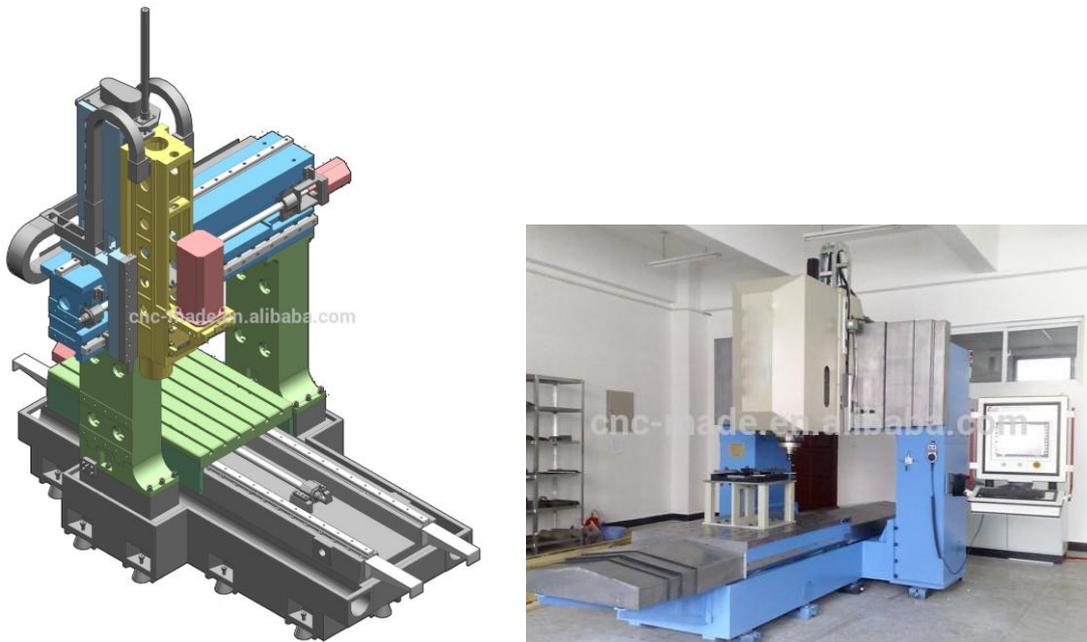


Figura 11: Gantry column type Friction Stir Welding machine FSW30 series, CAD design [9].

Este equipamento é destinado ao processo de FSW, sendo as suas características apresentadas na Tabela 2

Tabela 2: Características Gantry column type friction stir welding machine FSW30 series.

	TIPO	FSW30 SERIES	UNIDADES
CAPACIDADE	Materiais	Al/Mg/Cu/aço	
	Espessuras	Ligas de alumínio de 1 – 25	<i>mm</i>
	Largura máxima de soldadura	3 000	<i>mm</i>
	Comprimento máximo de soldadura (opcional)	3 000 – 8 000	<i>mm</i>
MESA DE TRABALHO	Tamanho	3 000 × <i>Opcional</i>	<i>mm</i>
DESLOCAMENTOS	X/Y/Z – deslocamento sobre o eixo	3 200/ <i>Opcional</i> /300	<i>mm</i>
	X/Y/Z – velocidade de deslocamento	3/3/2	<i>m/min</i>
SPINDLE	Velocidade de rotação	2 000	<i>rpm</i>
	Capacidade de carga	10	<i>ton</i>
	Eixo-B (ajuste manual contínuo)	0 – 5°	°
	Eixo-C (opcional) possibilidade de soldadura bidimensional	N*360°	
SISTEMA DE CONTROLO		SIEMENS	

Pelas fotografias do equipamento, Figura 11, é possível identificar algumas características, entre as quais os seus movimentos, e design estrutural. Os seus movimentos são efectuados com o recurso a fusos nos três eixos, recorrendo-se de três motores e um *spindle*. A nível estrutural verifica-se a utilização de uma mesa base que serve de suporte a toda a estrutura, ou seja, suporta a mesa de trabalho e o pórtico, sendo as colunas aparafusadas á base e a viga aparafusa também às colunas.

Gantry move column type friction stir welding machine FSW30 series [10]:



Figura 12: Gantry move column type friction stir welding machine FSW30 series [10].

Este equipamento, Figura 12, é destinado ao processo de FSW, sendo as suas características apresentadas na Tabela 3.

Tabela 3: Características Gantry move column type friction stir welding machine FSW30 series.

	TIPO	FSW30 SERIES	UNIDADES
CAPACIDADE	Materiais	Al/Mg/Cu/aço	
	Espessuras	Ligas de alumínio de 1 – 50	<i>mm</i>
	Largura máxima de soldadura	3 000	<i>mm</i>
	Comprimento máximo de soldadura (opcional)	3 – 30	<i>m</i>
MESA DE TRABALHO	Tamanho	3 000 × <i>Opcional</i>	<i>mm</i>
DESLOCAMENTOS	X/Y/Z – deslocamento sobre o eixo	3 200/ <i>Opcional</i> /500	<i>mm</i>
	X/Y/Z – velocidade de deslocamento	8/8/2	<i>m/min</i>
SPINDLE	Velocidade de rotação	2 000	<i>rpm</i>
	Capacidade de carga	5	<i>ton</i>
	Eixo-B (ajuste manual contínuo)	0° – 5°	°
	Eixo-C (opcional) possibilidade de soldadura bidimensional	N*360°	
SISTEMA DE CONTROLO		SIEMENS	

Este equipamento usa sistemas pinhão + cremalheira para fazer o movimento dos pilares e fusos nos restantes dois eixos. A nível estrutural, a mesa de trabalho é fixa e o pórtico é que acomoda todos os movimentos.

PM1 da *Bond Technologies, Inc.* [11]:

Este é um equipamento CNC 3 eixos compacto destinado ao processo de FSW, estando visível na Figura 13 o equipamento e as suas características expostas na Tabela 4.



Figura 13: Bond Technologies, Inc., modelo PM1 [11].

Tabela 4: Características da PM1 da Bond Technologies, Inc.

CARACTERÍSTICAS DO EQUIPAMENTO		PM1	PM1 5 EIXOS	UNIDADES
DESLOCAMENTOS (X/Y/Z)		780/370/150	780/370/150	<i>mm</i>
VELOCIDADES DE DESLOCAMENTO (X/Y/Z)		3/3/1	3/3/1	<i>m/min</i>
FORÇA VERTICAL (Z)		12	12	<i>kN</i>
ROTAÇÃO NOS EIXOS A/B		–	± 5	°
SPINDLE	Potência	3,5	3,5	<i>kW</i>
	Velocidade	3 000	3 000	<i>rpm</i>
	Binário	23	23	<i>N.m</i>
	Ferramenta	40 <i>taper</i>	40 <i>taper</i>	
CONTROLO		CNC Controlo de Força Controlo de Posição		
DIMENSÕES GERAIS		1283mm × 1397mm × 1895mm		
OPCIONAIS		Ferramentas arrefecidas a água Intellestir		

Este equipamento apresenta uma estrutura simples em que a mesa é fixa, deixando os movimentos na “cabeça” do equipamento, sendo que cada movimento recorre-se do uso de fusos actuados por servomotores. Possui também a característica de apresentar dois modelos,

um com o ângulo da ferramenta fixa e outro com o ângulo variável, o que permite fazer assim soldaduras bidimensionais.

Equipamentos da *Manufacturing Technology, Inc.* [12]:

Estes equipamentos apresentam características semelhantes aos apresentados anteriormente, sendo que aqui interessa mais visualizar a estrutura dos equipamentos e o seu mecanismo de funcionamento.



Figura 14: Manufacturing Technology, Inc., modelo PM-0 [13].

RM-1 MODEL **FRICTION STIR WELDING**
MANUFACTURING TECHNOLOGY, INC



The RM-1 model is a compact, blue-framed friction stir welding machine. It features a vertical column with a motorized spindle assembly at the top. A horizontal worktable is positioned below the spindle. A control panel with a monitor and buttons is located on the right side of the machine.



The graphical user interface (GUI) is displayed on a monitor. It shows a complex control panel with various parameters, a central graph area, and several large buttons for operation. The interface is designed for ease of use in a manufacturing environment.

Intuitive Graphical User Interface

SYSTEM SPECIFICATIONS:

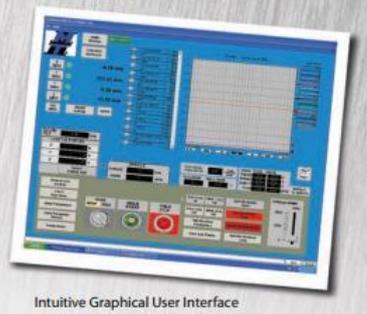
X axis: 700mm Standard,
3000mm Available
3000mm/min velocity,
servo controlled

Figura 15: Manufacturing Technology, Inc., modelo RM-1 [14].

RM-2 MODEL **FRICTION STIR WELDING**
MANUFACTURING TECHNOLOGY, INC



The RM-2 model is a larger, blue-framed friction stir welding machine. It has a more robust structure with a taller vertical column and a wider worktable. A separate control cabinet with a monitor is positioned to the left of the machine.



The graphical user interface (GUI) is displayed on a monitor. It shows a complex control panel with various parameters, a central graph area, and several large buttons for operation. The interface is designed for ease of use in a manufacturing environment.

Intuitive Graphical User Interface

SYSTEM SPECIFICATIONS:

X axis: 2000mm Standard,
3000mm Available
3000mm/min velocity,
servo controlled

Figura 16: Manufacturing Technology, Inc., modelo RM-2 [15].



Figura 17: Manufacturing Technology, Inc., modelo LS-1 [16].



Figura 18: Manufacturing Technology, Inc., modelo GG-1 [17].

3.3. Análise da capacidade dos equipamentos/componentes em stock

Como já foi visto, as forças envolvidas neste processo são bastante elevadas e desta forma é muito difícil conseguir otimizar a capacidade dos motores. Desta forma recorreu-se ao uso de redutores, pois apesar de os motores apresentarem binário baixo, a sua velocidade de rotação não o é e desta forma com a ajuda de um redutor é possível aumentar o binário de saída e reduzir a velocidade de rotação.

No entanto é neste ponto em que deve ser achado um equilíbrio, pois não se pode reduzir em demasia a velocidade de rotação pois desta forma os movimentos ficariam demasiado lentos e não daria resposta aos requisitos de velocidade de deslocamento da ferramenta. Contudo seria também necessário definir que tipo de mecanismo seria utilizado para fazer os movimentos, sistema pinhão + cremalheira ou com recurso a fusos.

Tendo em *stock* quatro servomotores para os deslocamentos em três eixos, então dois deles serão aplicados para fazer a movimentação segundo um eixo, movimento esse associado à mesa de trabalho, sendo os restantes dois servomotores responsáveis pelo movimento nos restantes dois eixos, sendo que para o eixo vertical será utilizado o servomotor com travão. De notar que o controlo numérico está capacitado para fazer esse controlo dos dois servomotores para um movimento, não tendo assim o problema da descoordenação do acionamento.

Deste modo procedeu-se à formulação do cálculo para facilitar a escolha do mecanismo utilizado para os movimentos em cada eixo. Foi desenvolvida uma folha de cálculo de forma a facilitar o processo iterativo que permitirá escolher a melhor opção em termos de mecanismos e componentes utilizados de forma a otimizar os servomotores para as forças e velocidades de deslocamento pretendidas.

Desta forma, para o caso da utilização do sistema pinhão + cremalheira, temos que:

Para o cálculo do Binário:

$$M = F \times r \tag{1}$$

Em que:

F – Força

M – Binário

r – Raio da roda dentada

Para o cálculo da velocidade linear / tangencial:

$$v = \omega \times r \quad (2)$$

Em que:

v – Velocidade Linear

ω – Velocidade Angular

r – Raio

Relação de transmissão:

$$i = \frac{M_{requerido}}{M_{disponivel}} \quad (3)$$

Em que:

i – Relação de transmissão

Na utilização de fusos para os movimentos, temos que:

Velocidade de deslocamento:

$$v = p \times \omega \quad (4)$$

Em que:

v – Velocidade Linear

p – Passo do fuso

ω – Velocidade Angular

Força de avanço:

$$F = \frac{M \times 2\pi \times \eta}{p} \quad (5)$$

Em que:

F – Força de avanço

M – Binário de entrada no fuso

η – Eficiência do fuso (geralmente considera-se 0,9)

p – Passo do fuso

Tendo agora conhecimento destas fórmulas, é importante fazer uma pesquisa a nível de fornecedores e que tipos de mecanismos para os movimentos é que se podem encontrar bem como as relações de transmissões disponíveis para os redutores.

3.3.1. Estudo de sistemas a utilizar para cada movimento e respectivos equipamentos necessário

Antes de se proceder propriamente à selecção dos equipamentos, foi necessário verificar as potencialidades dos servomotores em *stock*, como pode ser verificado na Tabela 5, e desta forma otimizar a sua utilização no equipamento em causa. Como uma primeira estimativa da capacidade dos equipamentos recorreu-se aos sistemas da *ATLANTA Drive Systems* [18] pois apresentam uma vasta gama de soluções e dados técnicos suficientes para poder calcular as forças e velocidades que poderão ser desenvolvidos durante o processo.

Tabela 5: Capacidade dos Servomotores.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Binário	M	4,00	$N.m$
Vel. Rotação	ω	2 500	rpm

A Figura 19 exibe o sistema de eixos considerados e que serão referidos ao longo do documento.

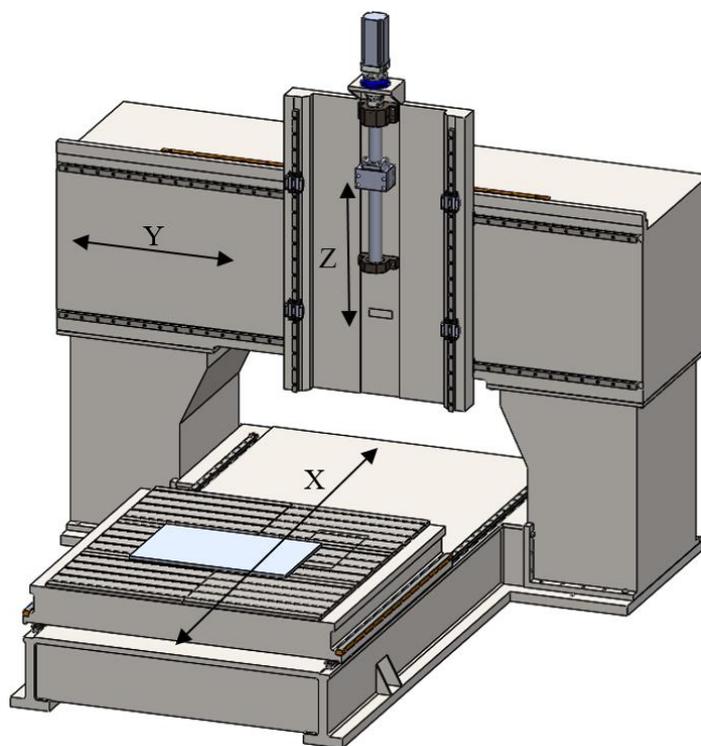


Figura 19: Esquema representativo do sistema de eixos considerado.

3.3.1.1. Movimento segundo o eixo Z

Para o desenvolvimento deste movimento será utilizado um fuso, uma vez que é o sistema mais aconselhado para este movimento, pois tem a particularidade de não aceitar o início do movimento sem o acionamento do veio, e é largamente utilizado em equipamento CNC, devido á sua precisão, elevada capacidade de carga, e eficiência. As tabelas 6, 7 e 8, apresentam o resultado do processo iterativo de cálculo de otimização dos motores para este movimento.

Tabela 6: Variáveis para o movimento vertical, Eixo Z.

VARIÁVEIS		VALOR	UNIDADES
Relação de transmissão	i	25	- -
Diâmetro do Fuso	-	50	mm
Passo do Fuso	p	10	mm

Tabela 7: Valores na saída do redutor para o movimento vertical, Eixo Z.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Binário	M	100	$N.m$
Vel. Rotação	ω	100	rpm

Tabela 8: Máxima velocidade de deslocamento e força transmitida pelo fuso no movimento vertical, Eixo Z.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Vel. Linear	v	1 000	mm/min
Força	F	$\approx 56,55$	kN

O movimento vertical é sem dúvida o mais importante, como já foi referido, e deste modo é o que vai limitar todos os restantes. Para a velocidade deste movimento é indiferente a velocidade em trabalho pois uma vez no plano os movimentos são muito reduzidos ou quase nulos, desta forma é necessário reconhecer um valor razoável para este movimento e conseguir também maximizar a força que será possível desenvolver. Neste movimento forças maiores poderiam ser desenvolvidas se em vez de uma relação de 25: 1 se utilizasse uma relação de 35: 1, resultando numa força de, aproximadamente, 79 *kN*, e com uma velocidade de deslocamento máxima de 714 *mm/min*. Contudo outros factores precisam de ser tido em conta, nomeadamente as forças nos outros eixos e a capacidade de suporte de cargas dos componentes do equipamento. Desta forma seria impraticável o uso de forças maiores que as apresentadas na Tabela 8.

3.3.1.2. Movimento segundo o eixo X

Para este movimento vão ser utilizados dois motores, sendo desta forma os esforços necessários em cada motor metade do que estará a ser aplicado quando em funcionamento. Para este movimento recorreu-se á utilização de pinhão + cremalheira pois, comparando com o sistema de fuso, permite um melhor compromisso entre a velocidade de deslocamento e a força que pode ser desenvolvida.

Desta forma e após um processo iterativo, onde foram ensaiados vários diâmetros de pinhões e relações de transmissão chegou-se à solução que é seguidamente apresentada nas tabelas 9, 10 e 11.

Tabela 9: Variáveis para o movimento longitudinal da mesa, Eixo X.

VARIÁVEIS		VALOR	UNIDADES
Relação de transmissão	<i>i</i>	275	--
Diâmetro do Pinhão	-	82,8	<i>mm</i>

Tabela 10: Valores na saída do redutor para o movimento longitudinal da mesa, Eixo X.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Binário	M	1 100	$N.m$
Vel. Rotação	ω	9,09	rpm

Tabela 11: Máxima velocidade de deslocamento e força transmitida para a cremalheira no movimento longitudinal da mesa, Eixo X.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Vel. Linear	v	$\approx 2\ 365$	mm/min
Força	F	$\approx 26,57$	kN

Desta forma e considerando uma eficiência de 90% (mínimo indicado pelo fornecedor) será possível produzir uma força de aproximadamente 47,8 kN .

3.3.1.3. Movimento segundo o eixo Y

Para este movimento recorre-se da utilização de um só motor, sendo utilizado pinhão + cremalheira pois, comparando com o sistema de fuso, permite um melhor compromisso entre a velocidade de deslocamento e a força que pode ser desenvolvida.

Desta forma e após um processo iterativo, onde foram ensaiados vários diâmetros de pinhões e relações de transmissão chegou-se à solução que é seguidamente apresentada nas tabelas 12, 13 e 14.

Tabela 12: Variáveis para o movimento longitudinal da mesa, Eixo Y.

VARIÁVEIS		VALOR	UNIDADES
Relação de transmissão	i	600	--
Diâmetro do Pinhão	-	106,1	mm

Tabela 13: Valores na saída do redutor para o movimento longitudinal da mesa, Eixo Y.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Binário	M	2 400	$N.m$
Vel. Rotação	ω	4,17	rpm

Tabela 14: Máxima velocidade de deslocamento e força transmitida para a cremalheira no movimento longitudinal da mesa, Eixo Y.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Vel. Linear	v	$\approx 1\,389$	mm/min
Força	F	$\approx 45,25$	kN

Desta forma e considerando uma eficiência de 90% (mínimo indicado pelo fornecedor) será possível produzir uma força de aproximadamente $40,7\,kN$. Este movimento quando comparado com o movimento segundo X é bastante mais lento, no entanto esta diferença só se vai notar para os movimentos em vazio uma vez que em trabalho as velocidades no plano tendem a ser inferiores a $1000\,mm/min$.

3.4. Características a alcançar para o equipamento em projecto

Na Tabela 15 estão descritas as características gerais do equipamento que se pretendem alcançar, deste modo, todo o estudo desenvolvido será de forma a dar resposta ao pretendido.

Tabela 15: Características a alcançar para o equipamento em projecto.

CARACTERÍSTICAS		UNIDADES	
ÁREA DE TRABALHO	1 000 × 1 200 (mínimo)	<i>mm²</i>	
GRAUS DE LIBERDADE	Eixos X/Y/Z e eixos A e B (±5° em cada)		
SPINDLE	Força axial	50	<i>kN</i>
	Velocidade de rotação	2 000	<i>rpm</i>
	Binário	200	<i>N.m</i>
PRECISÃO DA FERRAMENTA	0,1	<i>mm</i>	
CONTROLO	Posição e Força		

3.5. Esboço geral do Equipamento

Neste capítulo será exposto algumas das alterações que foram efectuadas ao longo do desenvolvimento do equipamento. Para este equipamento tentou-se ir além dos três eixos de movimento, e incorporar mais dois eixos de rotação para o *spindle* de forma a poder dar maior liberdade ao posicionamento da ferramenta. Na Figura 20, está representada uma versão inicial do equipamento onde é possível ver o layout do equipamento bem como alguns dos componentes. Comparando as Figuras 20 e 21, verifica-se uma evolução geral em termos de desenho estrutural, em que é visível a alteração nos vários elementos estruturais. Todas estas alterações foram efectuadas tendo em consideração o aumento de rigidez estrutural, bem como a sua possibilidade de execução e montagem.

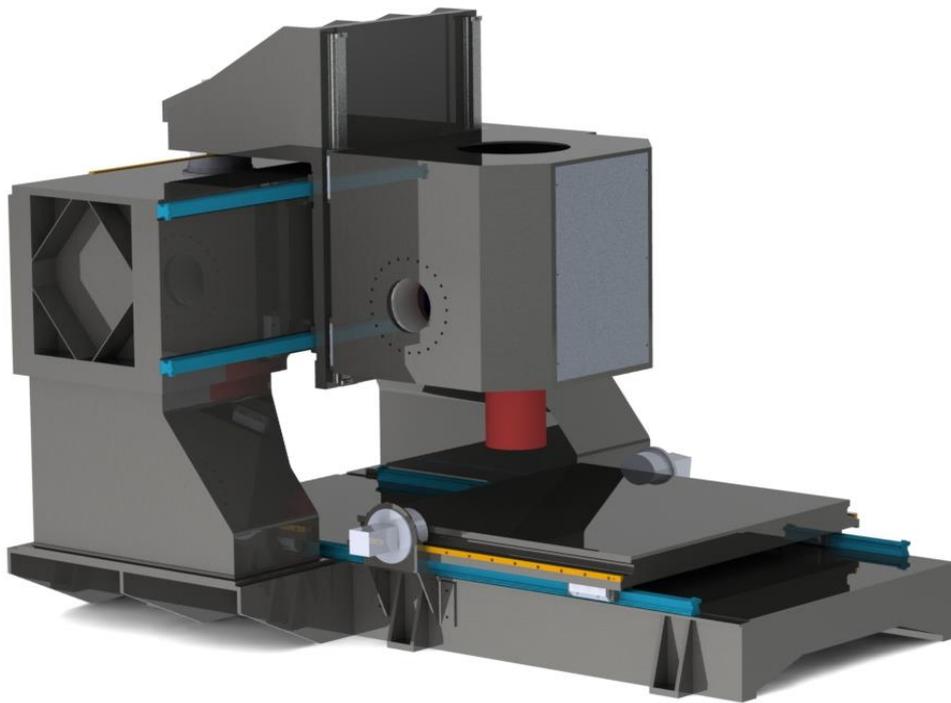


Figura 20 : Esboço do equipamento na segunda iteração.

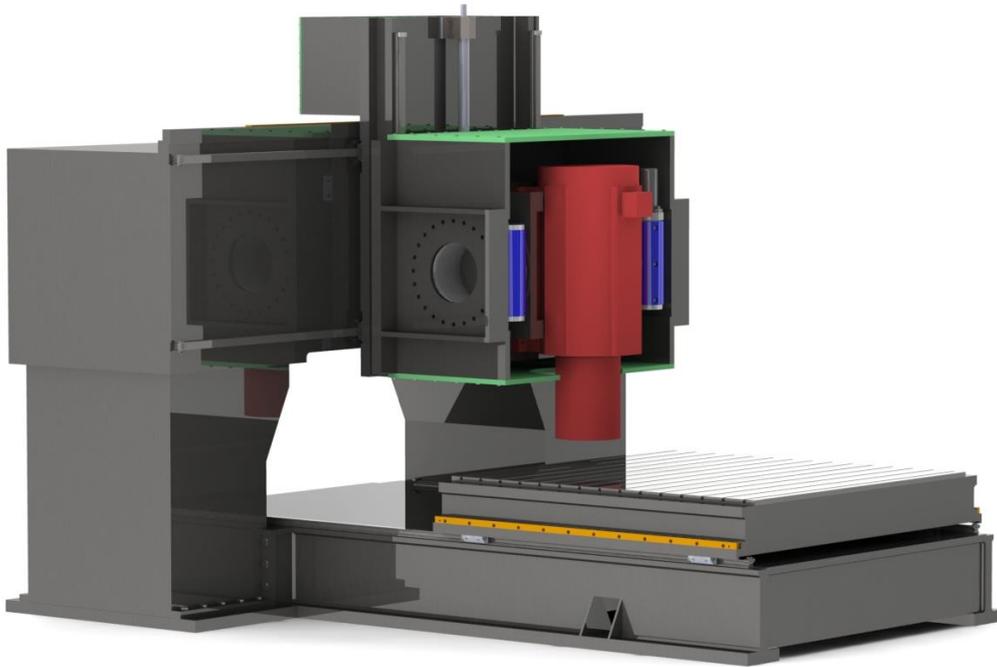


Figura 21: Esboço do equipamento na décima iteração, faltando ainda os sistemas motrizes.

Os principais focos em termos de aumento da rigidez da estrutura passaram essencialmente pelo pórtico e pelo conjunto de suporte ao *spindle*, sendo que os pilares e a mesa base sofreram alterações essencialmente em termos de simplificação de desenho melhorando assim a sua possível construção.

Neste ponto a estrutura apresenta as seguintes características:

- Dimensões gerais – $3330mm \times 3000mm \times 2469,5mm$
- Dimensões da mesa – $1500mm \times 1400mm$
- Deslocamentos livres – $1375mm \times 1875mm \times 340mm$
- Base única que serve de suporte ao pórtico
- Colunas aparafusadas à base e à viga
- Rotação do *spindle* de 5° em dois eixos.
- O movimento vertical é accionado com o recurso a um fuso, e os movimentos no plano da mesa de trabalho são actuados através do mecanismo pinhão + cremalheira.

3.6. Selecção de componentes/equipamentos e suas características

Neste capítulo serão analisadas as escolhas efectuadas na selecção de determinados componentes.

3.6.1. Spindle

O *spindle* é a peça fundamental de todo o equipamento pois é o que suporta a ferramenta e as forças que actuam sobre ela. Grande parte dos *spindles* existentes no mercado são maioritariamente direccionados a equipamentos de baixa capacidade de carga axial e radial, quando comparados com os esforços do processo de FSW. Este componente é o componente essencial para o desenvolvimento do projecto pois foram as suas dimensões e características que influenciaram a escala de todo o equipamento.

Foi contactado um fabricante de *spindles* de elevada capacidade, SETCO [19], ao qual foi pedido um orçamento. No final a resposta foi positiva, necessitando fazer uma pequena adaptação a um dos modelos já existentes de modo a poder acomodar a força radial, resultando num *spindle* com os seguintes requisitos, Tabela 16 e Tabela 17:

Tabela 16: Especificações do motor do spindle.

VARIÁVEIS	VALOR			UNIDADES
Potência	50	50	50	HP
Velocidade de Rotação	1 800	2 700	3 600	rpm
Tensão	306	460	460	Volt (V)

Tabela 17: Características gerais do spindle.

VARIÁVEIS	VALOR	UNIDADES
Velocidade de Rotação	2 000	<i>rpm</i>
Binário	200	<i>N.m</i>
Força Axial	50	<i>kN</i>
Força Radial	50	<i>kN</i>

Obs: para mais informações relacionadas com este equipamento, ver Anexo A página 128.

Assim sendo este foi o componente que definiu a capacidade de carga, pois como foi verificado no capítulo 3.3.1.1, página 30, o equipamento tem a potencialidade para o desenvolvimento de maiores forças, no entanto o *spindle* não teria a capacidade para suportar essas mesmas cargas o que levaria a falhas do mesmo. Desta forma, a correcta selecção dos componentes também permite uma maior segurança relativamente à prevenção da ocorrência destes esforços excessivos mesmo quando induzidos pelos próprios componentes que integram o equipamento.

3.6.2. Slew Drives

Estes equipamentos são responsáveis pelo movimento de rotação do *spindle* nos eixos A/B. São utilizados três destes equipamentos [20], sendo dois utilizados num eixo de rotação e outro para o restante eixo de rotação. A escolha deste componente foi devida à sua capacidade de retenção de movimento, ou seja a capacidade de resistência à rotação, sem que seja através do motor, que é devido ao uso de um fuso sem-fim para gerar o movimento de rotação, Figura 22. Na Figura 23 está representada a aplicação deste componente no modelo CAD, onde é possível identificar um dos eixos de rotação do *spindle*.



Figura 22: Slew Drives, IMO Group [21].

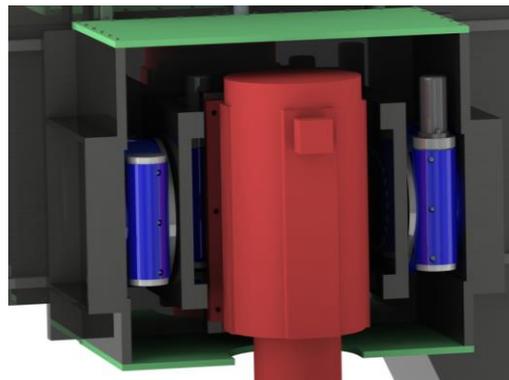


Figura 23: Representação da aplicação no equipamento.

O cálculo do binário pretendido foi efectuado medindo a distância da superfície de aperto do suporte da ferramenta do *spindle* acrescentando de 150 mm (de forma abranger o suporte da ferramenta e a ferramenta), Figura 24, posição esta que foi considerada a aplicação de 40 kN. A equação seguinte expõe o cálculo efectuado:

$$(0,7 + 0,15) \times 40.000 = 34 \text{ kN.m}$$

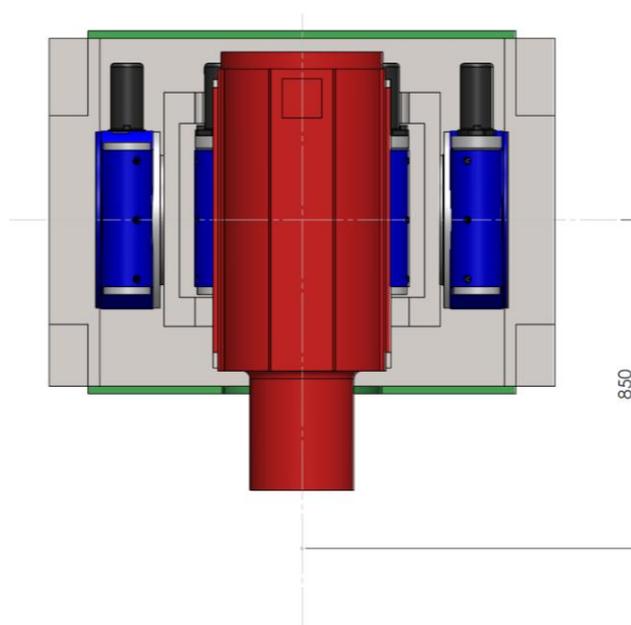


Figura 24: Esquema representativo da posição de aplicação de carga do cálculo dos Slew Drives.

A Tabela 18 apresenta a comparação entre binário necessário para a fixação do ângulo e o binário de fixação permitido pelos componentes escolhidos para o projecto do equipamento:

Tabela 18: Comparação entre os requisitos necessários e as características dos Slew Drives.

DESIGNAÇÃO	QUANTIDADE	BINÁRIO RESISTENTE PRETENDIDO	BINÁRIO RESISTENTE TOTAL DOS EQUIPAMENTOS
WD-H 0300/3-00002	2	34 <i>kN.m</i>	44,72 <i>kN.m</i>
WD-H 0300/3-00025	1	34 <i>kN.m</i>	44,72 <i>kN.m</i>

No entanto depois de contactar o fabricante, outras soluções foram propostas de forma a que se possa reduzir folgas e aumentar a precisão do equipamento. Como pode ser visto na Tabela 19, as folgas das engrenagens destes componentes é considerável, folgas necessárias para o seu correcto funcionamento, e não podem ser esquecidas.

Tabela 19: Apresentação das folgas de cada Slew Drive e o respetivo desvio na ferramenta.

DESIGNAÇÃO	NÚMERO DE FUSOS	FOLGA	DESVIO NA PONTA DA FERRAMENTA
WD-H 0300	2	0,062° – 0,093°	1,38 <i>mm</i> (max.)
WD-H 0373	2	0,051° – 0,077°	1,14 <i>mm</i> (max.)
WD-H 0490	1	0,041° – 0,061°	0,9 <i>mm</i> (max.)

Após o contacto do departamento técnico do *IMO Group*, foram recomendadas duas opções que são apresentadas na Tabela 20: Na Figura 25 é apresentada uma representação esquemática dos eixos de rotação do *spindle*.

Tabela 20: Recomendações apresentadas pelo IMO Group para os Slew Drives.

EIXOS DE ROTAÇÃO	FOLGAS STANDARD	COM ELIMINAÇÃO DE FOLGAS
EIXO 1	WD-H 0373 - Twin Drive	WD-H 0490-Twin Drive
EIXO 2	WD-H 0373 - Single Drive Ou WD-H 0373 Twin Drive + Suporte de rolamento	WD-H 0490-Twin Drive + Suporte de rolamento

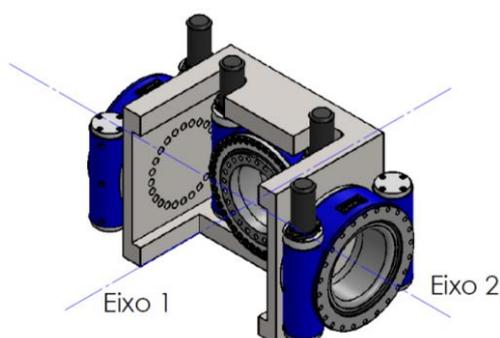


Figura 25: Representação esquemática dos eixos de rotação do spindle

O sistema de eliminação de folgas consiste na utilização dos fusos para fazer o bloqueio, ficando assim os dois a fazer força e a contrariar o movimento. No entanto este sistema implica que não se possam fazer variações de ângulo durante a soldadura, ou seja o ângulo terá que ser pré definido antes da soldadura e depois trancar os *Slew Drives* para que se possa iniciar a mesma.

A inclusão destas opções não foi tida em conta aquando do projecto do equipamento, sendo as simulações efectuadas tendo como base o modelo WD-H 0300.

3.6.3. Guias

Estes equipamentos são essenciais, pois é através deles que é permitido o movimento suave e preciso entre conjuntos, no entanto também é através deles que as solicitações são transmitidas. Assim sendo é necessário ter em atenção o tipo de esforços a que estão sujeitos, e desta forma a sua selecção seja correctamente efectuada sem sobredimensionamentos.

A escolha destes equipamentos recaiu sobre os equipamentos da Bosch Rexroth [22], pois apresentam uma vasta gama de soluções e o processo de selecção dos equipamentos é significativamente simplificado o que se torna mais agradável pela parte do consumidor todo o processo de análise de opções e selecção.

Para o cálculo das guias, e de uma forma simplificada, foram tidos em conta as cargas normais aos carros-guia, e o momento torsor provocado nas guias, conforme está representado no esquema da Figura 26.

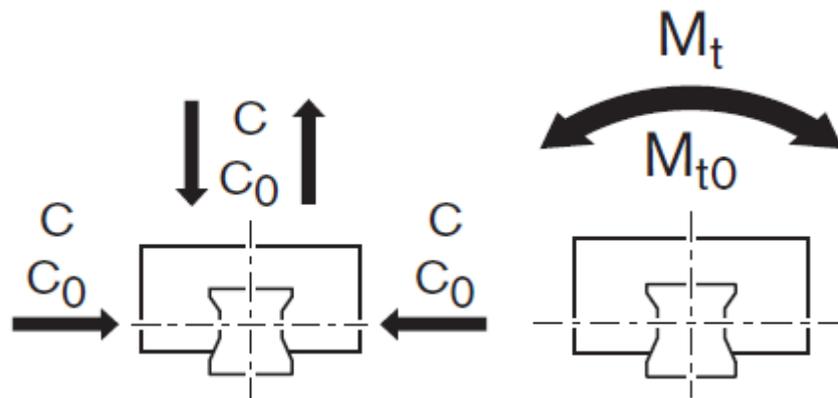


Figura 26: Esquema representativo das cargas nas guias. Legenda: C – Carga normal às superfícies do carro-guia; M_t – Momento torsor do carro na guia, no eixo do movimento.

3.6.3.1. Movimento vertical

Para este movimento as guias estão alinhadas na vertical, direcção Z , ver Figura 27, sendo que serão responsáveis pela transmissão dos esforços no plano da mesa de trabalho, ou seja 40 kN na direcção X e Y .

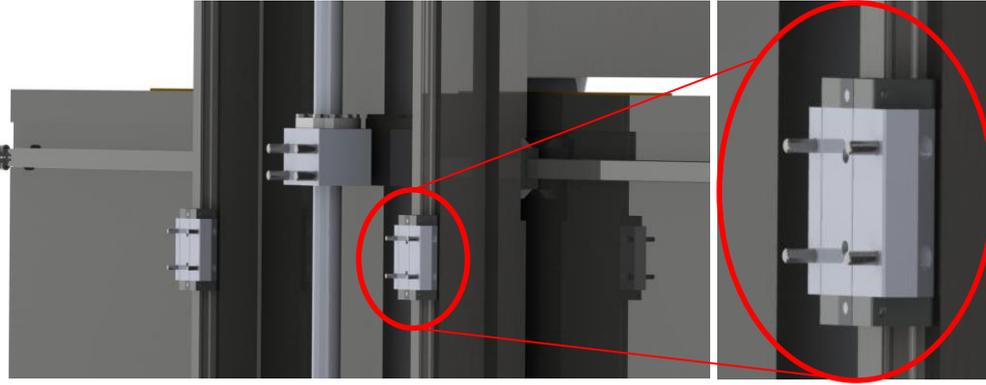


Figura 27: Esquema representativo da posição das guias verticais.

Para este movimento serão utilizados quatro carros-guia, dois por cada guia, considerando os esforços distribuídos equilibradamente sobre cada um deles.

Por exemplo, para o modelo FLS 35:

$$C = \frac{40}{4} = 10 \text{ kN}$$

$$M_t = \frac{40000}{4} \times 0.0295 = 295 \text{ N.m}$$

Na Tabela 21 estão expostos uma comparação entre cargas actuantes e cargas resistentes:

Tabela 21: Comparação entre cargas actuantes e cargas resistentes, para FLS 35.

SOLICITAÇÕES	CARGAS ACTUANTES	CARGAS RESISTENTES	UNIDADES
C	10	63,6	kN
M_t	295	1 370	$N.m$

No entanto, poderão ocorrer casos em que não se verifique a distribuição equivalente dos esforços e que ocorra uma sobrecarga de um ou mais carros-guia, desta forma optou-se por considerar que o suporte das cargas está responsável por apenas dois dos quatro carros-guia.

$$C = \frac{40}{2} = 20 \text{ kN}$$

$$M_t = \frac{40000}{2} \times 0.0295 = 590 \text{ N.m}$$

Tendo em conta estes valores a selecção da FLS 35 continua sobredimensionada. Neste ponto a escolha recaiu na selecção de dois tamanhos mais baixos, a FLS 25, e deste modo as cargas (resistentes e actuantes) já estão mais equilibradas, conforme pode ser verificado na Tabela 22.

Tabela 22: Comparação entre cargas actuantes e cargas resistentes, para FLS 25.

SOLICITAÇÕES	CARGAS ACTUANTES	CARGAS RESISTENTES	UNIDADES
<i>C</i>	20	34,8	<i>kN</i>
<i>M_t</i>	428	500	<i>N.m</i>

Analisando o catálogo de “*Ball rail systems*” da Rexroth, o processo de escolha recaiu sobre o FNS 30, pois quando comparando com o FLS 25, apresenta uma maior resistência à torção bem como uma maior área de contacto, o que indica uma maior distribuição de tensões na zona de ligação. Na Tabela 23 estão expostos os resultados finais comparando os esforços máximos actuantes espectados e os esforços resistentes para um carro-guia FNS 30.

Tabela 23: Comparação entre cargas actuantes espectáveis e cargas resistentes, para FNS 30.

SOLICITAÇÕES	CARGAS ACTUANTES	CARGAS RESISTENTES	UNIDADES
C	20	34,8	kN
M_t	510	600	$N.m$

3.6.3.2. Movimento horizontal (ao longo do pórtico)

Para este movimento as guias estão alinhadas ao longo do comprimento do pórtico (direcção Y), ver Figura 28, sendo que serão responsáveis pela transmissão dos esforços no plano XZ, ou seja 40 kN na direcção X e 50 kN na direcção Z, sendo que será tido em conta o valor máximo de 50 kN no processo de selecção do equipamento utilizado para este movimento.

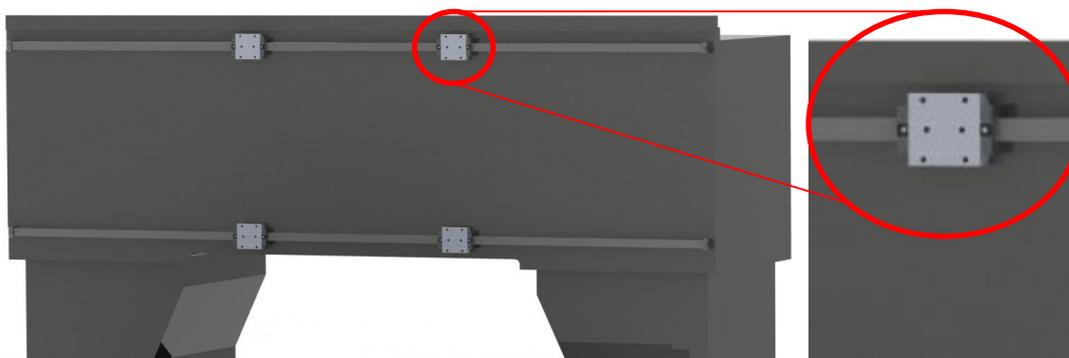


Figura 28: Esquema representativo da posição das guias ao longo do pórtico.

Recorrendo ao mesmo método de cálculo e processo iterativo efectuado anteriormente, a escolha recaiu sobre o modelo FNS 35. A Tabela 24 expõe a comparação dos esforços máximos espectáveis e os esforços resistentes para um carro-guia FNS 35.

Tabela 24: Comparação entre os esforços actuantes espectáveis e os esforços resistentes, para FNS
35.

SOLICITAÇÕES	CARGAS ACTUANTES	CARGAS RESISTENTES	UNIDADES
C	25	49,4	kN
M_t	737,5	1 060	$N.m$

3.6.3.3. Movimento horizontal (perpendicular ao pórtico)

Para este movimento as guias estão alinhadas perpendicularmente ao pórtico (direcção X), ver Figura 29, sendo que serão responsáveis pela transmissão dos esforços no plano YZ, ou seja 40 kN na direcção Y e 50 kN na direcção Z, sendo que será tido em conta o valor de 40 kN no processo de selecção do equipamento utilizado para este movimento, pois é o que induz à torção dos carros-guia, no entanto o peso da mesa também foi tido em conta, considerando no máximo $2\ 000\text{ kg}$ para o peso da mesa, valor esse considerando o modelo efectuado e soluções propostas de fabricantes para a mesma.

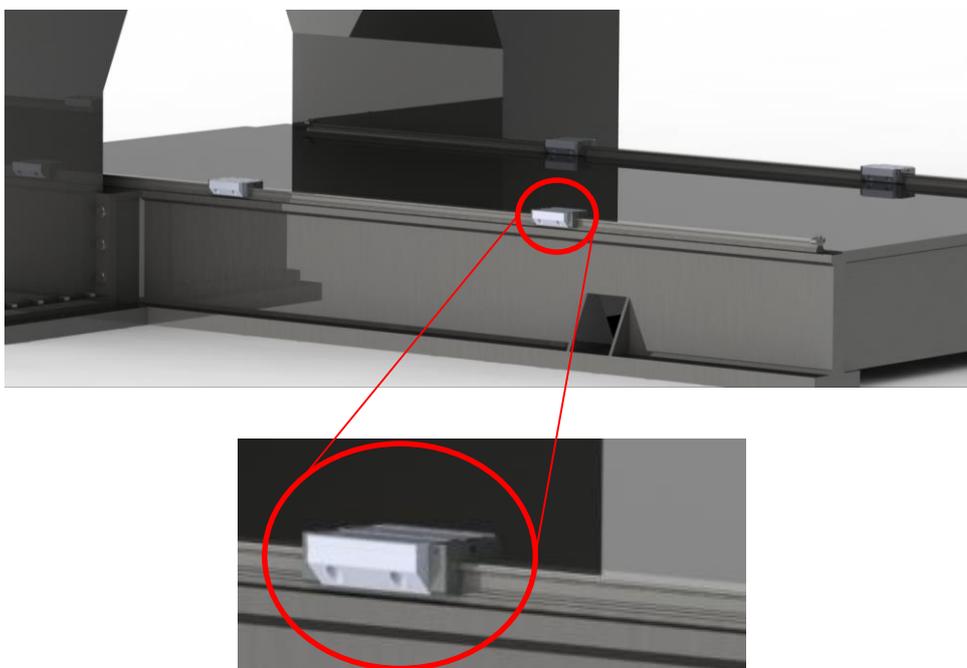


Figura 29: Esquema representativo da posição das guias na mesa base.

Procedendo novamente ao mesmo processo de cálculo, a escolha recaiu na utilização de carros-guia FNS 30. A Tabela 25 exhibe a comparação dos esforços máximos espectáveis e os esforços resistentes para um carro-guia FNS 30.

Tabela 25: Comparação entre os esforços actuantes espectáveis e os esforços resistentes, para FNS 30.

SOLICITAÇÕES	CARGAS ACTUANTES	CARGAS RESISTENTES	UNIDADES
C	25	34,8	kN
M_t	510	600	$N.m$

3.6.4. Sistemas motores

3.6.4.1. Movimento vertical, em Z

Este movimento recorre-se do uso de um fuso para a promoção do movimento vertical e gerar a força necessária para o movimento do conjunto que suporta e gerar as forças que ocorrem durante o processo de soldadura. A selecção do fuso recaiu sobre as soluções apresentadas pela Bosch Rexroth, visto apresentar uma vasta gama de opções e um processo de selecção facilitado.

Para o desenvolvimento da força necessária, foram analisadas várias opções conforme já foi descrito no capítulo 3.3, combinando diversos passos de fuso com relações de transmissão dos redutores. No final chegou-se à combinação de um redutor com uma relação de 25 e um fuso com passo de 10 mm , e desta forma será possível desenvolver força e velocidade de deslocamento expostas na Tabela 26.

Tabela 26: Capacidade máxima do fuso.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Vel. Linear	v	1 000	mm/min
Força	C	56,55	kN

A selecção do fuso deverá ser feita baseada na vida útil desejada para o equipamento, no entanto, face às incertezas de distribuição da carga ao longo do tempo, utiliza-se uma percentagem do valor de carga dinâmica (C) para determinação da força máxima admissível (F). No caso das porcas de esferas considerou-se como máximo um valor de $F = 0.5 \times C$.

Assim sendo, e considerando o valor de força máxima de 56 kN calculamos um valor de $C = 112 \text{ kN}$.

Deste modo, utilizar-se-á um fuso de 63 mm de diâmetro, 20 mm de passo e com comprimento roscado de 730 mm , sendo utilizado um redutor com uma relação de 50, mantendo assim os mesmos valores de força e velocidade indicados na Tabela 26. A Tabela 27 exhibe a designação do fuso escolhido bem como as suas capacidades de carga.

Tabela 27: Características do fuso seleccionado para o movimento vertical.

DESIGNAÇÃO	FORÇA MÁXIMA ADMISSIVEL [kN]	CAPACIDADE DE CARGA (DINÂMICA) [kN]
FED-E-B 63x20Rx6.5-4x2	142	104,6

Para a fixação do fuso, recorreu-se á utilização de um apoio duplo e um apoio simples, garantido assim maior segurança e estabilidade do conjunto, garantindo a não encurvadura do fuso quando comprimido.

A transmissão do movimento do motor para o fuso é feita através de um redutor planetário da Wittenstein [23] com uma relação de 50, usando um acoplamento na saída que faz a ligação à extremidade do fuso, todos estes componentes são compatíveis entre si não gerando problemas aquando a sua montagem, estando apresentado na Figura 30 um esquema com os componentes intervenientes para o movimento vertical.

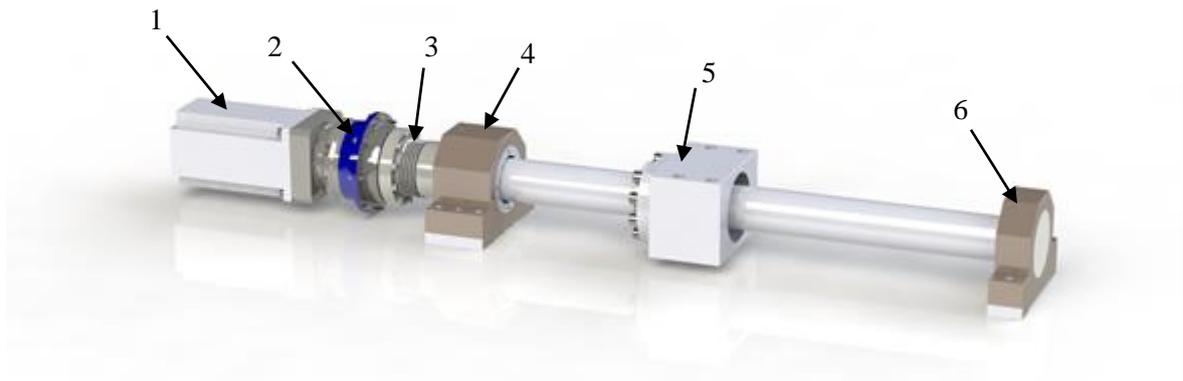


Figura 30: Esquema de montagem do fuso e respectivos equipamentos. Legenda: 1 – Motor; 2 – Redutor; 3 – Acoplamento; 4 – Apoio Fixo; 5 – Porca + apoio de porca; 6 – Apoio simples.

3.6.4.2. Movimento Horizontal, em Y

Este movimento recorre-se do uso de um conjunto pinhão-cremalheira para a promoção do movimento horizontal e gerar a força necessária para o movimento do conjunto que suporta e gerar as forças que ocorrem durante o processo de soldadura. A selecção do conjunto recaiu sobre as soluções apresentadas pela *Wittenstein* [24], pois com um excelente apoio ao cliente, quer pela própria *Wittenstein* quer pelos seus representantes da *Equinotec* [25], foi possível debater diversas soluções e encontrar a que mais se adequa à aplicação.

Das opções analisadas, a solução proposta consiste na utilização de um redutor ortogonal de quatro estágios com uma relação de 600 (TPK⁺ 500MF), Tabela 28, e desta forma será possível desenvolver força e velocidade de deslocamento expostas na Tabela 29. Para cobrir a área de trabalho serão utilizadas duas cremalheiras, com cerca de 1000 mm de comprimento cada, possibilitando assim um deslocamento máximo de 1850 mm de todo o conjunto que faz a ligação ao *spindle*.

Tabela 28: Características do redutor para o movimento horizontal, em Y.

VARIÁVEIS		VALOR	UNIDADES
Relação de transmissão	i	600	- -
Diâmetro do Pinhão	-	120,958	mm

Tabela 29: Capacidade máxima do conjunto pinhão-cremalheira.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Vel. Linear	v	1 583	mm/min
Força	F	39,6	kN

3.6.4.3. Movimento Horizontal, em X

Este movimento recorre-se do uso de dois conjuntos pinhão-cremalheira para a promoção do movimento horizontal da mesa e gerar a força necessária para o movimento do conjunto que suporta e gerar as forças que ocorrem durante o processo de soldadura. A selecção do conjunto recaiu sobre as soluções apresentadas pela *Wittenstein* [26].

Das opções analisadas, a solução proposta consiste na utilização de dois redutores de três estágios com uma relação de 220 (HPLS4), Tabela 30, e desta forma será possível desenvolver força e velocidade de deslocamento expostas na Tabela 31. Para cobrir a área de trabalho serão utilizadas duas cremalheiras em cada lado da mesa, com cerca de 1000 mm de comprimento cada, possibilitando assim um deslocamento máximo de 1850 mm da mesa.

Tabela 30: Características do redutor para o movimento horizontal, em X

VARIÁVEIS		VALOR	UNIDADES
Relação de transmissão	i	200	--
Diâmetro do Pinhão	-	94,8	mm

Tabela 31: Capacidade máxima dos conjuntos pinhão-cremalheira.

PARÂMETROS		VALOR	UNIDADES
Vel. Linear	v	$\approx 3\ 384$	mm/min
Força	F	37,1	kN

3.6.5. Mesa de Trabalho

Este componente poderá ser encomendado, no entanto ainda se encontra em espera a resposta do fabricante [27].

3.6.6. Apoios da base

Para a ligação do equipamento ao solo, recorreu-se ao uso de *SKF Vibracon*[®] SM [28], Figura 31, pelas suas grandes características de facilidade de instalação e ajuste na fase de montagem do equipamento, para além de manter a sua integridade ao longo da sua vida.



Figura 31: Exemplo de um apoio *Vibracon*[®].

Nesta aplicação utilizar-se-á seis componentes *Vibracon*[®] do modelo SM 16. É necessária a utilização de seis destes equipamentos por motivos de calibração do equipamento na fase de montagem recorrendo a um método de alinhamento triangular, conforme está exemplificado na Figura 32, onde é possível ver a base do equipamento e os seus pontos de apoio.

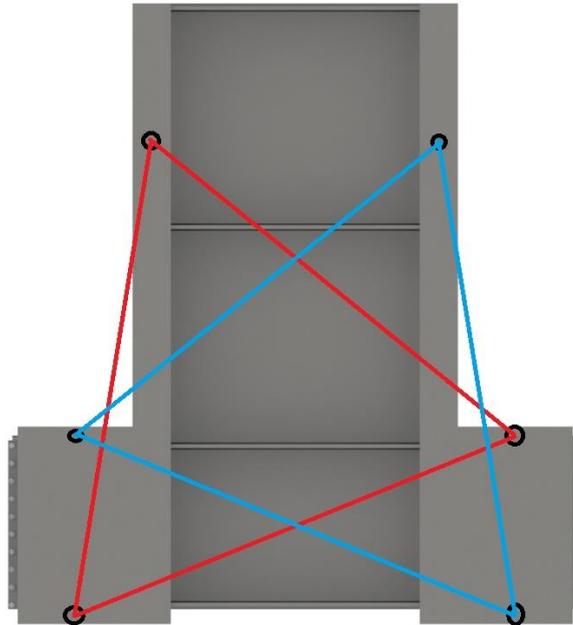


Figura 32: Esquema de disposição dos apoios e metodologia de alinhamento triangular.

Para a seleção destes componentes foram tidas em conta os seguintes factores:

- Peso da Estrutura: $15\,500\text{ kg} \approx 155\text{ kN}$
- Factor de segurança: 2
- Número de apoios: 6

Desta forma foi calculado a carga espectável por componente, conforme apresentado de seguida:

$$155 \times 2 = 310\text{ kN}$$

$$\frac{310}{6} \approx 52\text{ kN}$$

Desta forma e analisando o catálogo temos que a carga máxima por componente e com a capacidade de suporte dos 52 *kN* será o modelo SM 16 com uma capacidade máxima de carga de 90 *kN*, conforme está apresentado na Figura 33. Uma vez que o SM16 têm uma capacidade resistente superior aos esforços estimados, mesmo que as cargas variem não existe o risco de falha por parte do componente.

The Original

Vibracon Type	Bolt Size		Tightening Torque		Machine Load		Max. Element Load		Minimum Height	Nominal Height (A)	Maximum Height	Min. Reduced Height	Max. Extended Height	Bolt Hole	Diameter	Key Holes	Pitch	Mass
	Metric	Nm	Metric	Nm	kN	kN	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	kg
SM12	M12	85	M14	110	8	48	30	34	38	23	60	15	60	6	1	0,6		
SM16	M16	215	M18	270	15	90	35	40	45	26	80	19	80	6	1,5	1,2		
SM20	M20	420	M22	500	25	140	40	45	50	31	100	23	100	8	2	2,2		
SM24	M24	730	M27	890	35	200	45	51	57	34	120	28	120	8	2	3,5		
SM30	M30	1460	M33	1745	60	325	50	56	62	39	140	34	140	10	2	5,3		
SM36	M36	2570	M39	3000	90	475	55	61	67	44	160	40	160	10	2	7,5		
SM42	M42	4125	M45	4995	120	675	60	66	72	49	190	46	190	10	2	12,0		
SM48	M48	6210	M52	7175	160	850	70	77	85	56	220	54	220	10	3	17,0		
SM56	M56	10035	M60	10360	225	1150	75	82	90	61	230	62	230	12	3	23,0		
SM64	M64	15165	M68	16320	300	1500	80	87	95	66	250	70	250	12	3	27,0		

Calculations are valid for bolts with usual thread, material grade 8.8, yield strength > 630 N/mm², oil lubricated thread courses and nut mating surfaces without slide additives.

Figura 33: Excerto retirado do catálogo [29].

3.7. Validação Estrutural do Equipamento

Neste capítulo será analisada a estrutura previamente desenhada e verificar o seu comportamento de forma a poder aprovar ou não a mesma, usando o cálculo pelo método dos elementos finitos usando o SolidWorks como ferramenta de cálculo. Foi efectuado o cálculo estático, visto que em funcionamento as velocidades de deslocamentos são lentas e não apresentam grandes variações dinâmicas.

Para a estrutura do equipamento será utilizado Aço Estrutural S235JR (Fe 360) que apresenta uma tensão de cedência de 235 MPa , sob a forma de chapa que será maioritariamente ligada através de soldadura, em que para a espessura dos cordões foi considerada cerca de 50% da espessura da placa mais fina na ligação, tendo excepções em que será necessário proceder depois à maquinagem da superfície de forma a dar margem para a montagem dos componentes e/ou assegurar a correcta orientação das faces para a montagem dos componentes.

Várias simplificações tiveram que ser tidas em conta, porque em alguns casos existe falta de informação sobre determinados equipamentos, ou para simplificações do cálculo. Componentes como o *spindle*, os *Slew Drives* e os carros-guia foram considerados como elemento rígidos, para simular uma transmissão completa dos esforços através destes componentes. O contacto entre os diversos componentes foi considerado como ligado, ou seja considerando o não escorregamento/contacto de superfícies, por motivos de simplificação do tempo de cálculo.

A definição da malha de elementos finitos baseou-se numa malha curva, sendo esta optimizada tendo em consideração os componentes utilizados, ou seja, em cada simulação efectuada foi necessário ter em consideração os componentes envolvidos. Inicialmente, a malha deve ser definida tendo em consideração as dimensões dos componentes em simulação e o detalhe pretendido da mesma. Caso se verificassem anomalias em relação à concertação de tensões ou deslocamentos esta teria que ser redefinida de forma a tentar combater essas anomalias e obter um resultado mais fiável.

Na Figura 34, está representado um exemplo de uma malha utilizada nas simulações, em que foi definida uma malha geral com os elementos de malha a variarem entre os 10 mm e os 100 mm , e uma malha particular para um dos componentes em que os elementos teriam um tamanho mínimo de 5 mm .

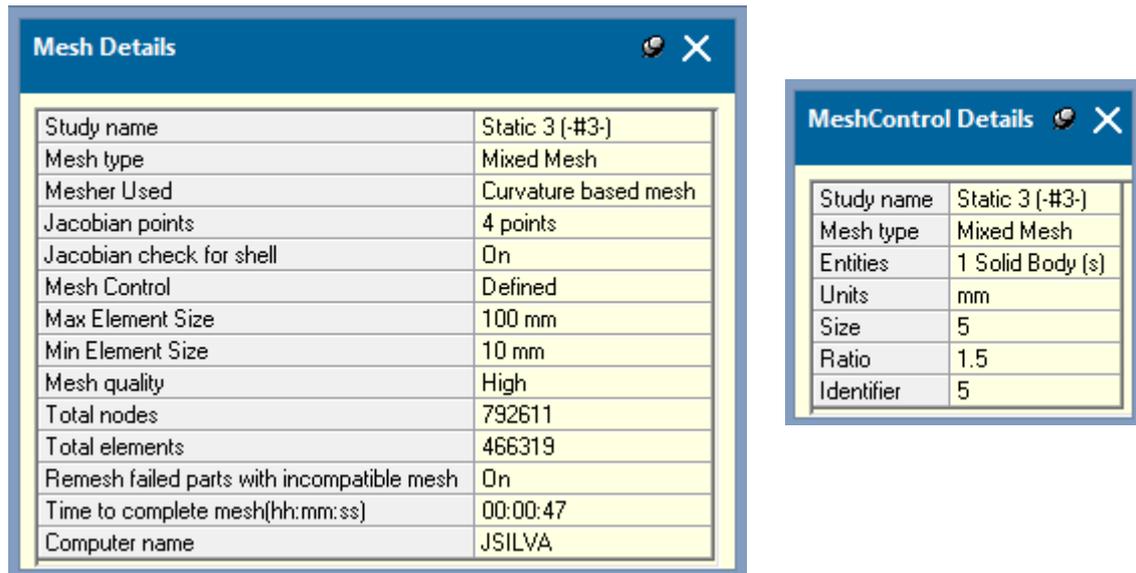


Figura 34: Exemplos da malha de elementos finitos utilizada nas simulações.

As solicitações consideradas foram aplicados na ponta do *spindle* (centrados com o seu eixo), e a uma distância de 150 mm para simular a ponta do suporte de ferramenta, ver Figura 35, e com as seguintes magnitudes:

- 50 kN – No eixo vertical (Z)
- 40 kN – Nos eixos Horizontais (X e Y)

Nota: O peso da estrutura não foi tido em conta uma vez que a sua consideração iria ter efeitos positivos pois iria contrariar a força vertical, reduzindo assim a sua magnitude e desta forma dar resultados mais optimistas.

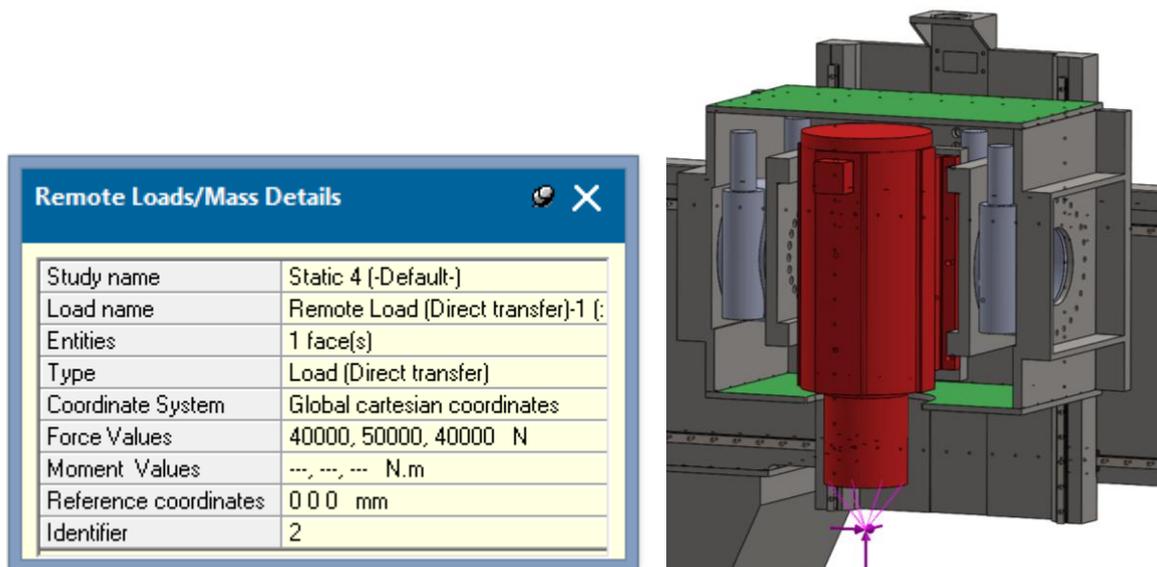


Figura 35: Aplicação de Esforços para a validação estrutural.

3.7.1. Placa Base de ligação do Spindle

Esta placa serve de suporte de fixação para o *spindle*, conforme pode ser visto na Figura 36, e onde é efectuada também a ligação para o eixo de rotação dada por um dos *Slew Drives*.

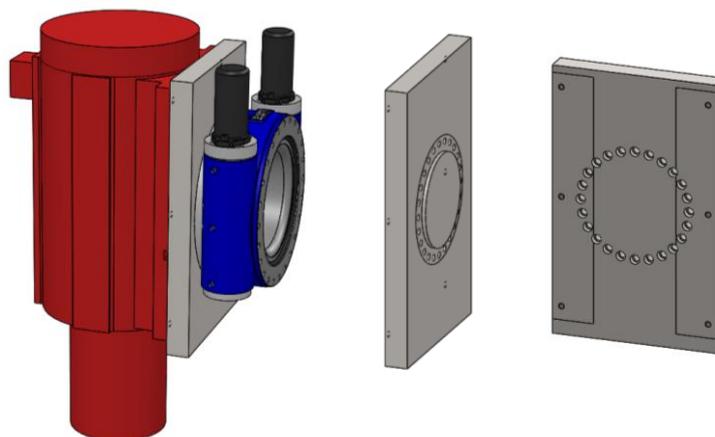


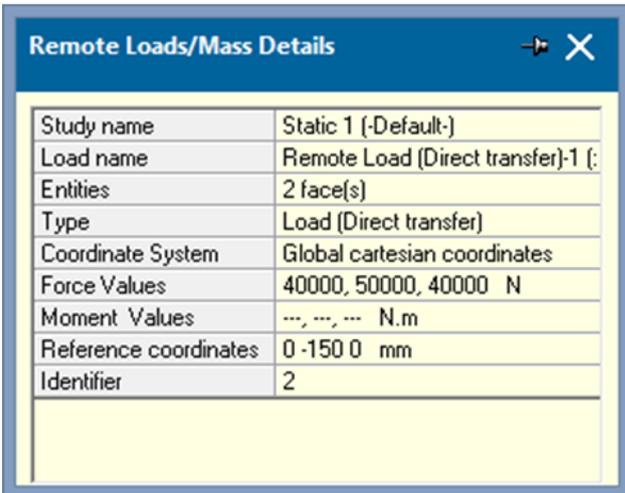
Figura 36: Placa Base de ligação do Spindle.

Foram efectuadas duas simulações de forma a estudar a distribuição de tensões e deformações ocorridas quando em carga. A primeira simulação é o estudo do componente em si, sem nenhuma ligação, simplesmente com a carga aplicada na zona de aperto/contacto com o *spindle* e fixa na zona de ligação/contacto com o *Slew Drive*, conforme pode ser visto

na Figura 37. Na segunda simulação foram colocados os componentes que vão interagir com este componente e considerados como rígidos como forma de simplificação de cálculo, conforme pode ser visto na Figura 40.

3.7.1.1. Primeiro caso de estudo

Como indica a Figura 37 foram consideradas as forças de 40 kN nas duas direcções horizontais e 50 kN na direcção vertical, recorrendo à aplicação remota de cargas simulando assim a carga a ser aplicada na extremidade de uma possível ferramenta (150 mm de distancia da face do *spindle*).



Property	Value
Study name	Static 1 (-Default-)
Load name	Remote Load (Direct transfer)-1 (:
Entities	2 face(s)
Type	Load (Direct transfer)
Coordinate System	Global cartesian coordinates
Force Values	40000, 50000, 40000 N
Moment Values	---, ---, --- N.m
Reference coordinates	0 -150 0 mm
Identifier	2

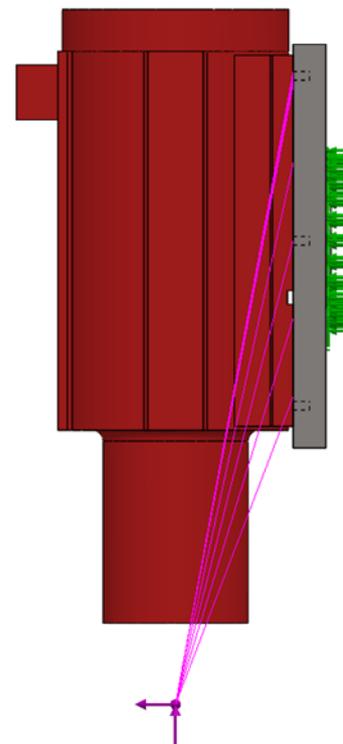


Figura 37: Condições consideradas no ensaio da Placa Base.

Como pode ser visto na Figura 38, de um modo geral a distribuição de tensões é uniforme sem grandes variações e dentro do limite elástico do material, apresentando um aumento de tensões na zona de ligação/contacto com o *Slew Drive*, como seria espectável, estando dentro dos limites do material.

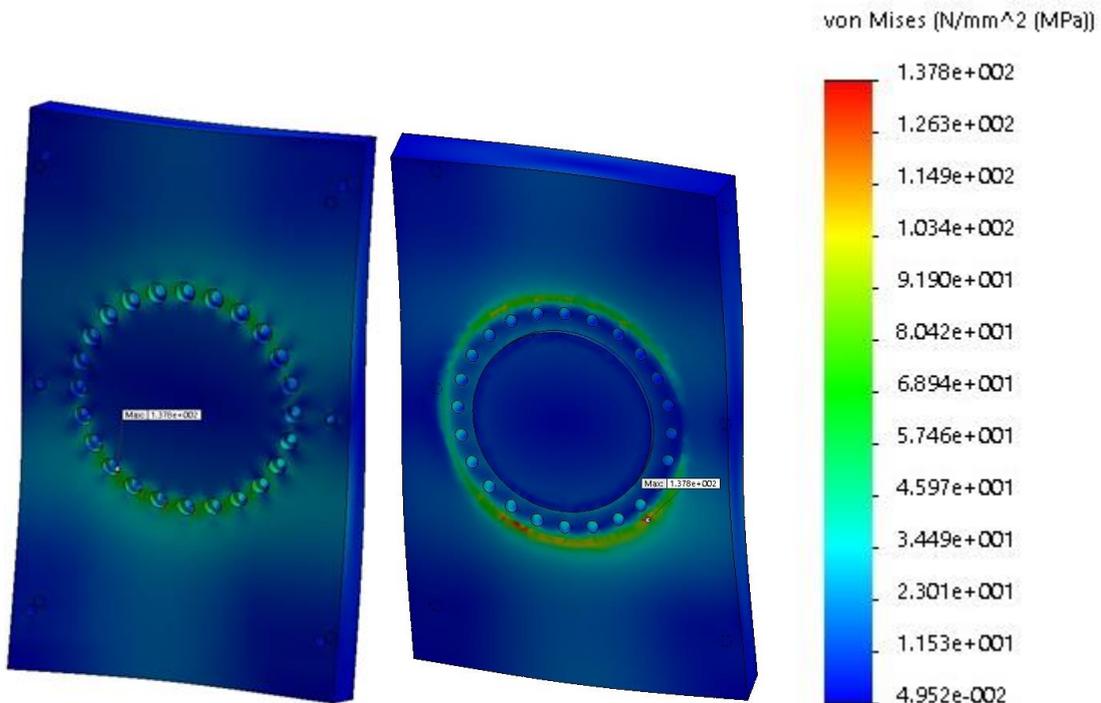


Figura 38: Análise da distribuição de tensões de von Mises na Placa Base de ligação do Spindle.

Analisando a Figura 39, pode-se ver que uma vez aplicada a força directamente na placa esta apresenta um comportamento flexível apresentando deslocamentos na ordem das décimas de milímetro nas extremidades.

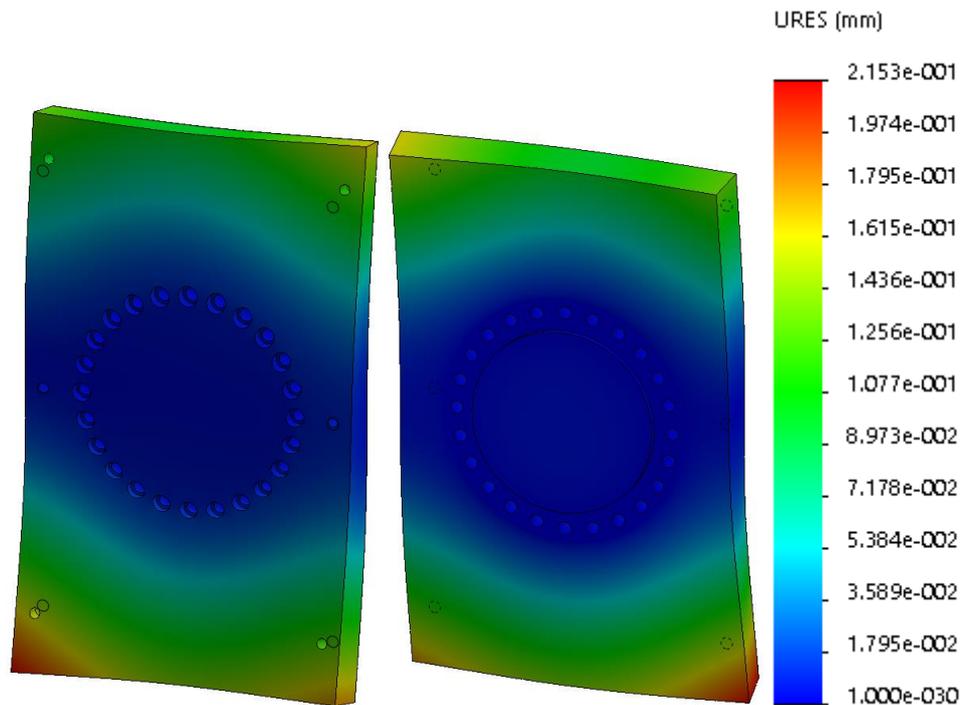


Figura 39: Análise dos deslocamentos totais da Placa Base de ligação do Spindle.

3.7.1.2. Segundo caso de estudo

Como indica a Figura 40, foram consideradas as forças de 40 kN nas duas direcções horizontais e 50 kN na direcção vertical, recorrendo à aplicação remota de cargas simulando assim a carga a ser aplicada directamente ao spindle).

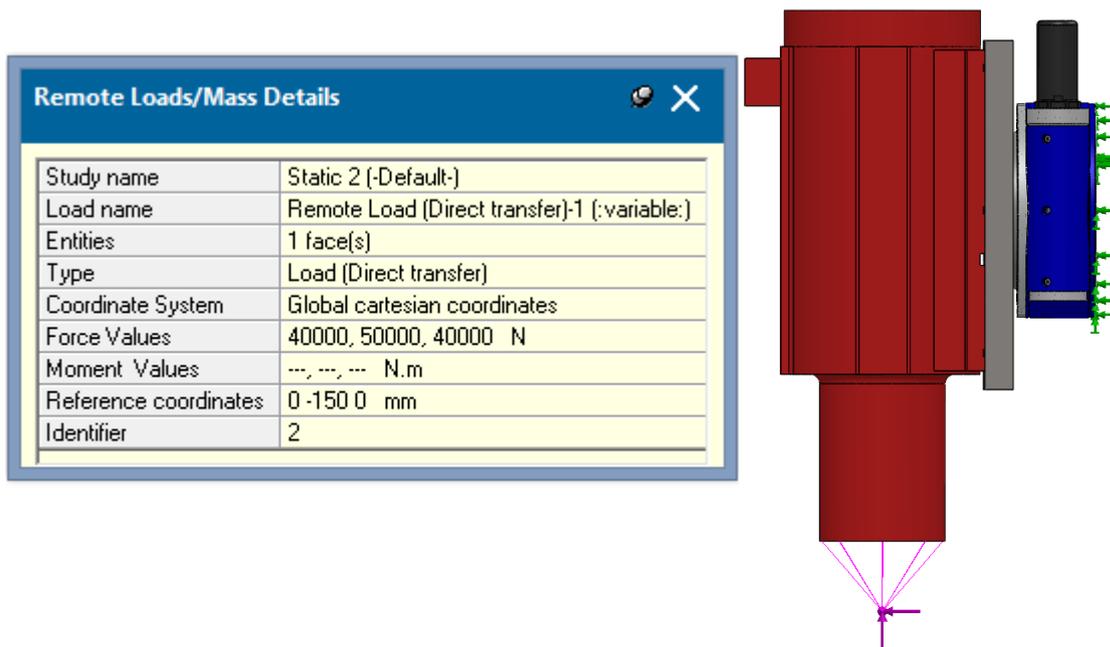


Figura 40: Condições consideradas no ensaio da Placa Base.

Como se pode ver na Figura 41, o efeito da consideração do *spindle* e do *Slew Drive* na simulação impôs uma grande diferença na distribuição das tensões. É possível verificar os limites da zona de contacto entre o *spindle* e a placa, no entanto a consideração destes componentes fez aumentar a rigidez do conjunto sendo que a tensão máxima instalada baixou de, aproximadamente, 138 MPa para 62 MPa.

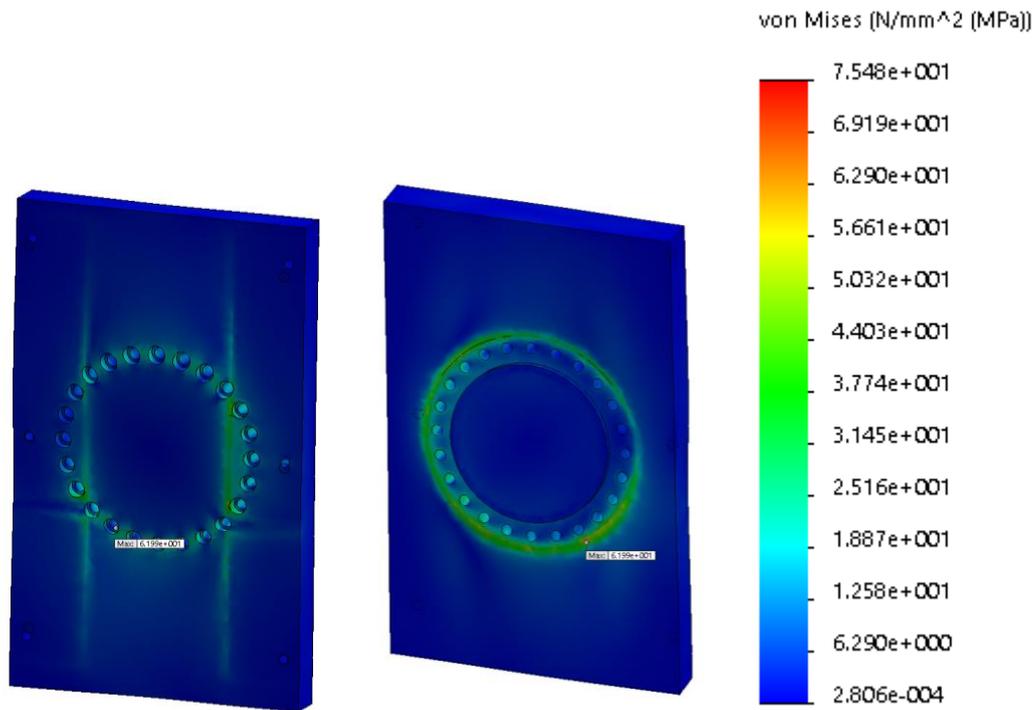


Figura 41: Análise da distribuição de tensões de von Mises na Placa Base de ligação do Spindle

Analisando a Figura 42 e comparando com a Figura 39, verifica-se uma grande diferença relativamente à ordem de grandeza dos deslocamentos verificados, que como já foi dito, é devido à incorporação do *spindle* que leva a um aumento da rigidez do conjunto. Este componente em pouco pode ser reforçado visto que a única forma de o fazer seja pelo aumento da sua espessura, contando já com uma espessura de 60 mm (originalmente a placa terá 70 mm que depois terão que ser maquinados para fazer um centro de referência para a montagem do *Slew Drive*).

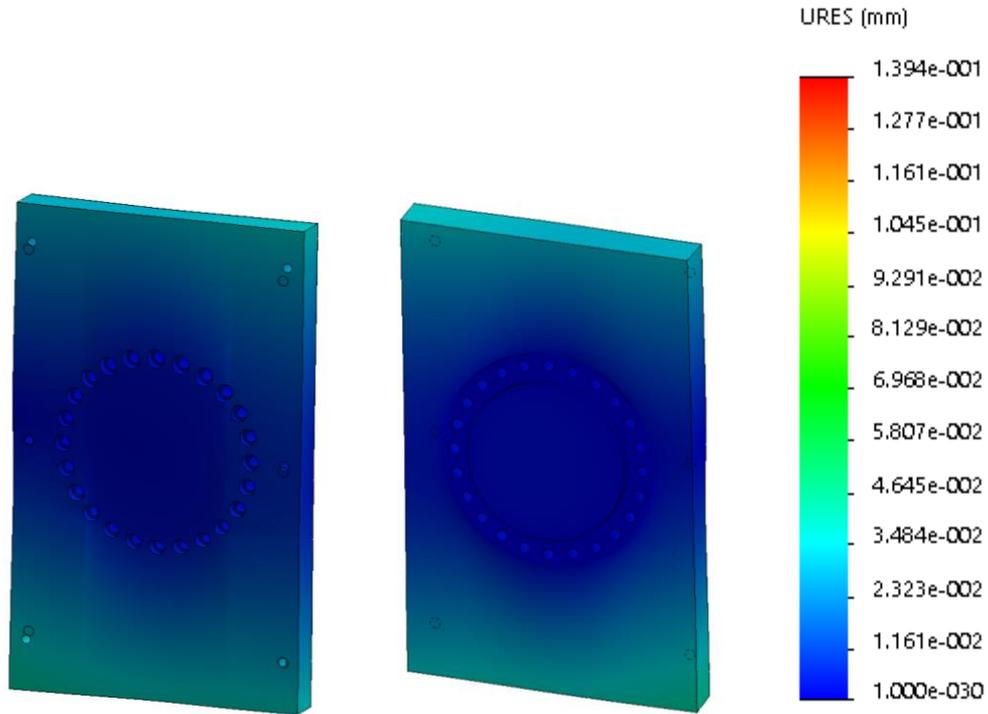


Figura 42: Análise dos deslocamentos totais da Placa Base de ligação do Spindle.

3.7.2. Elemento em “C”

Este elemento faz a ligação entre os dois eixos de rotação do *spindle*, ligando no interior um *Slew Drive* a outros dois *Slew Drives* externos formando um sistema de eixos cruzados perpendiculares, como pode ser identificado na Figura 43.

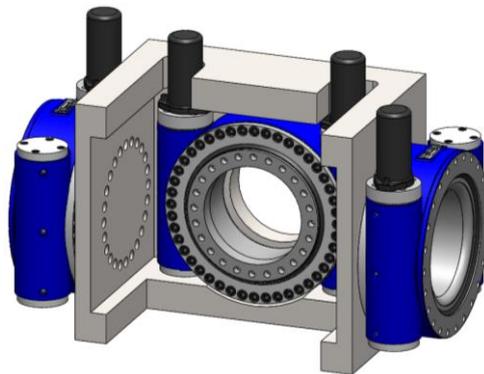


Figura 43: Elemento em “C”.

Para este componente recorreu-se ao mesmo método: realizar dois ensaios de forma a conseguir prever da melhor forma o comportamento da peça em si e a sua interação com os componentes que liga.

3.7.2.1. Primeiro caso de estudo

Como pode ser visto pela Figura 44, neste caso de estudo foi analisado o comportamento do elemento em “C”. Foi considerado as mesmas condições de carregamento consideradas as mesmas condições de carregamento já indicadas.

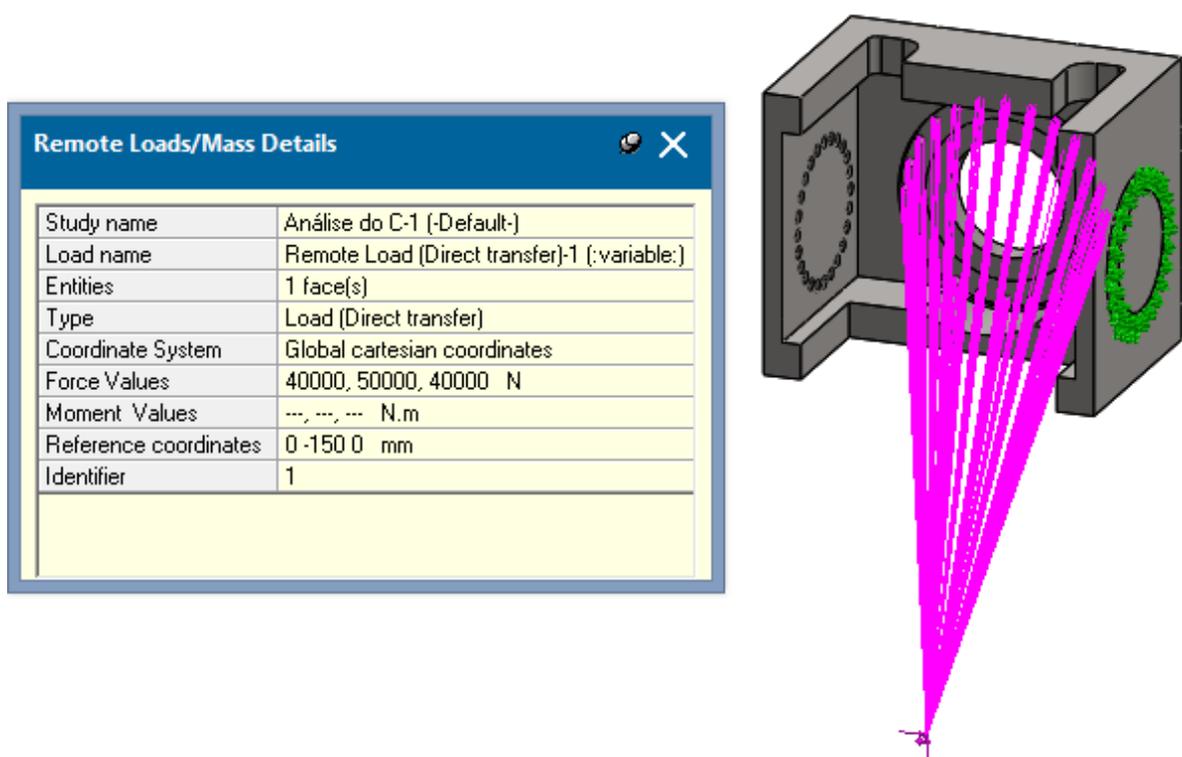


Figura 44: Primeiro caso de estudo do elemento "C".

Analisando a Figura 45 é possível identificar as zonas que estão sujeitas a maiores esforços e deste modo identificar as zonas de maior esforço. O máximo de tensão verifica-se na face de referência de apoio do *Slew Drive* (interno), no entanto nada extremo, aproximadamente 80 MPa.

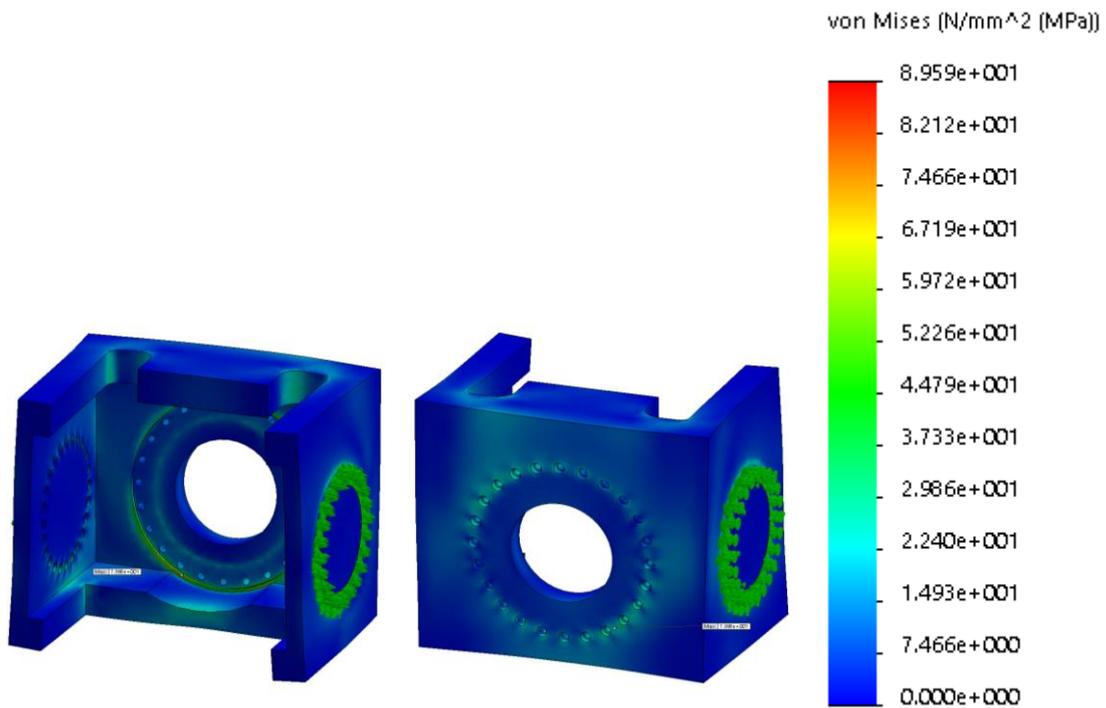


Figura 45: Análise da distribuição de tensões de von Mises do elemento "C".

Como se pode verificar pela Figura 46, as deformações acentuam-se na parte central. Com base neste ensaio é clara a identificação das zonas responsáveis pelo reforço deste componente, nomeadamente a zona de topo e de fundo, ambas coloridas da cor verde.

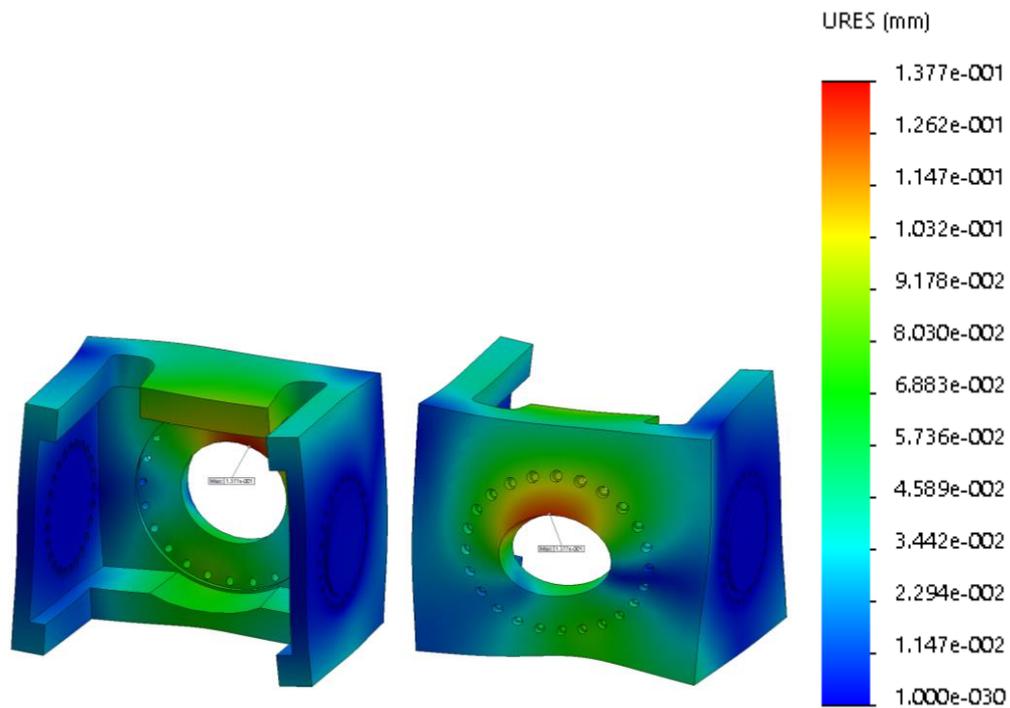


Figura 46: Análise dos deslocamentos totais do elemento "C".

3.7.2.2. Segundo caso de estudo

Para este caso de estudo foi considerada a incorporação dos elementos que interagem com o elemento em "C" e ver qual o seu efeito relativamente às tensões e deformações geradas. A Figura 47 exibe um esquema representativo da simulação considerada neste ensaio.

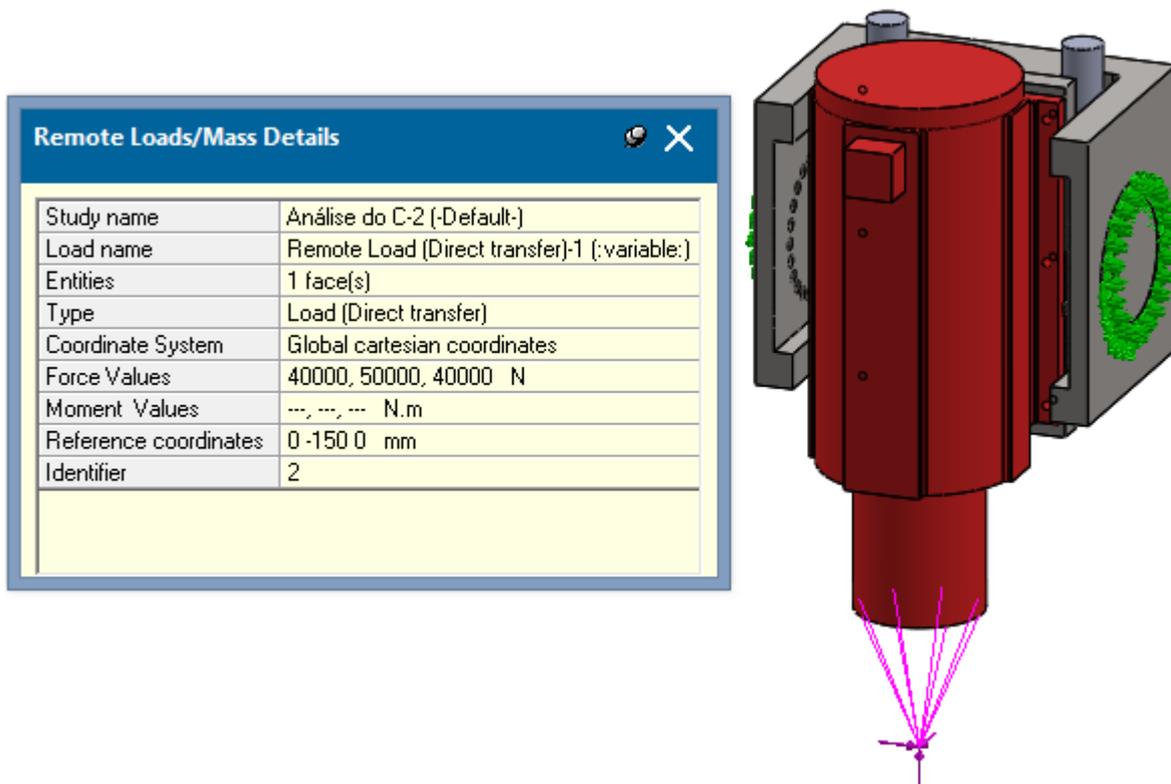


Figura 47: Segundo caso de estudo do elemento "C".

Análise da distribuição de tensões de von Mises é apresentada na Figura 48.

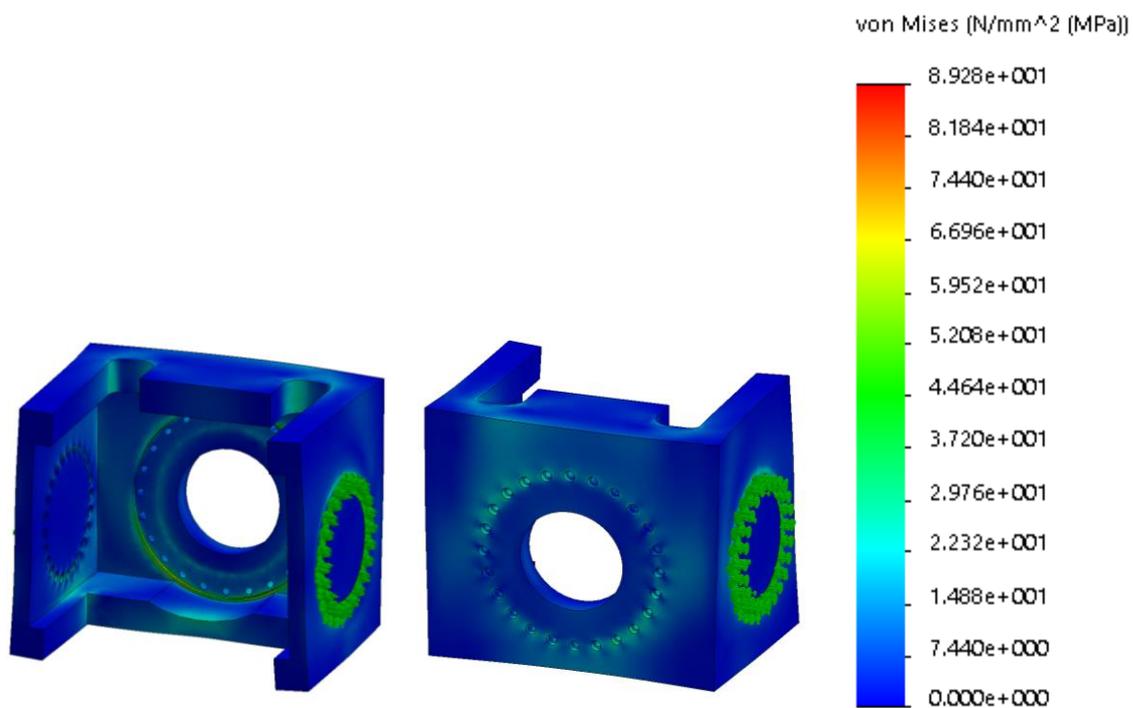


Figura 48: Análise da distribuição de tensões de von Mises do elemento "C".

Este ensaio, e comparando a Figura 48 e Figura 45, verifica-se que a incorporação dos restantes componentes do conjunto não apresenta uma grande diferença nas tensões geradas.

Análise dos deslocamentos totais é apresentada na Figura 49.

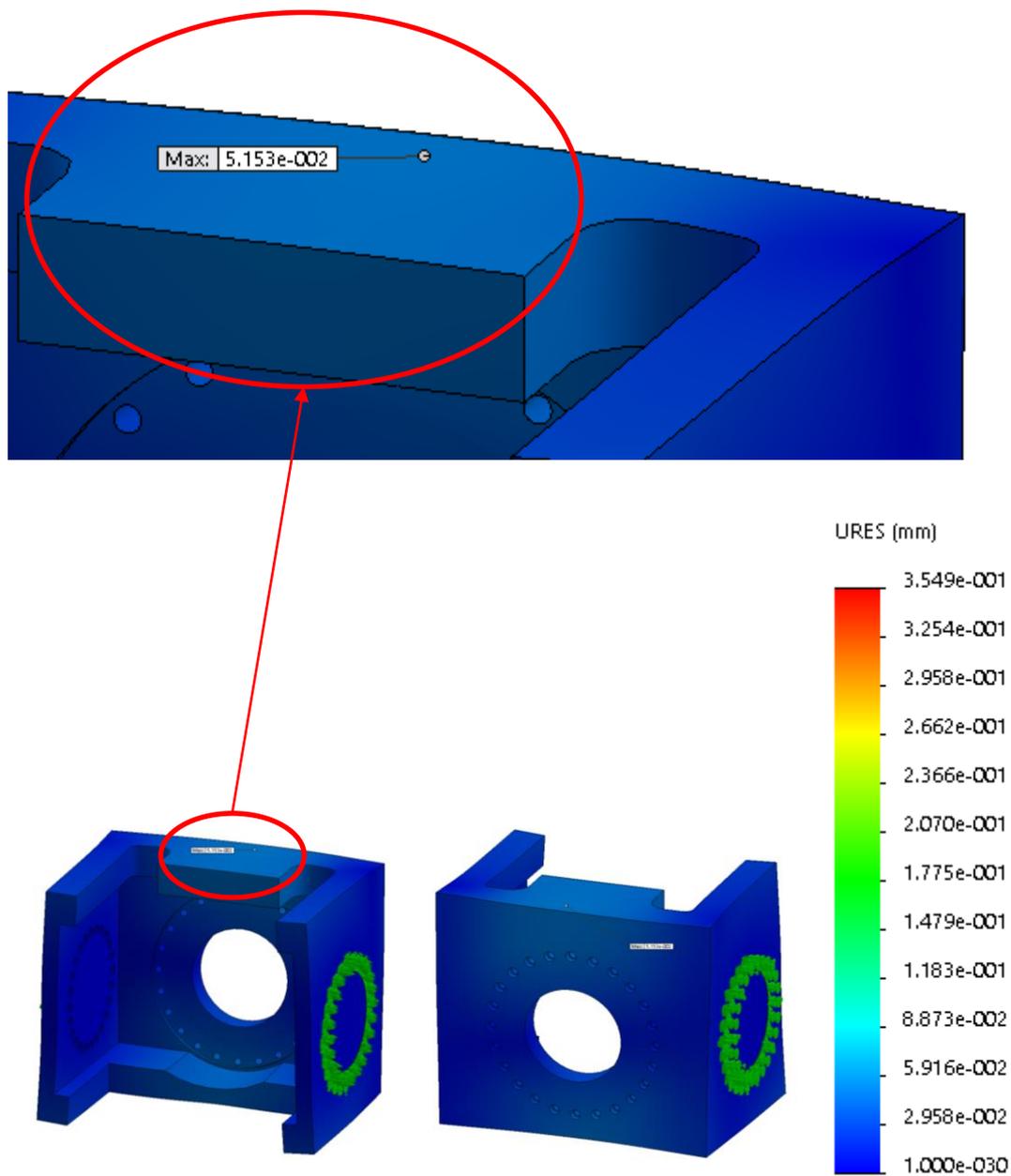


Figura 49: Análise dos deslocamentos totais do elemento "C".

Contrariamente ao que se passou na análise das tensões, a incorporação dos restantes componentes na simulação teve um grande impacto nos deslocamentos do elemento na zona de contacto do *Slew Drive*, uma vez que este componente quando ligado ao elemento vai provocar um aumento de rigidez daquela zona. Quando comparado os dois ensaios dos deslocamentos, é possível identificar que o máximo identificado em detalhe na Figura 49 não apresenta grandes diferenças quando comparada a mesma zona da Figura 46.

3.7.3. Caixa de suporte do Spindle

Para o estudo deste componente, ao contrário dos dois ensaios anteriores, só foi considerada uma simulação com todos os elementos do conjunto. Este componente é constituído por três partes, uma estrutura em “C” ligada por duas chapas, uma superior e outra inferior de forma a aumentar a rigidez. Na Figura 50 está representado o esquema de simulação utilizado.

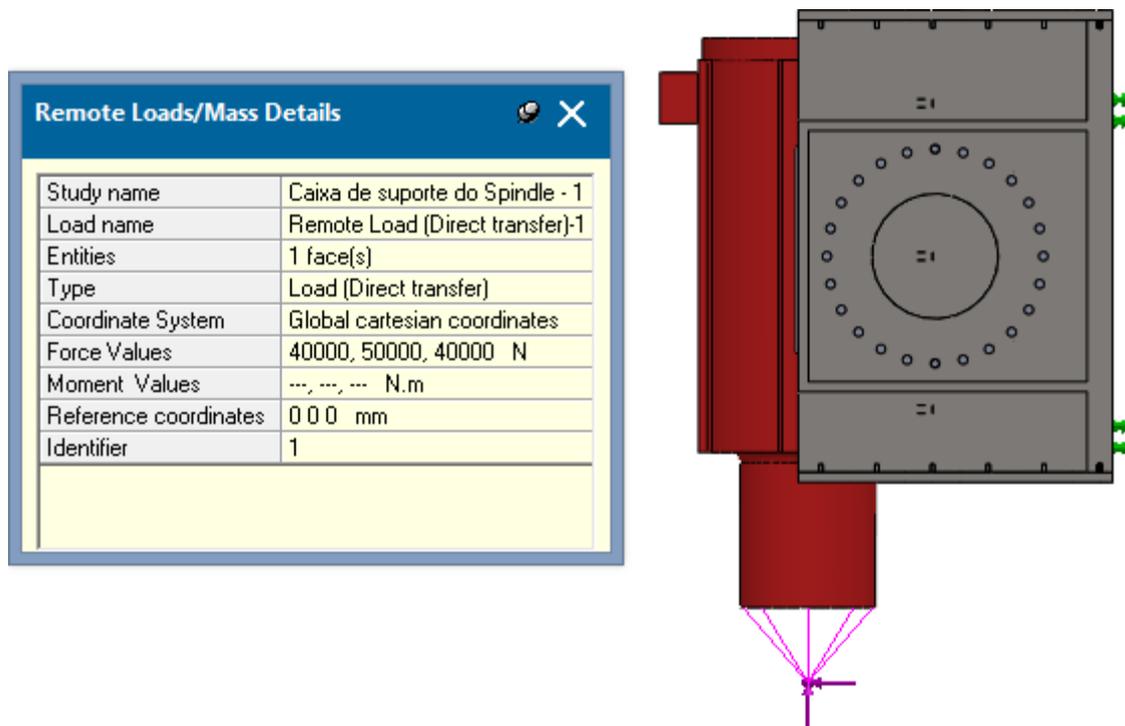


Figura 50: Caso de estudo da Caixa de suporte do Spindle.

Analisando a distribuição de tensões de von Mises, apresentada na Figura 51, verifica-se que a zona de maior concentração de tensões na zona dos apoios, com um máximo de 65 MPa, aproximadamente.

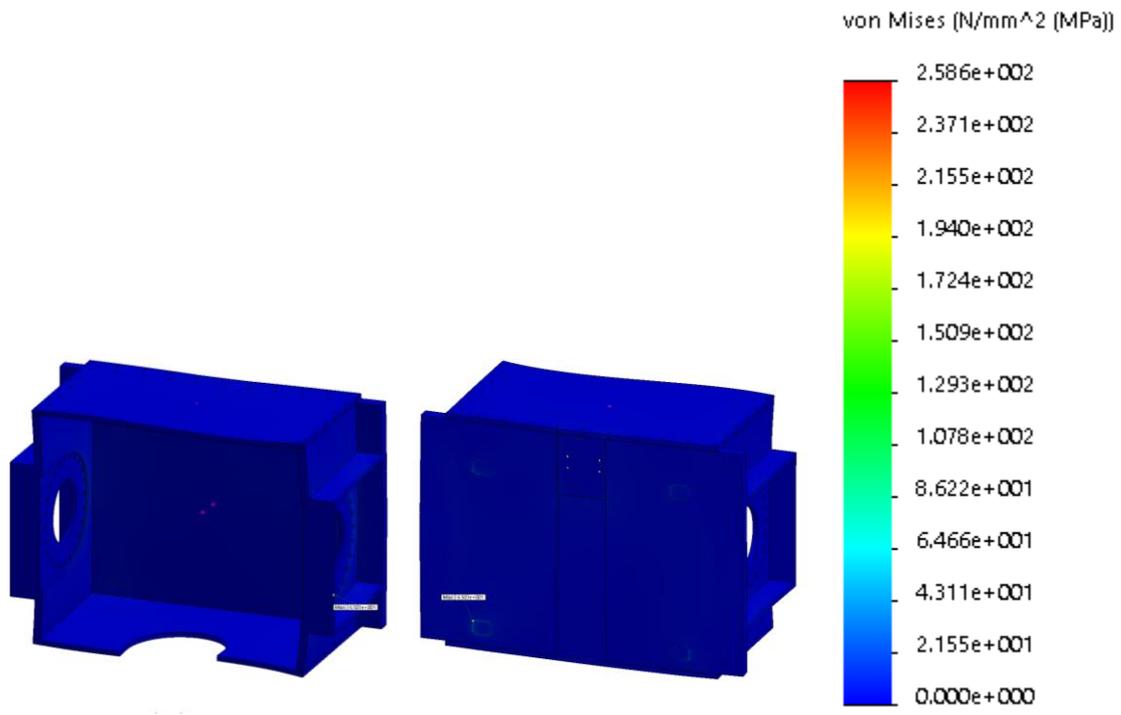


Figura 51: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Caixa de suporte do Spindle.

Analisando dos deslocamentos totais, Figura 52, verifica-se que a zona crítica são as abas laterais, desta forma foram aplicados reforços a esta zona, o que teve uma influência bastante acrescida nas deformações ocorridas.

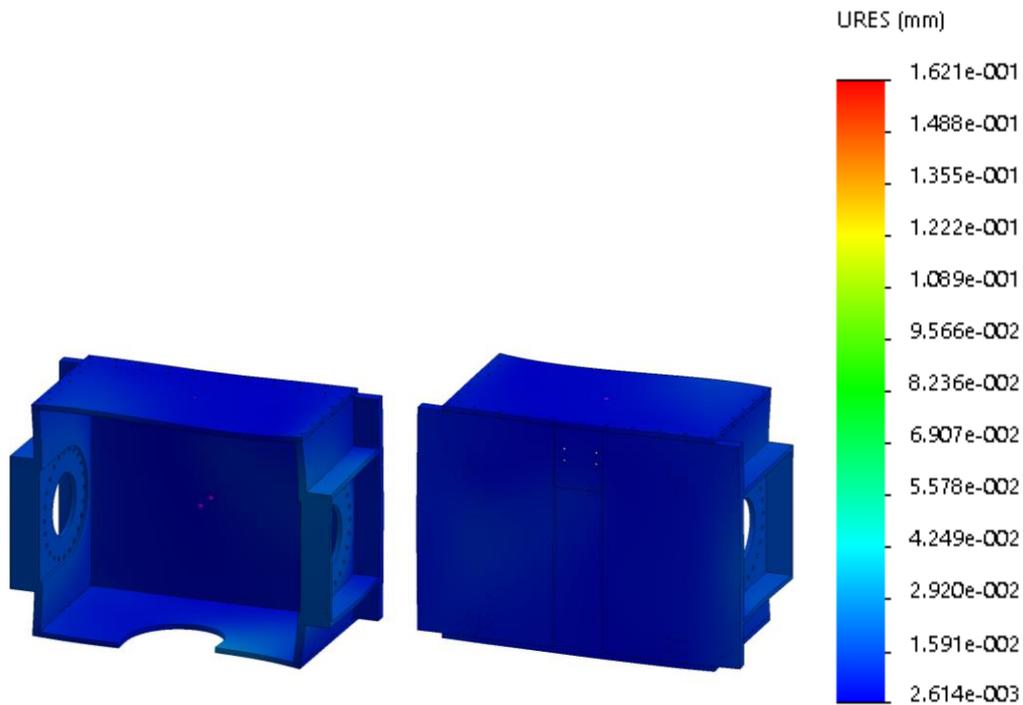


Figura 52: Análise dos deslocamentos totais da Caixa de suporte do Spindle.

3.7.4. Placa guia vertical e horizontal

3.7.4.1. Primeiro caso de estudo.

Neste caso de estudo, todos os componentes do fuso (apoios, porca e apoio da porca) e os carros-guia foram considerados como elementos rígidos, para simplificação do sistema uma vez que no modelo CAD se encontram intersecções entre componentes o que impede o software de efectuar a malha de elementos finitos. Às guias foi atribuído o Aço ($E = 210 \text{ GPa}$) como material, para tentar aproximar os resultados da simulação da realidade. Na Figura 53 está representadas as solicitações consideradas para o primeiro caso de estudo.

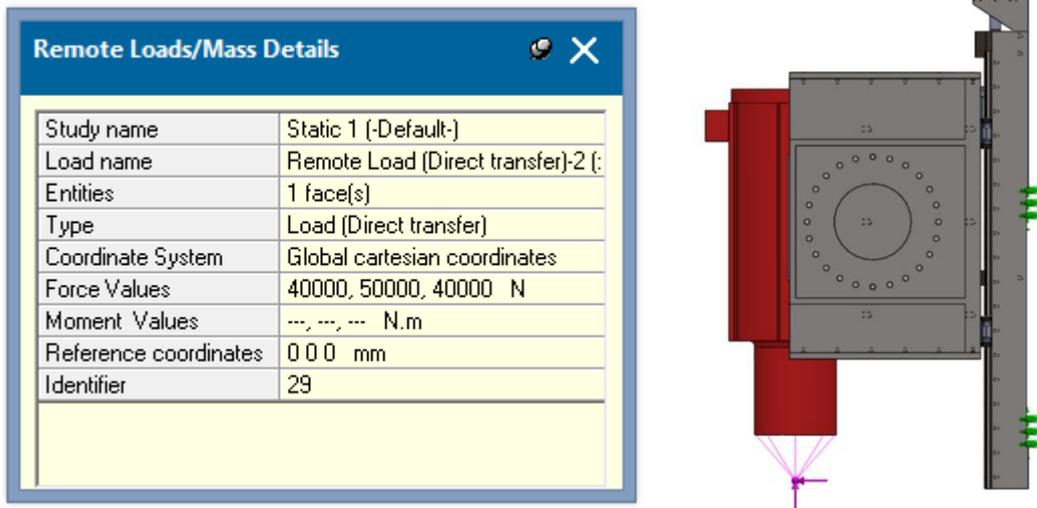


Figura 53: Primeiro caso de estudo da Placa guia vertical e horizontal.

Na Figura 54 está exposta a análise da distribuição de tensões de von Mises. Verifica-se uma distribuição de tensões bastante uniforme sem grandes picos de tensão, tendo um máximo de, aproximadamente, 33 MPa na zona de contacto do carro guia das guias horizontais (eixo Y). Apesar de parecer sobredimensionada este componente foi estudado para que consiga albergar os componentes que liga, isto é, ter as dimensões necessárias para o aperto destes componentes, bem como providenciar o correcto posicionamento destes relativamente a outros conjuntos.

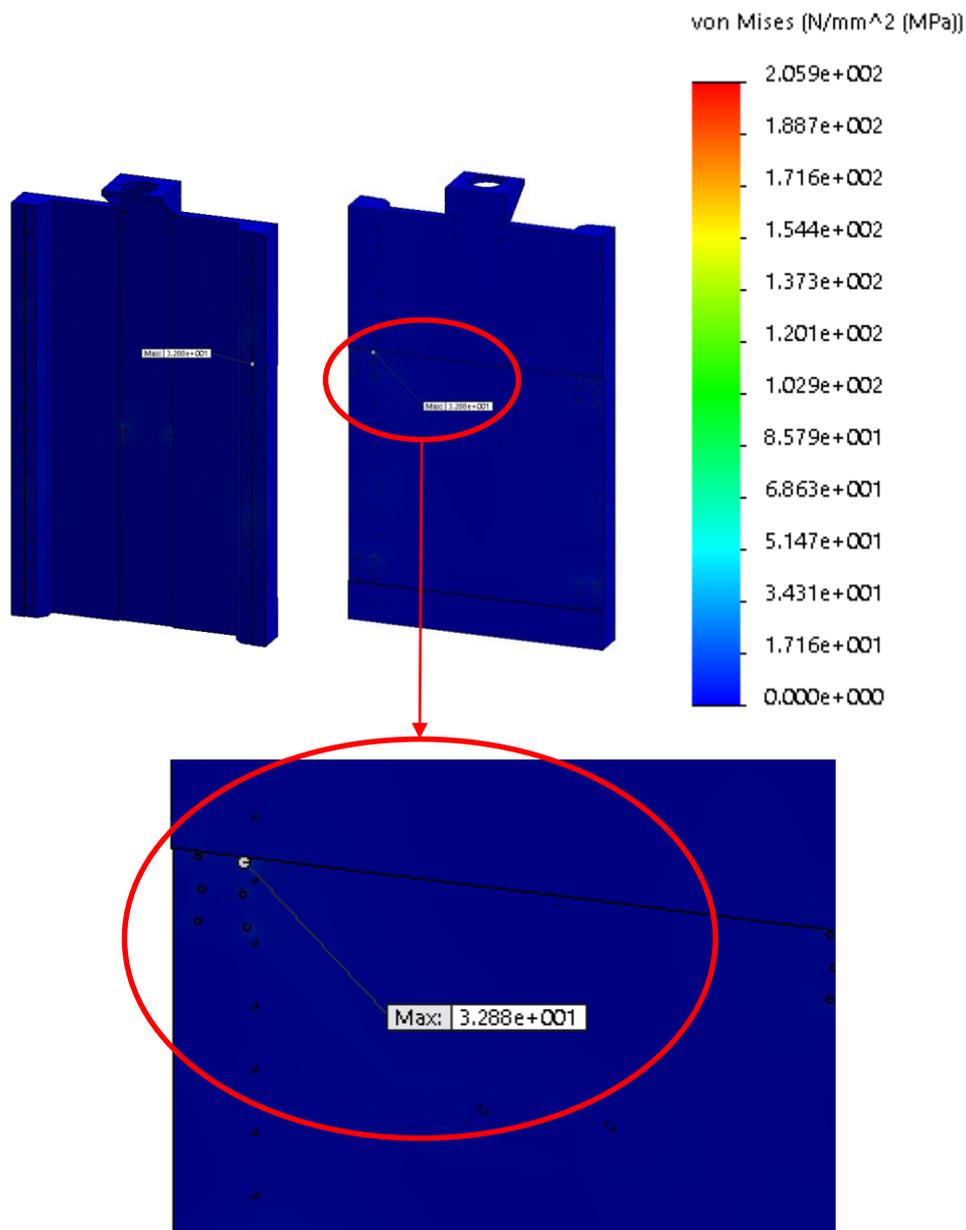


Figura 54: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Placa guia vertical e horizontal.

A Figura 55 exibe a análise dos deslocamentos totais, e para as condições da simulação consideradas, contudo este ensaio não é representante da situação real, uma vez as guias não servem de suporte para a carga vertical, sendo esta na realidade absorvida por completo pelos suportes do fuso. Mais uma vez verifica-se que a introdução dos componentes intervinientes no conjunto, resulta num aumento da rigidez do conjunto, ou seja, apesar de os resultados verificados neste ensaio serem inválidos, o comportamento geral do elemento será espectável que seja semelhante ao resultado deste ensaio.

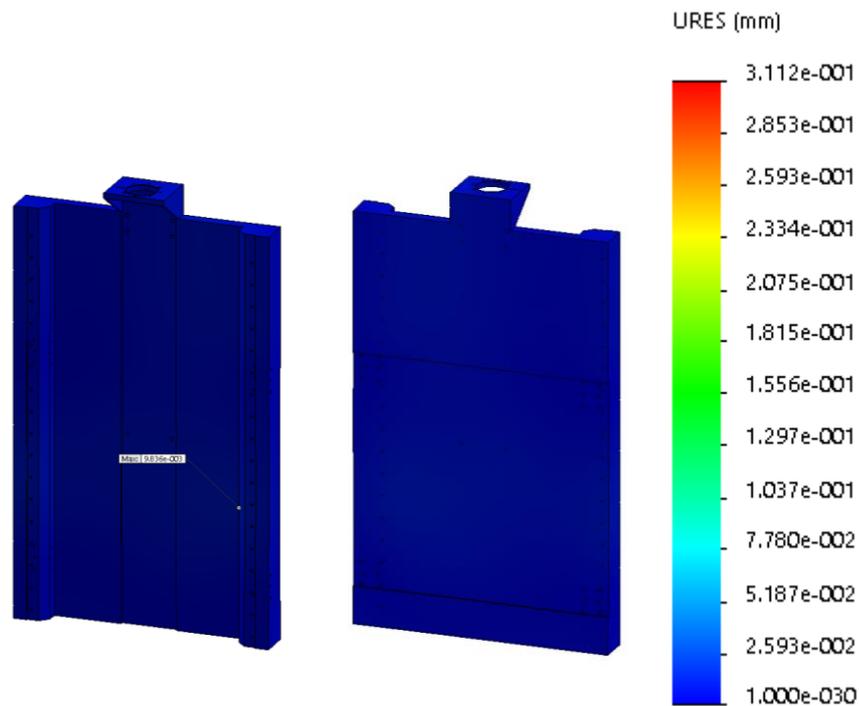


Figura 55: Análise dos deslocamentos totais da Placa guia vertical e horizontal.

3.7.4.2. Segundo caso de estudo.

Para este segundo caso de estudo, a aplicação das cargas já não foi tão directo uma vez que os componentes responsáveis pela transmissão das cargas foram removidos, tendo assim que aplicar as cargas nos locais e direcções em que são espectáveis aparecer. As Figuras 56, 57 e 58 representam as cargas que seriam transmitidas pelos componentes à Placa guia vertical e horizontal, guias, fuso e conjunto motor + redutor, respectivamente.

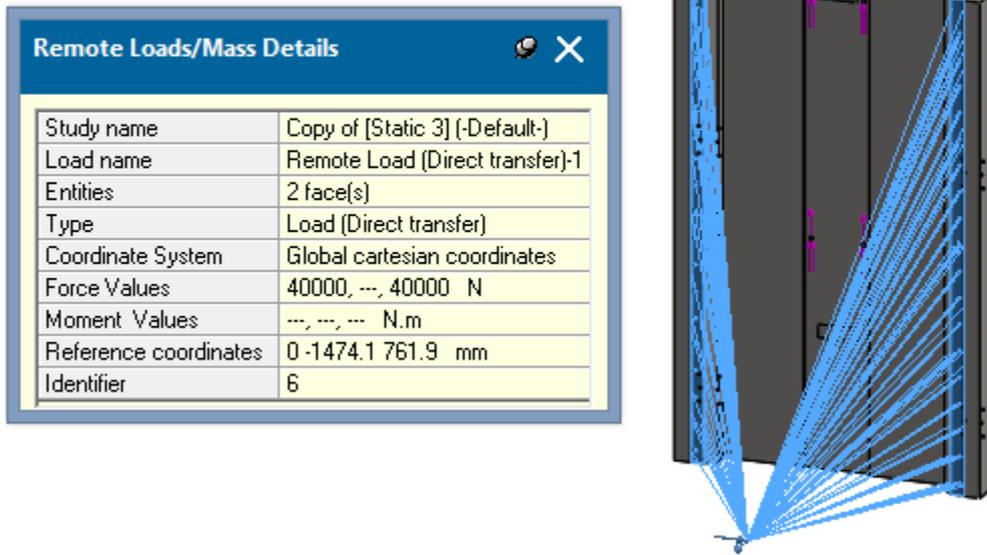


Figura 56: Simulação das cargas suportadas pelas guias.

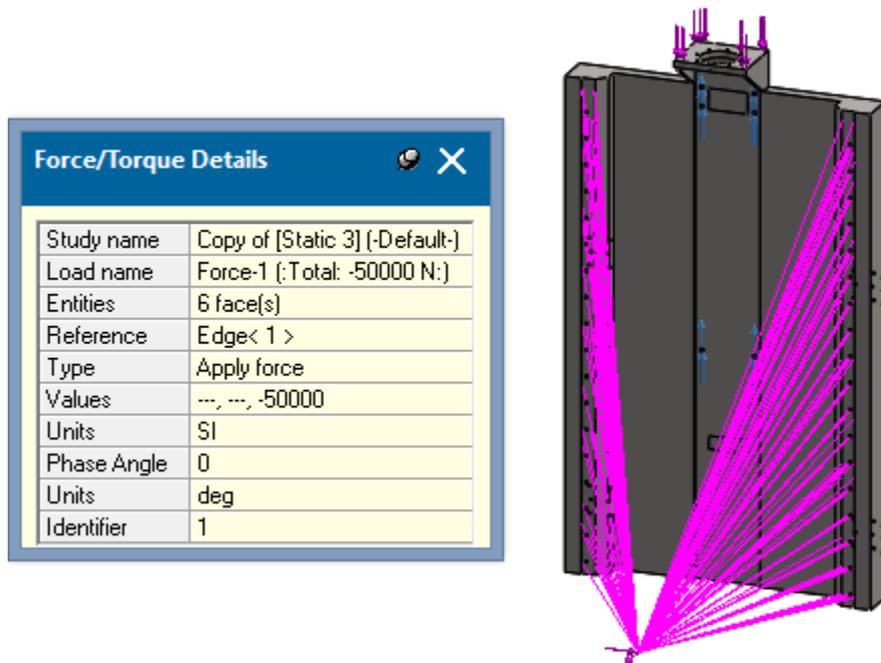


Figura 57: Simulação das cargas suportadas pelo fuso.

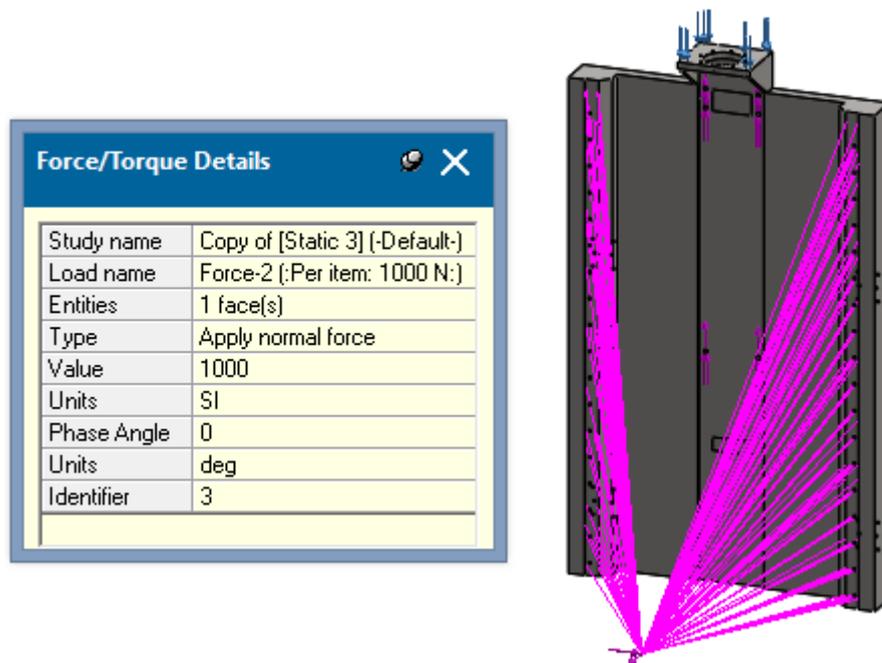


Figura 58: Simulação do peso redutor + motor.

Analisando a Figura 59, é possível verificar que a zona onde se verificam maior concentração de tensões é na zona dos apoios com um máximo de, aproximadamente 142 MPa . Contudo este dado não pode ter sido em conta como valor de referência pois, para este elemento não foi incorporado o suporte do redutor + motor, responsáveis pelo impedimento (no caso da simulação) do movimento segundo o eixo Y do equipamento. Desta forma é espectável que o valor da tensão máxima instalada seja inferior ao resultado encontrado nesta simulação.

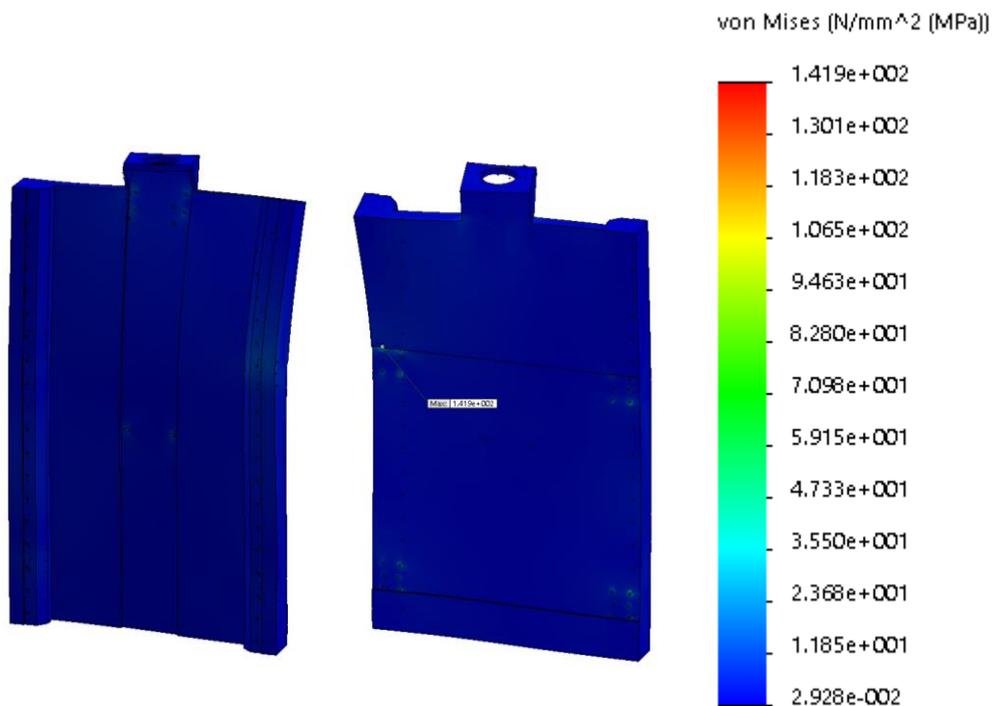


Figura 59: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Placa guia vertical e horizontal.

Analisando os deslocamentos totais, Figura 60, e comparando com a Figura 55, verifica-se um aumento significativo dos deslocamentos, que como já foi referenciado, é resultado da diminuição da rigidez imposta pela ausência dos componentes que suporta. De um modo geral consegue-se reter a tendência de comportamento do elemento quando em carga, sendo que na realidade será um compromisso entre o primeiro ensaio e o segundo ensaio.

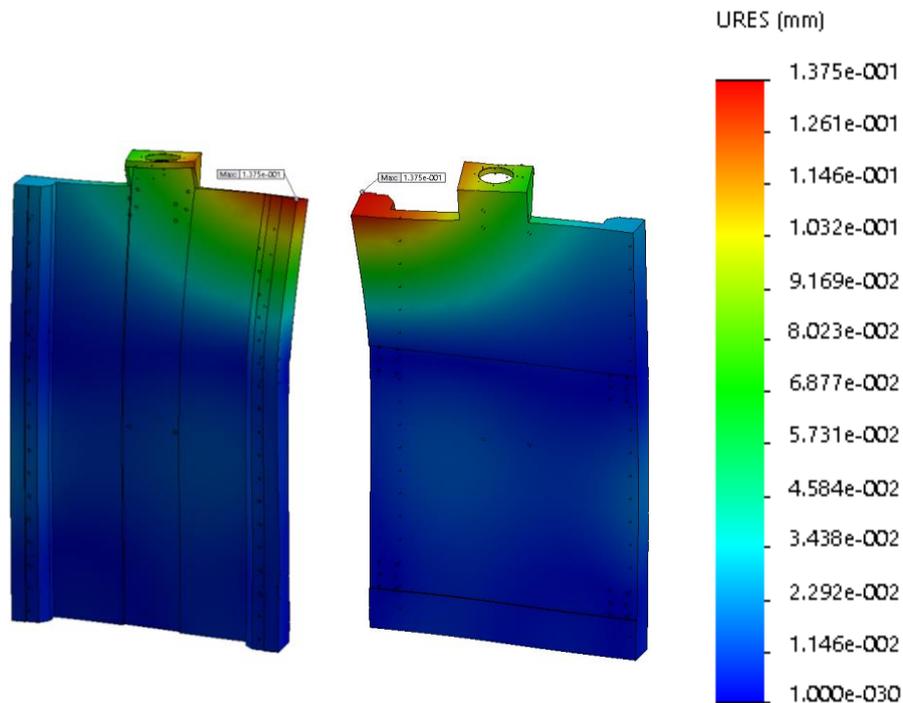


Figura 60: Análise dos deslocamentos totais da Placa guia vertical e horizontal.

3.7.5. Estrutura base

Este estudo tem como foco principal a análise do comportamento da estrutura principal do equipamento, sendo essencialmente constituído por um pórtico, duas colunas e uma mesa base. A estrutura foi considerada como soldada, para questões de simplificação de cálculo, apesar de as ligações entre os distintos elementos seja feita por aparafusamento.

Serão efectuados dois ensaios, recorrendo à mesma análise realizada nos ensaios anteriormente expostos, em que um ensaio são considerados os componentes intervenientes e um segundo ensaio onde a carga é aplicada directamente ao elemento em causa.

3.7.5.1. Primeiro caso de estudo

Na Figura 61 está representado o esquema da simulação considerado para esta primeira simulação.

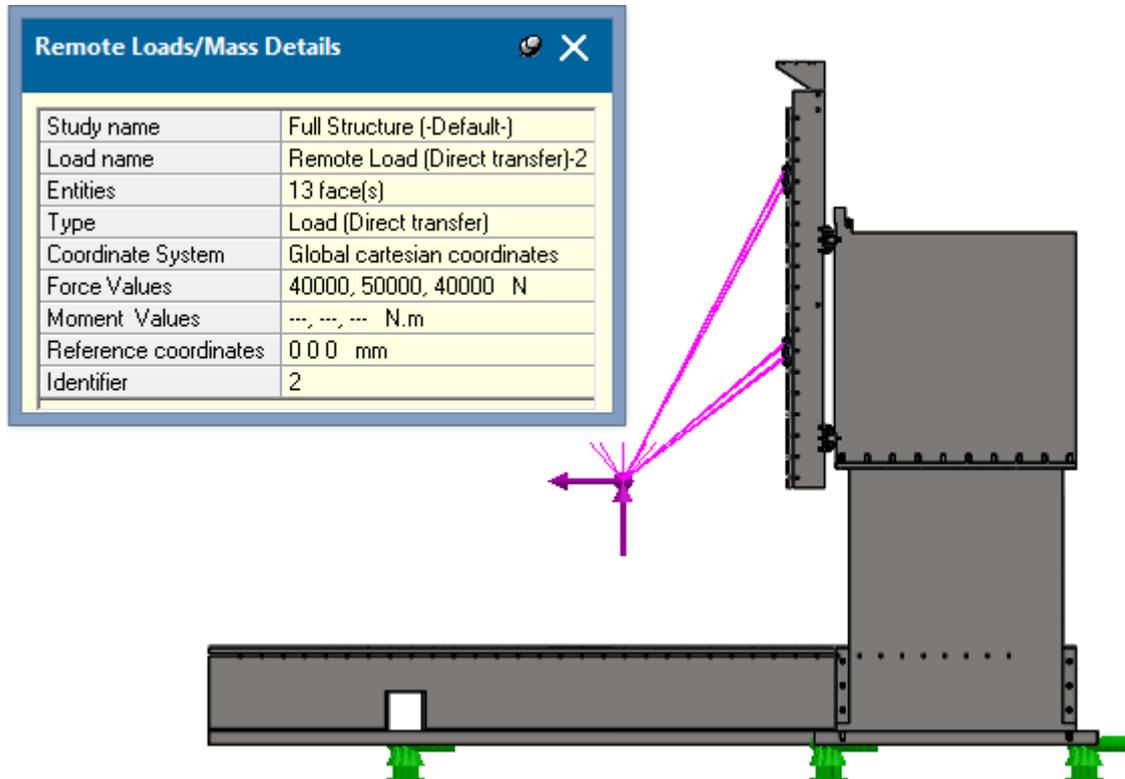


Figura 61: Condições do primeiro caso de estudo da Estrutura Base.

Como se pode ver na Figura 62, as tensões verificadas na estrutura estão essencialmente concentradas nos pontos de ligação entre os diferentes elementos, nomeadamente, na ligação das guias, onde é atingido o máximo de 85 MPa, e na ligação das colunas à mesa base e ao pórtico.

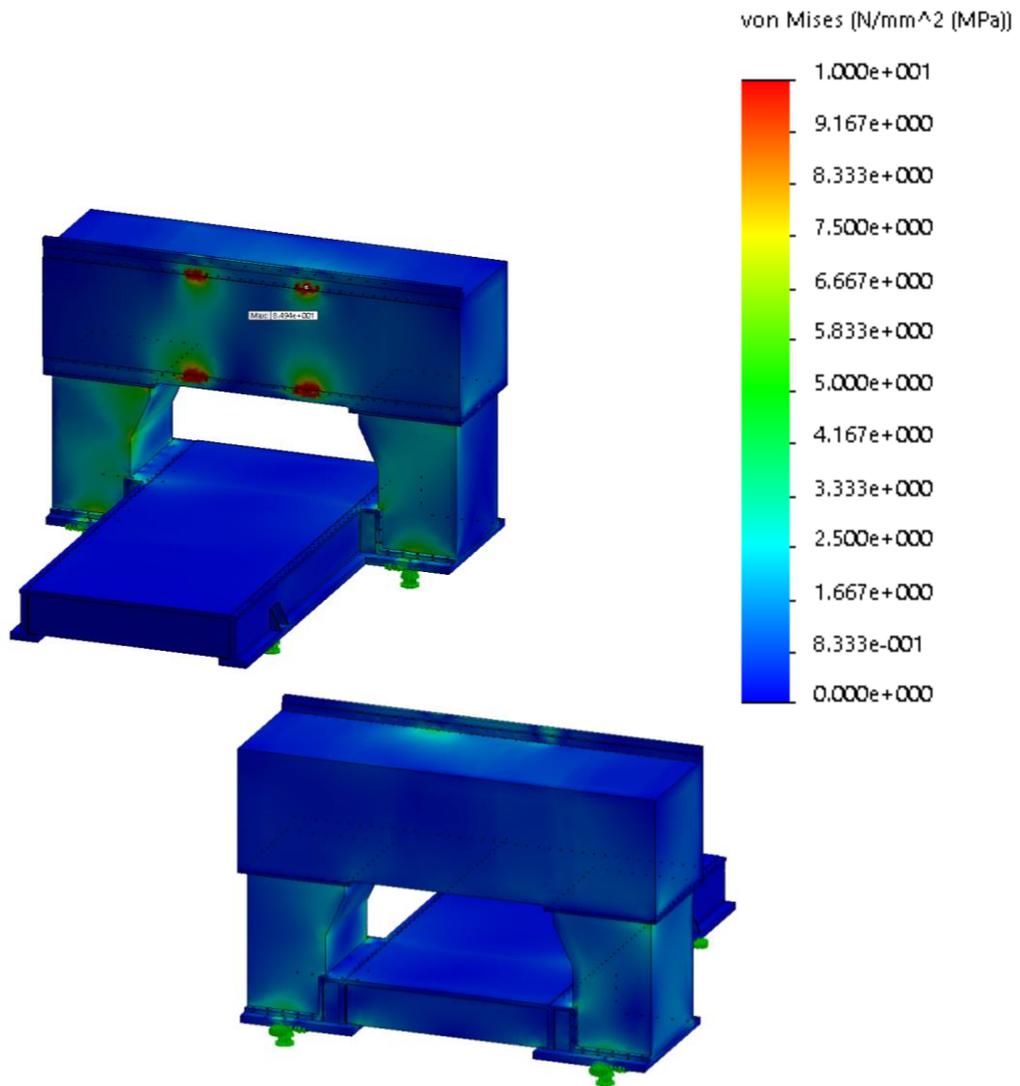


Figura 62: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Estrutura Base.

Na Figura 63 é possível analisar os deslocamentos totais da estrutura base quando carregada. Como se pode ver, a grande parte das deformações ocorre nas colunas e no pórtico, apresentando uma deformação máxima de $\approx 0,065 \text{ mm}$ na zona central da guia superior, sendo $\approx 0,03 \text{ mm}$ verificado no pórtico e os restantes $\approx 0,035 \text{ mm}$ nas colunas.

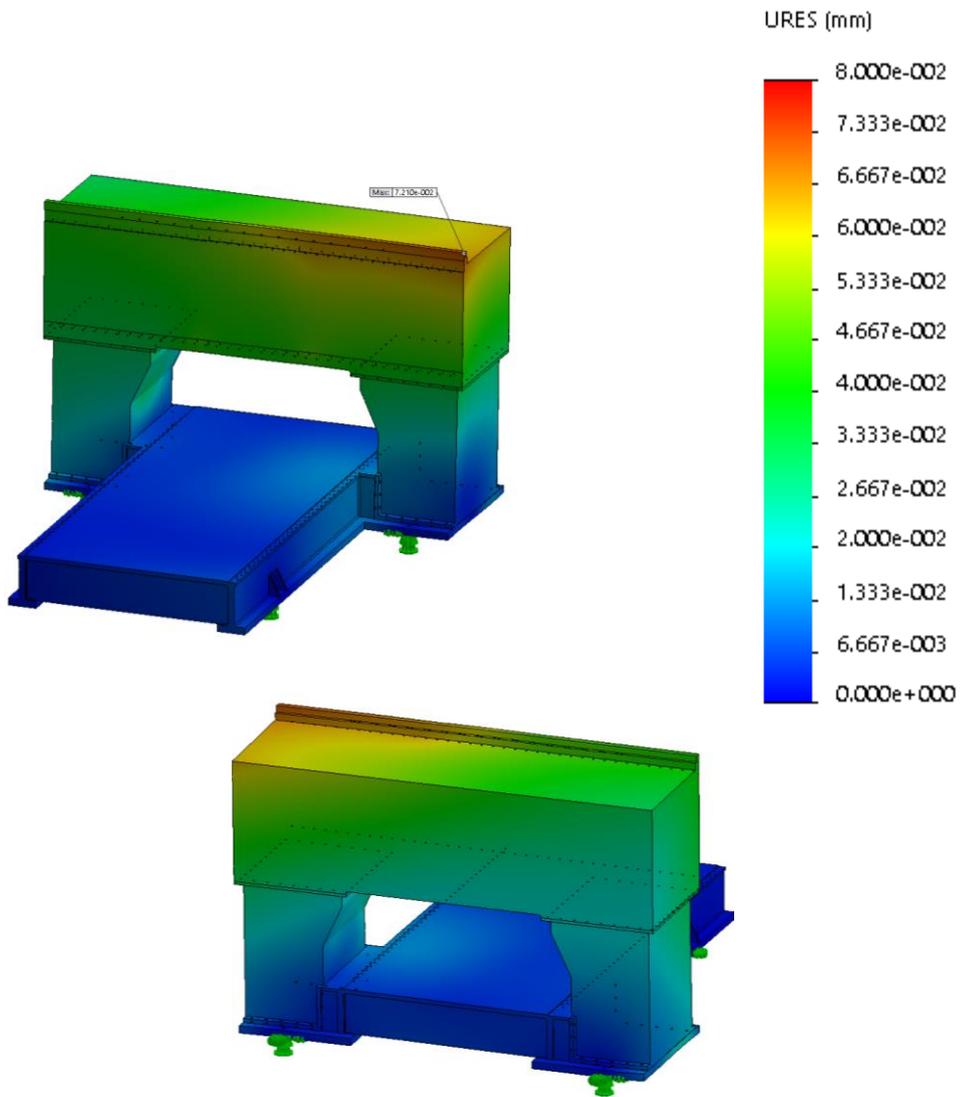


Figura 63: Análise dos deslocamentos totais da Estrutura Base.

3.7.5.2. Segundo caso de estudo:

Neste caso de estudo, e como pode ser visto na Figura 64 a carga passa a ser aplicada directamente na zona de contacto das guias, no entanto restringiu-se a zona de aplicação da carga ficando esta limitada ao comprimento correspondente à distância entre os carros guia.

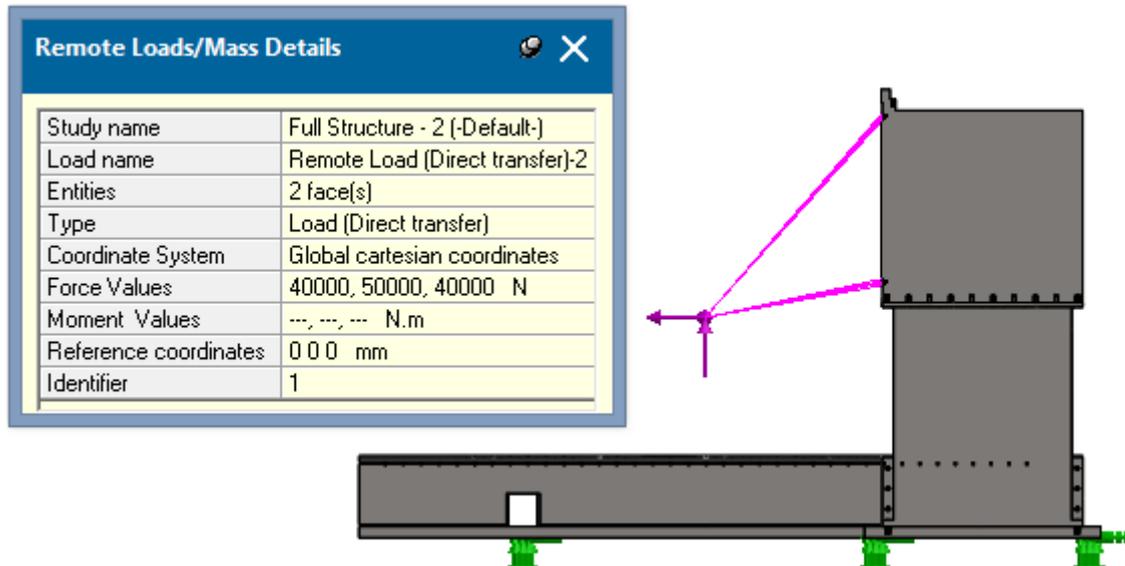


Figura 64: Condições do segundo caso de estudo da Estrutura Base.

Analisando a Figura 65 é possível analisar a distribuição de tensões na estrutura base. Comparando esta com a Figura 62, verifica-se, essencialmente, uma diferença nas tensões na zona as guias, tendo o resto da estrutura tendo um comportamento semelhante.

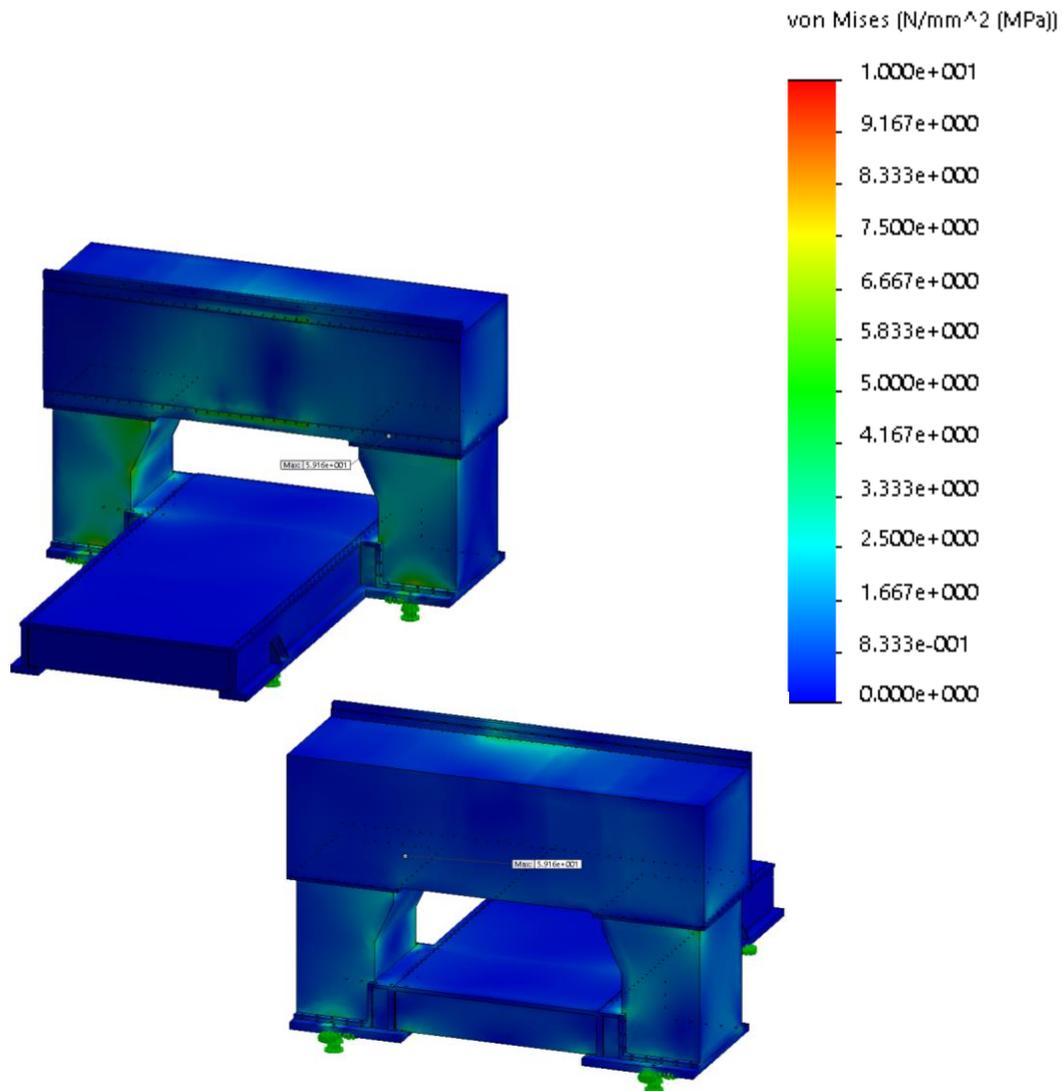


Figura 65: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Estrutura Base.

Analisando agora os deslocamentos, como se pode ver na Figura 66, verifica-se um comportamento semelhante ao analisado no primeiro caso de estudo, onde se verificam os mesmos $0,03 \text{ mm}$ de deformação no pórtico e $0,035 \text{ mm}$.

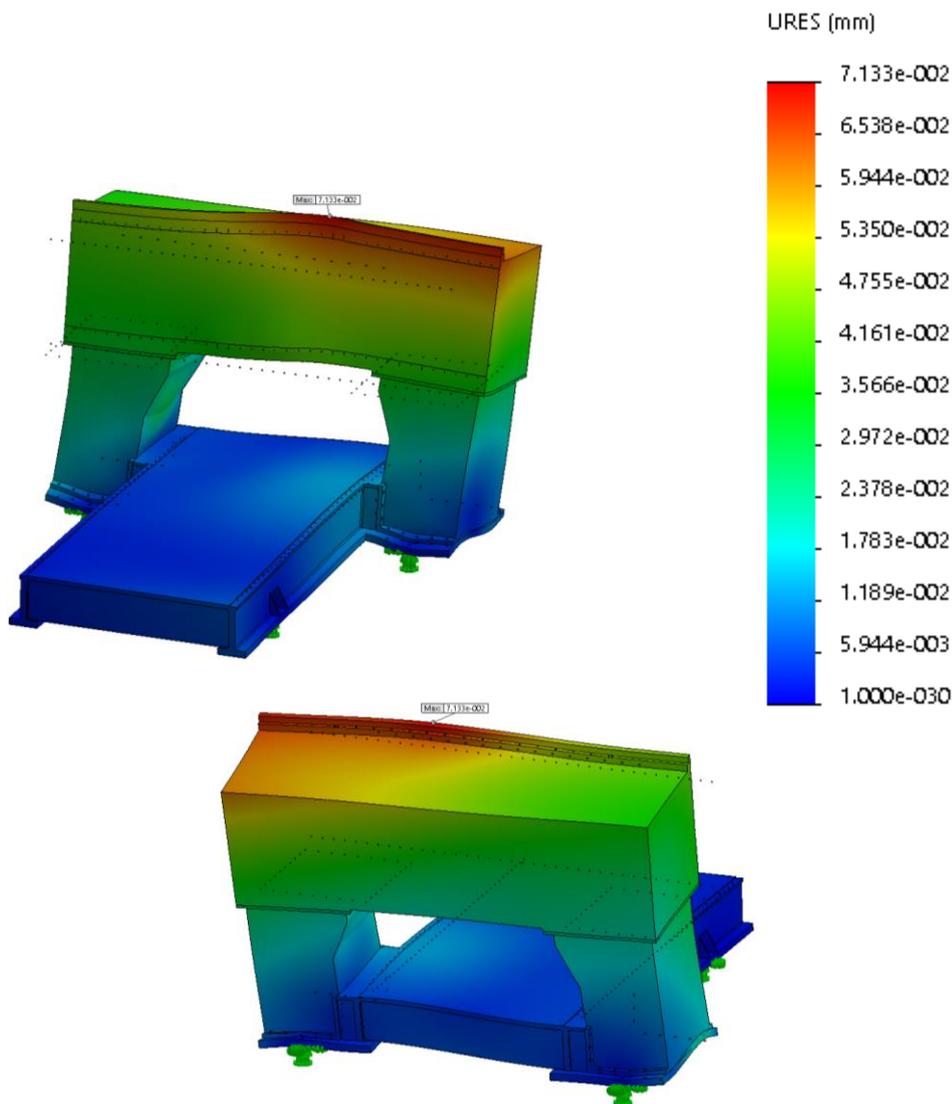


Figura 66: Análise dos deslocamentos totais da Estrutura Base.

3.7.6. Mesa de trabalho

Este componente poderá ser estudado na sua individualidade pois o seu comportamento é independente da estrutura, e desta forma serão simplesmente consideradas como condições fronteira os contactos com os carros guias e as cremalheiras limitando o movimento nos respectivos eixos. No estudo deste componente já foi considerada a mesa rasurada em “T” de forma a tentar aproximar os resultados da solução real. A Figura 67 exhibe as solicitações que serão consideradas neste estudo, incluindo a acção da gravidade, estas foram aplicadas numa zona de contacto simulando a soldadura de uma chapa $500 \times 250 \text{ mm}$ colocada na zona central da Mesa de Trabalho.

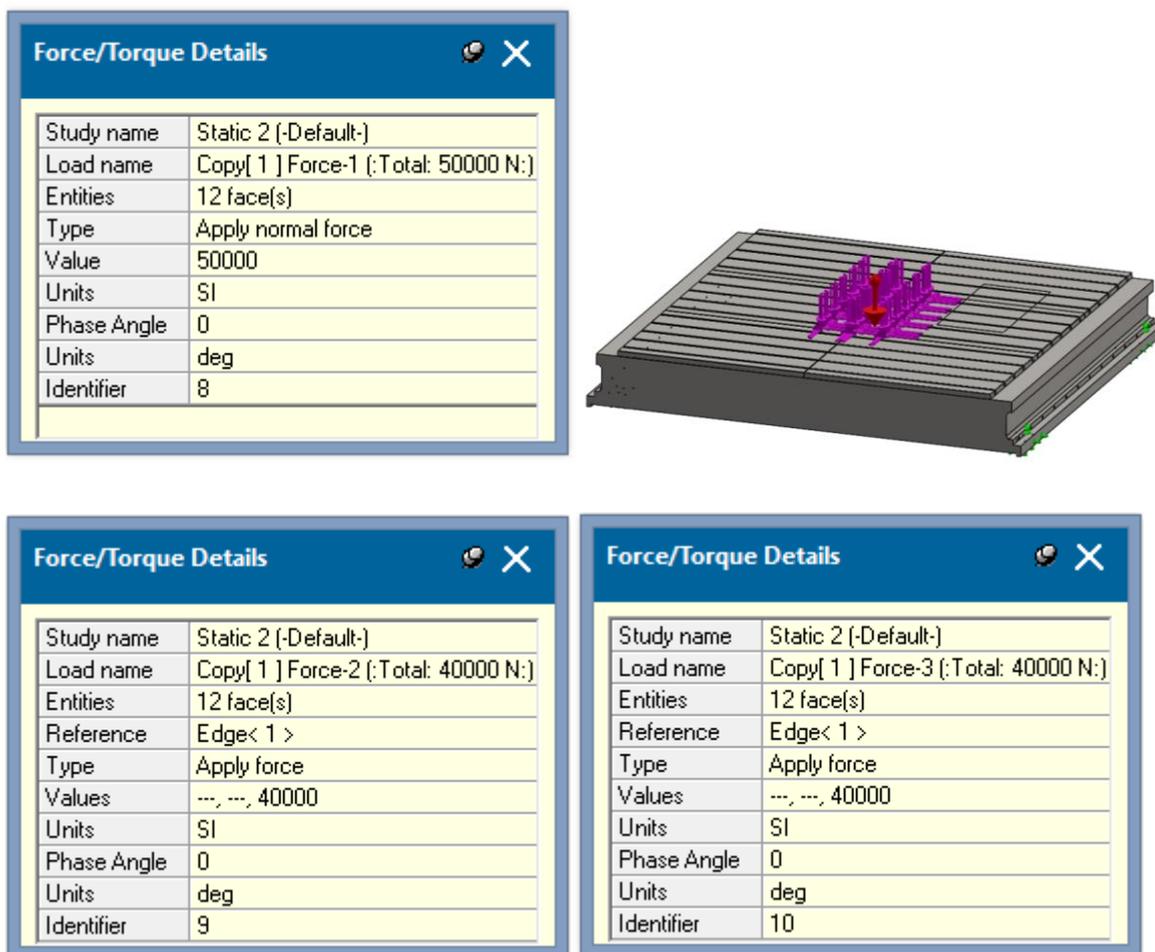


Figura 67: Condições do caso de estudo da Mesa de Trabalho.

Na Figura 68 está representadas a distribuição de tensões na mesa de trabalho e como se pode verificar o máximo encontrado é de aproximadamente 80 MPa na zona de contacto dos carros guia, o que está bem abaixo dos 235 MPa de tensão de cedência do material.

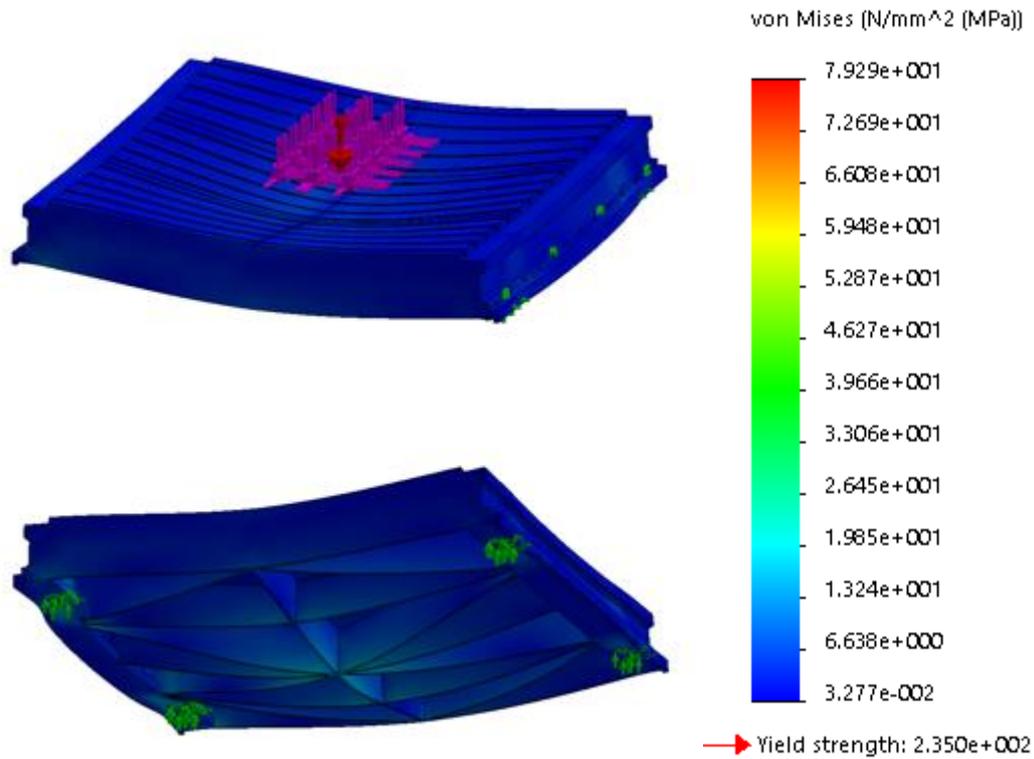


Figura 68: Análise da distribuição de tensões de von Mises da Mesa de Trabalho.

Analisando agora os deslocamentos, apresentados na Figura 69, verifica-se um deslocamento de aproximadamente 0,13 mm, essencialmente vertical, na zona central da mesa, o que é considerável para um equipamento CNC em que a posição vertical da ferramenta é controlada através de um controlo de posição, desta forma seria necessário um novo desenho desta de forma a conseguir controlar melhor esta deformação. No entanto se o controlo da posição vertical da ferramenta for efectuada através do controlo de força esta deformação pode ser absorvida, uma vez esta está em constante movimento de forma a manter a força da ferramenta no material base constante.

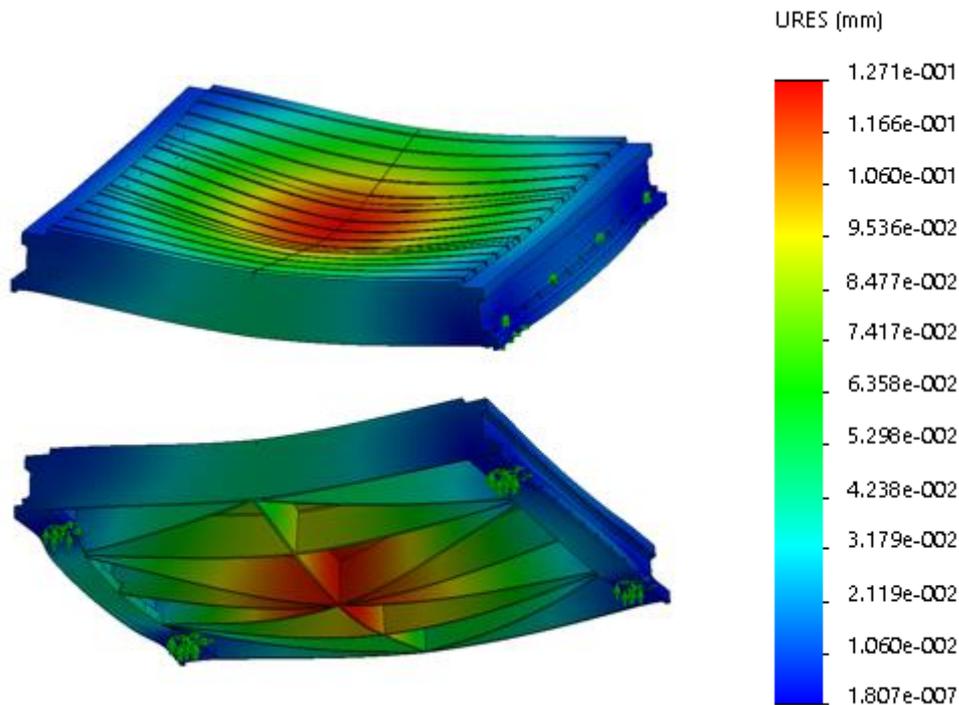


Figura 69: Análise dos deslocamentos totais da Mesa de Trabalho.

Estes ensaios foram efectuados na mesa de trabalho projectada, no entanto poderá não ser necessário a construção deste elemento uma vez existem soluções no mercado que se adequam para esta função.

3.7.7. Suporte dos motores/redutores?

Os suportes para os motores correspondentes ao movimento X e Y, não puderam ser estudados visto ainda não ter o retorno do fornecedor relativamente aos redutores disponíveis. Este suporte poderá eventualmente nem existir como um elemento separado, mas sim já estar incorporado no desenho da mesa base.

3.7.8. Resultado final

Este caso de estudo serve para análise do comportamento da estrutura considerando todos os componentes intervenientes de suporte ao *spindle* e prever de certa forma a precisão do *spindle*. Na Figura 70 está representado o esquema da simulação efectuada.

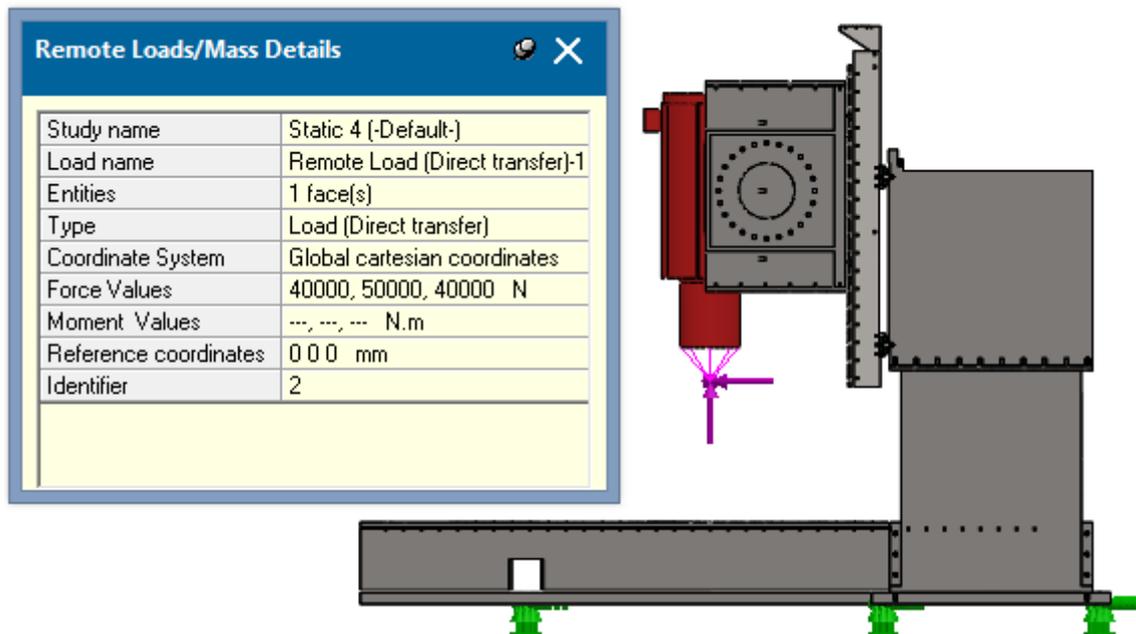


Figura 70: Condições do caso de estudo do Resultado final.

Nesta simulação foi considerados todos os componentes como ligados, por questões de simplificação de cálculo. Uma vez que nos ensaios representados anteriormente foram analisados em detalhe os diferentes elementos estruturais, não existe a necessidade de apresentar os resultados relativamente às tensões instaladas, sendo assim só apresentados os deslocamentos da estrutura, em que na Figura 71 estão representados os deslocamentos totais e nas figuras 72, 73 e 74 estão representados os deslocamentos nos três eixos cartesianos.

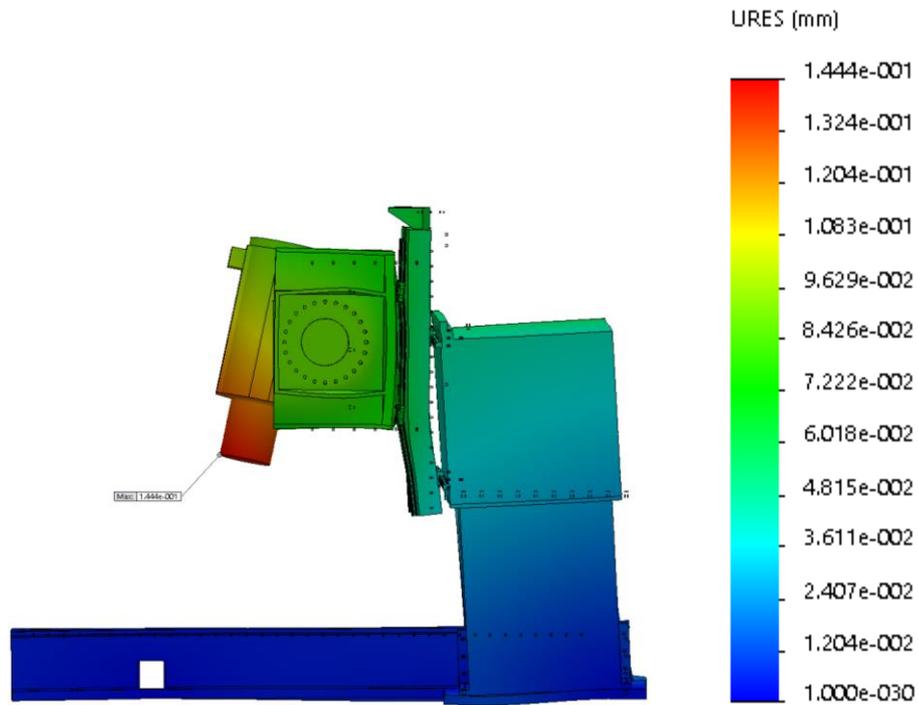


Figura 71: Análise dos deslocamentos totais do resultado final.

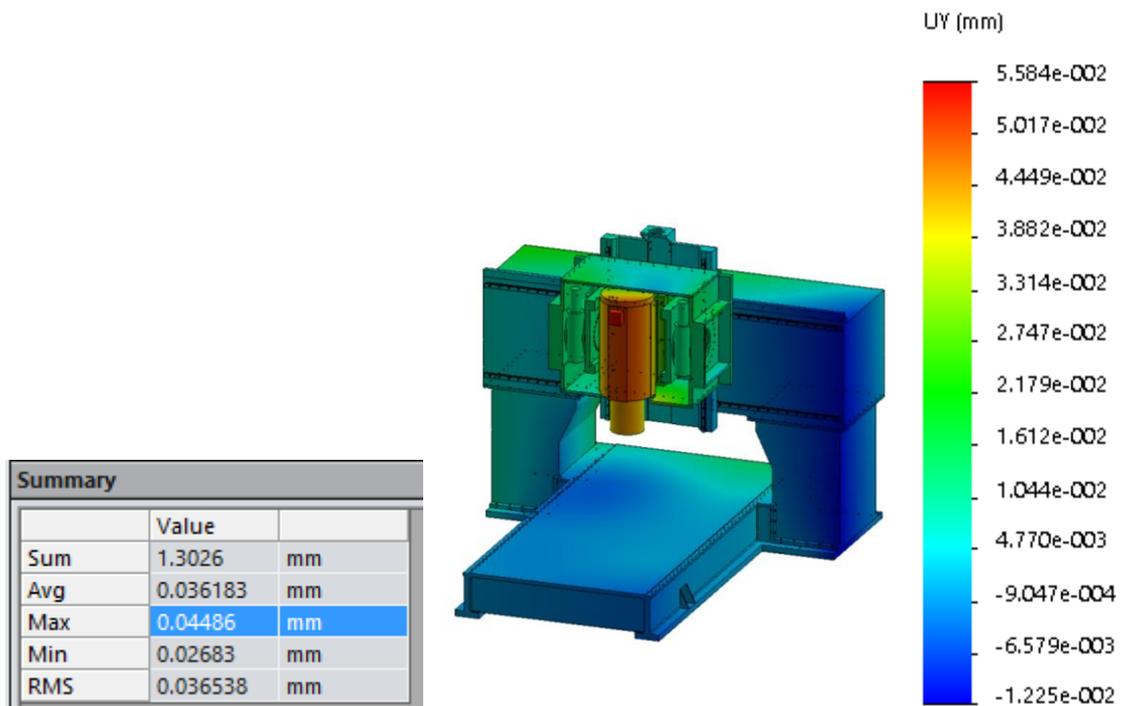


Figura 72: Análise dos deslocamentos verticais, segundo Z, do resultado final.

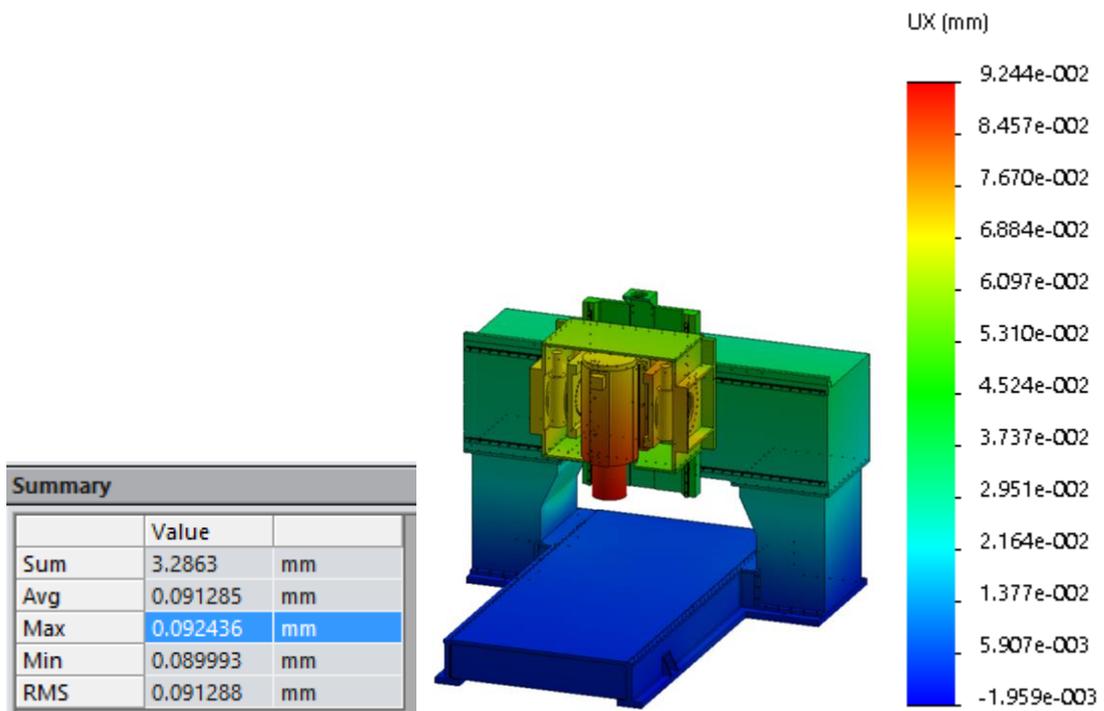


Figura 73: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo Y, do resultado final.

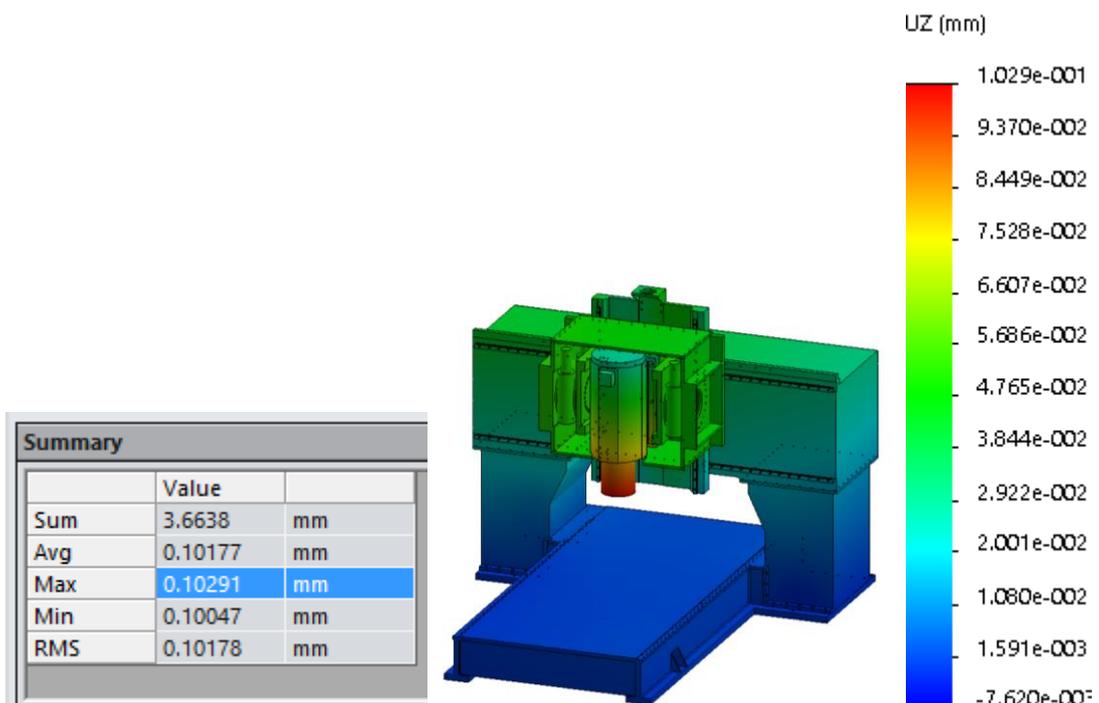


Figura 74: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo X, do resultado final.

Analisando a Figura 72, onde se mediu os deslocamentos verticais na extremidade do *spindle*, verificou-se uma deformação máxima de 0,05 mm e média de 0,04 mm. Na Figura 73 e Figura 74 mediram-se as deformações horizontais no mesmo ponto e é notável que as deformações ocorrem essencialmente no plano horizontal, sendo que em cada eixo do plano se verifica um deslocamento de, aproximadamente, 0,1 mm.

No final poder-se-á dizer que a precisão final do equipamento será bastante superior, uma vez que a montagem de cada componente não forma uma ligação rígida, pelo contrário, as ligações apresentam folgas, erros, que se vão traduzir numa liberdade de movimentos extra que não foi considerada neste ensaio.

De um modo geral é possível dizer que o equipamento se encontra praticamente definido em termos de design estrutural, faltando redesenhar alguns detalhes de modo a acomodar corretamente todos os componentes intervenientes, tendo em conta os erros de fabrico que se podem obter em termos de toleranciamento. A solução apresentada apresenta algumas nuances, como por exemplo: a precisão de ferramenta quando estão em causa as forças máximas que poderão ser desenvolvidas; a execução do pórtico uma vez que apresenta uma estrutura de reforço interior que poderá ser comprometedor em termos de construção.

3.8. Características finais do equipamento

Após todo o processo de desenvolvimento do equipamento a solução apresentada terá a capacidade de poder executar soldaduras com uma força vertical máxima de 50 kN. Na Figura 75 está representado o equipamento com as suas dimensões gerais, e nas Figuras 76, 77, 78e 79 é possível ver em detalhe alguns dos pormenores do equipamento.

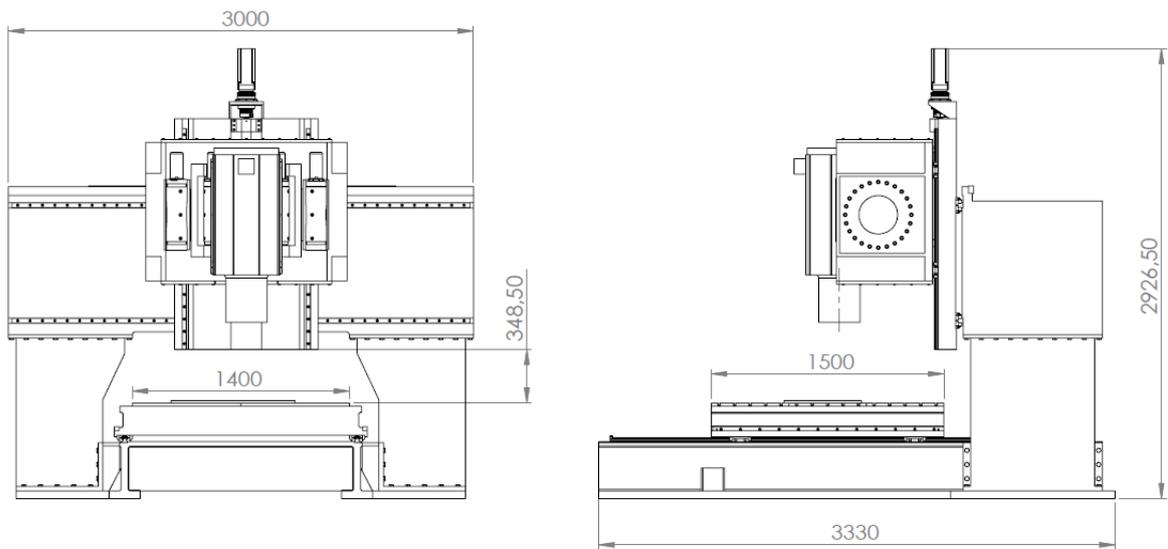


Figura 75: Dimensões gerais do equipamento.

Na Figura 76 está exposto em detalhe o mecanismo de rotação de *spindle*, onde é possível identificar elemento em “C” que faz a ligação entre os três *Slew Drives* e que suporta o *spindle*.

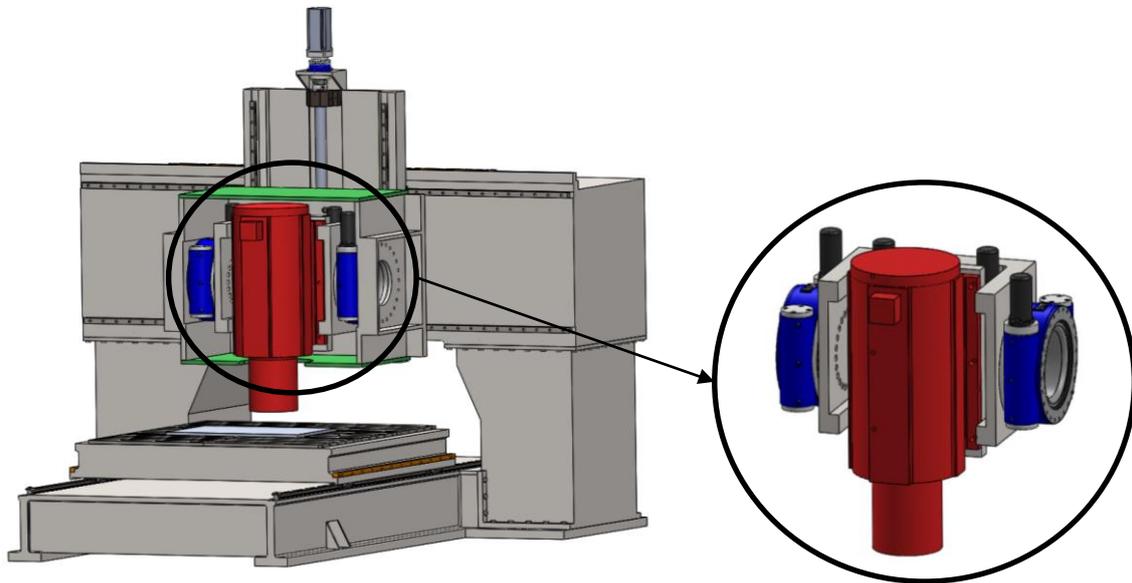


Figura 76: Exposição em detalhe do mecanismo de rotação do spindle.

A ligação do pórtico aos pilares é efectuada através de ligações aparafusadas, conforme está representado na Figura 77, pois estas ligações permitem uma maior liberdade de movimento na fase de montagem, ao contrário a ligação soldada, que uma vez feita a ligação é impossível fazer ajustes de forma a posicionar correctamente os diferentes elementos, o que pode originar em desalinhamentos de componentes desta forma causar problemas de ao equipamento (por exemplo: solicitações anómalas dos componentes, ocorrência de folgas indesejadas).

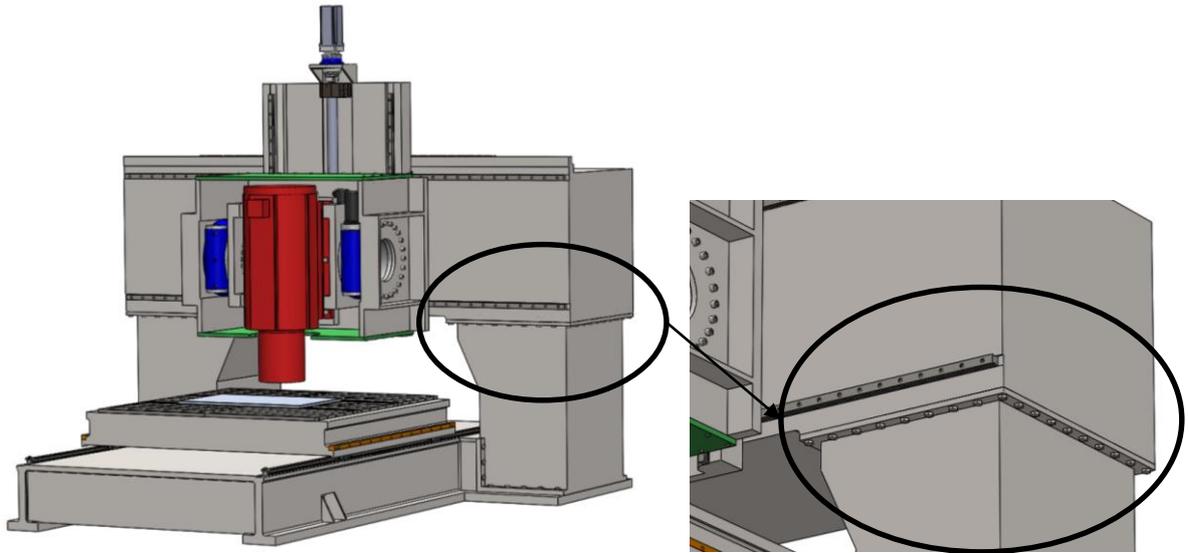


Figura 77: Exposição em detalhe da fixação do pórtico aos pilares.

A ligação dos pilares à base do equipamento também será feita através de ligações aparafusadas, Figura 78, pelas razões já referidas, uma vez que também não compromete a integridade do equipamento quando solicitadas.

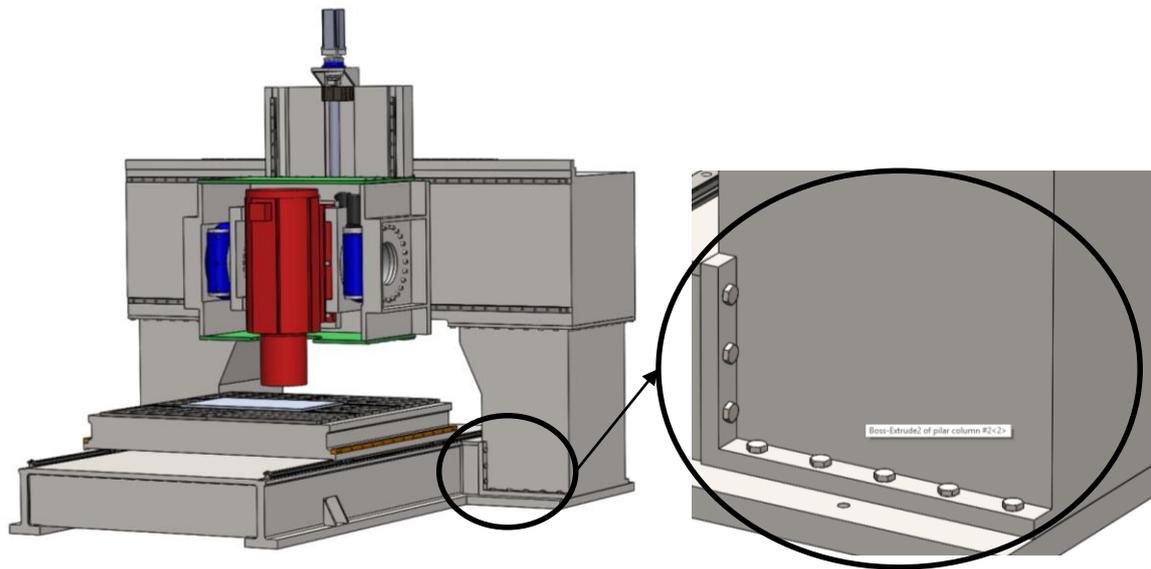


Figura 78: exposição em detalhe da fixação dos pilares à mesa base.

Na Figura 79, está representado o equipamento na sua posição mais baixa de soldadura e em detalhe a mesa de trabalho estudada, onde é possível identificar o mecanismo de movimento e guiamento. Uma vez que mesa de trabalho ainda não está totalmente definida, esta figura serve só para demonstrar o conceito da mesma.

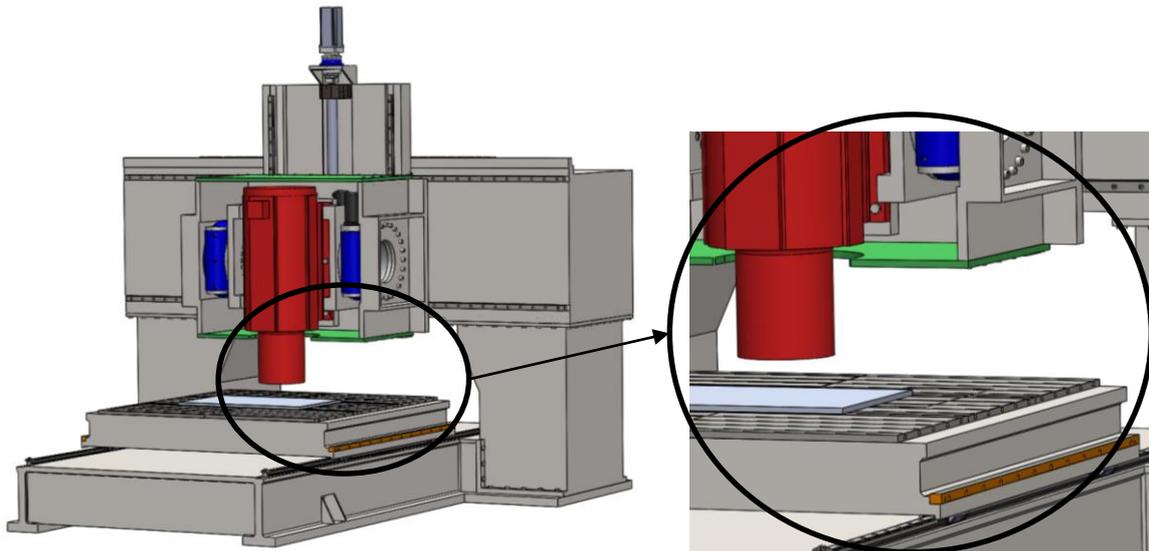


Figura 79: Exposição em detalhe da mesa de trabalho projectada.

A Tabela 32 apresenta um resumo geral das características finais do equipamento estudado.

Tabela 32: Características do equipamento

CARACTERÍSTICAS		UNIDADES	
ÁREA DE TRABALHO	1 500 × 1 400	<i>mm</i> ²	
GRAUS DE LIBERDADE	Eixos X/Y/Z e eixos A e B (±5° em cada)		
SPINDLE	Força axial	50	<i>kN</i>
	Velocidade de rotação	2 000	<i>rpm</i>
	Binário	200	<i>N.m</i>
PRECISÃO DA FERRAMENTA	0,5 ⁽¹⁾	<i>mm</i>	
CONTROLO	Posição ⁽²⁾		

(1) Quando em carga máxima de 50 *kN*. No entanto este valor poderá flutuar mediante as condições de montagem e qualidade do fabrico dos elementos estudados. Este valor também poderá ainda ser influenciado pela precisão dos *Slew Drives*.

(2) Para o posicionamento segundo a força vertical, terá que ser desenvolvido um equipamento para aplicar na mesa de trabalho para efectuar a leitura da força. Foram contactados alguns fornecedores sobre estes sensores, e embora tenham equipamentos para a aplicação em equipamento de FSW, devido ao *spindle* utilizado, não dá para aplicar no equipamento em estudo.

No final espera-se que seja possível o processamento de soldaduras de uma elevada gama de materiais. A Tabela 33 apresenta um resumo de alguns dos materiais que serão possíveis soldar com este equipamento, bem como as suas espessuras máximas, que são dependentes da capacidade do equipamento.

Tabela 33: Resumo de alguns materiais e respectivas espessuras possíveis de soldar com o equipamento estudado.

MATERIAIS	ESPESSURAS (<i>mm</i>)
AA 2000	8
AA 5000	9
AA 6000	16
AA 7000	8
Cobre	5
Aço (AISI 304L)	6
Aço (A36 / S275)	10
Aço Inox (2507 Super Duplex)	5

4. Sequência de montagem

Neste capítulo será exposto a sequência de montagem recomendada dos componentes, indicando apenas a sequência de montagem, Servirá também como forma de exposição dos detalhes do equipamento, não abordando os cuidados a ter relativamente a transporte e lubrificação, visto estar detalhado nos catálogos dos equipamentos.

4.1. Estrutura base do equipamento

Inicialmente dever-se-á proceder à montagem da estrutura do equipamento de forma a facilitar depois o posicionamento dos restantes componentes integrantes do equipamento.

Primeira fase será ligar a mesa base ao solo através dos apoios *Vibracon*® e alinhar a mesma. Na Figura 80 está representada a mesa base do equipamento e que servirá como base de fixação para todos os restantes componentes e elementos do equipamento final.

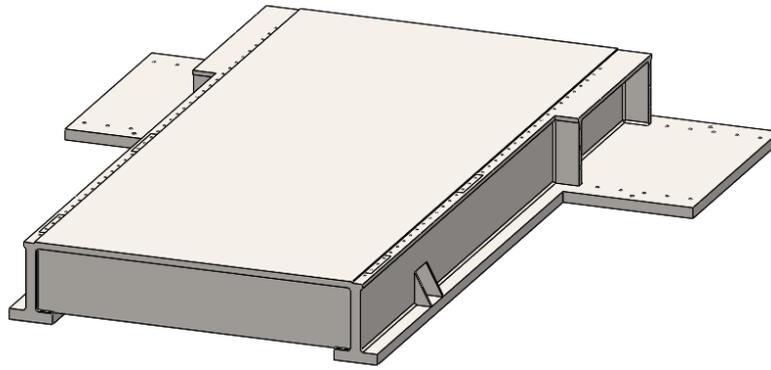


Figura 80: Mesa base.

Após o alinhamento da mesa base, segue-se o posicionamento dos pilares relativamente a esta, conforme está representado na Figura 81, alinhado da melhor forma possível as furações da mesa base e dos pilares.

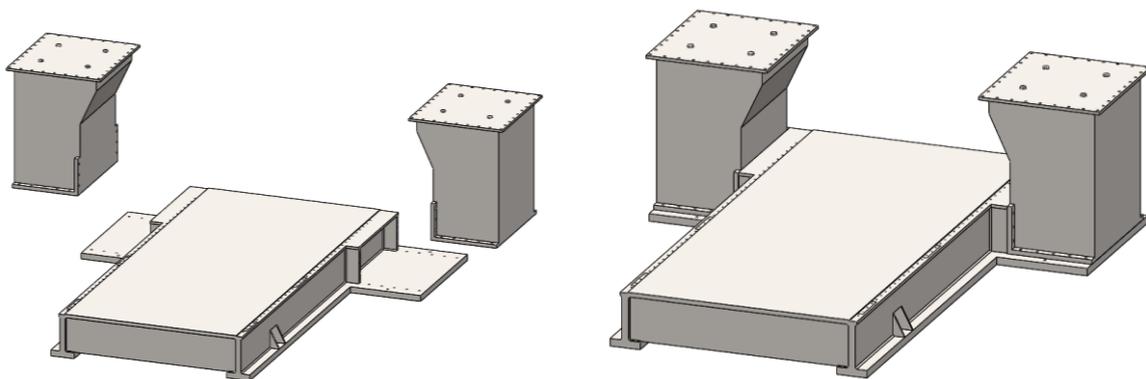


Figura 81: Posicionamento dos pilares em posição na mesa base.

Uma vez alinhados os pilares deverá proceder-se à sua fixação, Figura 82, alinhando o os pilares entre eles. De notar que esta fixação não deverá ser feita com os apertos finais dos parafusos, uma vez que podem ter que ser feitos alguns ajustes de forma a poder alinhar o pórtico.

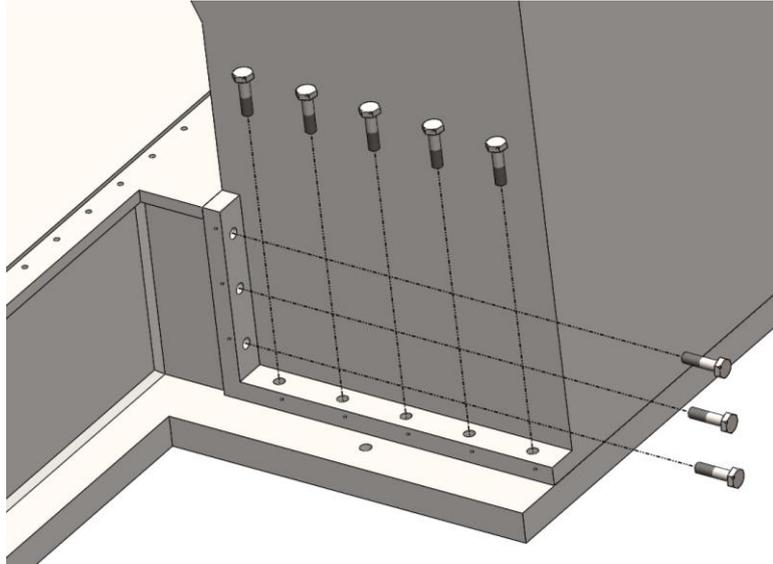


Figura 82: Fixação dos pilares à mesa base.

Uma vez fixados os pilares, tendo em consideração o que foi abordado no parágrafo anterior, segue-se posicionamento e alinhamento do pórtico, Figura 83.

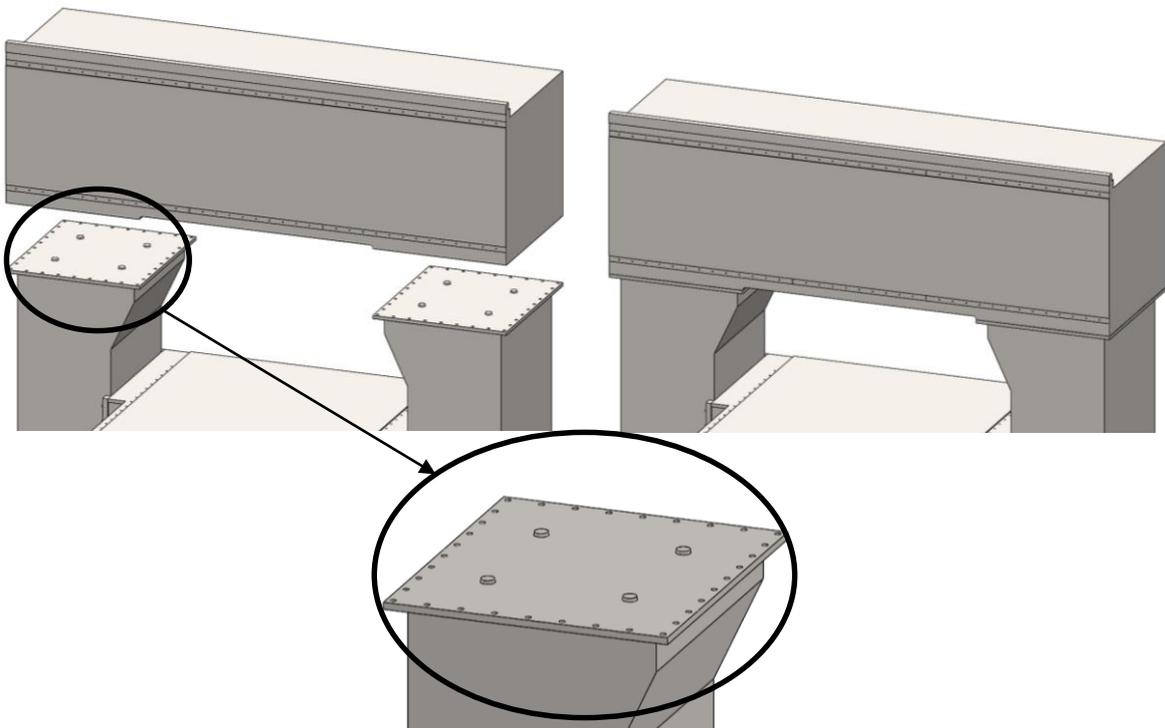


Figura 83: Posicionamento do pórtico nos pilares.

Estando o pórtico alinhado corretamente, de forma a que o eixo Y fique perpendicular ao eixo X, a fixação entre os pilares, o pórtico e a mesa base deverá ser efectuada com os devidos apertos de forma a que se possa considerar como definitiva. Na Figura 84 está representada a fixação entre o pórtico e os pilares.

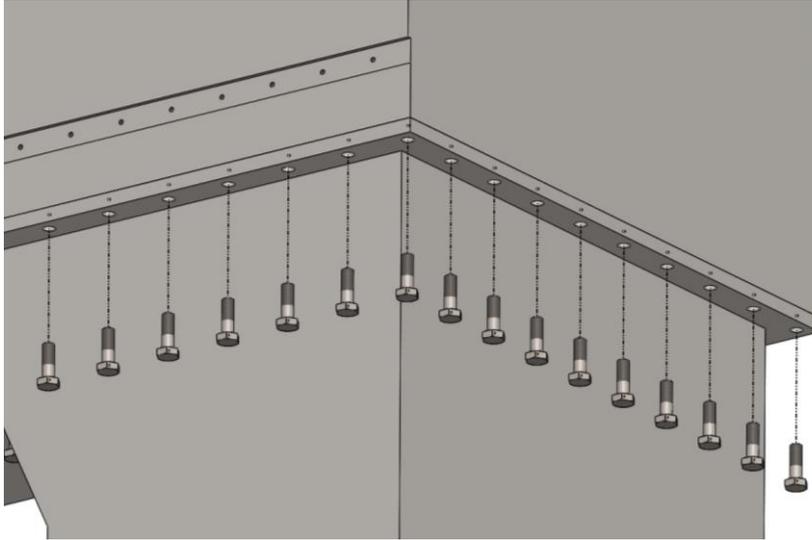


Figura 84: Fixação do pórtico aos pilares.

Neste ponto, a estrutura base estará definida e convém que seja bem efectuada pois é a base de todo o equipamento e desta forma qualquer erro pode ser crucial e afectar o seu desempenho. Na Figura 85 está representada a estrutura base do equipamento após a montagem entre a mesa base, os pilares e o pórtico.

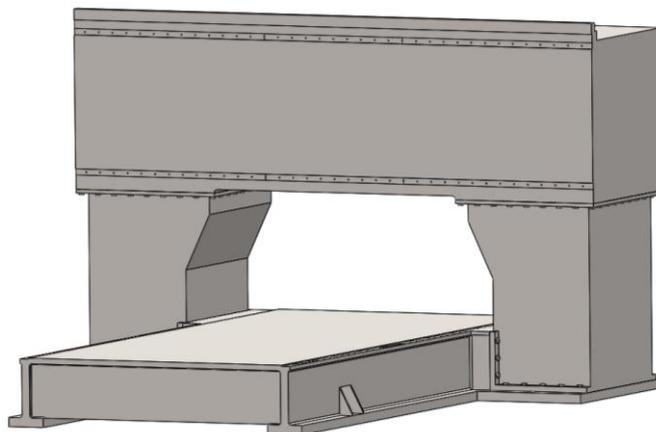


Figura 85: Estrutura base do equipamento.

4.2. Montagem das guias no pórtico

Após a montagem da estrutura base do equipamento, segue-se a montagem das guias horizontais, para o eixo Y, ao pórtico, conforme está exposto na Figura 86.

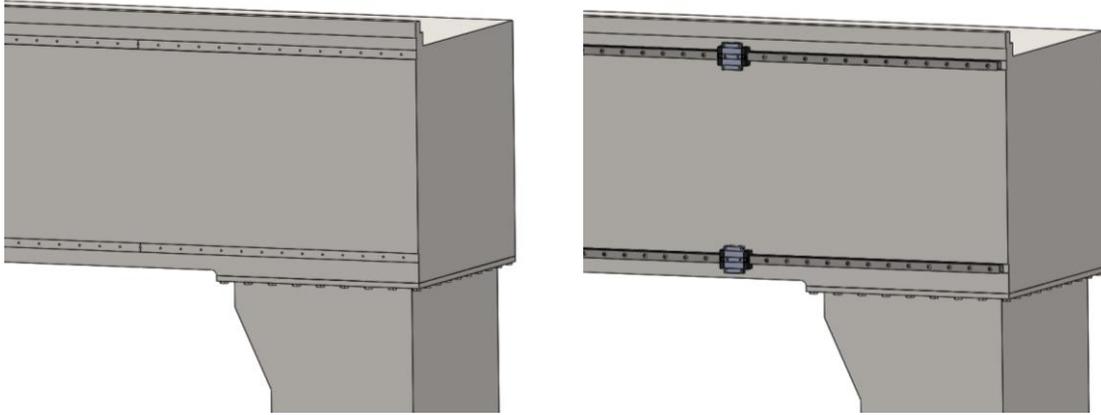


Figura 86: Montagem das guias ao pórtico.

Para a correcta montagem destes componentes serão feitas duas montagens diferentes, uma das guias ao pórtico e outra dos carros guias à placa guia vertical e horizontal. A fixação das guias ao pórtico, Figura 87, pode ser efectuada com, ou sem, a consideração das faces de referência, sendo que seja recomendado a sua utilização uma vez que uma vez em contacto vão contribuir para a rigidez da ligação. Contudo podem ocorrer erros na maquinagem das faces e estas virem desalinhadas, neste caso aconselha-se a que se deva proceder à fixação das mesmas tendo só em consideração a sua furação, sendo que o aperto não deverá ser o final, de forma a poder dar mais liberdade de movimento na sua montagem e alinhamento.

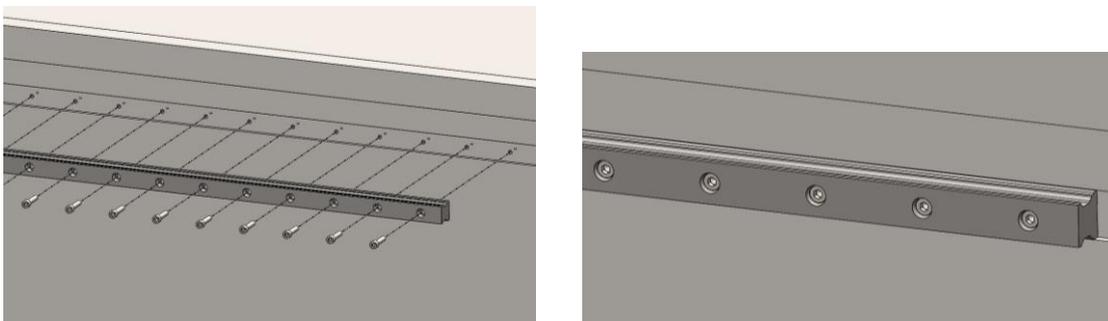


Figura 87: Fixação das guias horizontais ao pórtico.

A montagem dos carros-guia à placa guia vertical e horizontal, é efectuada tendo em consideração as faces de referência para o alinhamento dos mesmos, sendo posteriormente aparafusados na sua posição final, Figura 88. Estas faces de referência não é são tão relevantes quanto as das guias pois como o comprimento em causa é muito inferior o erro associado também o é.

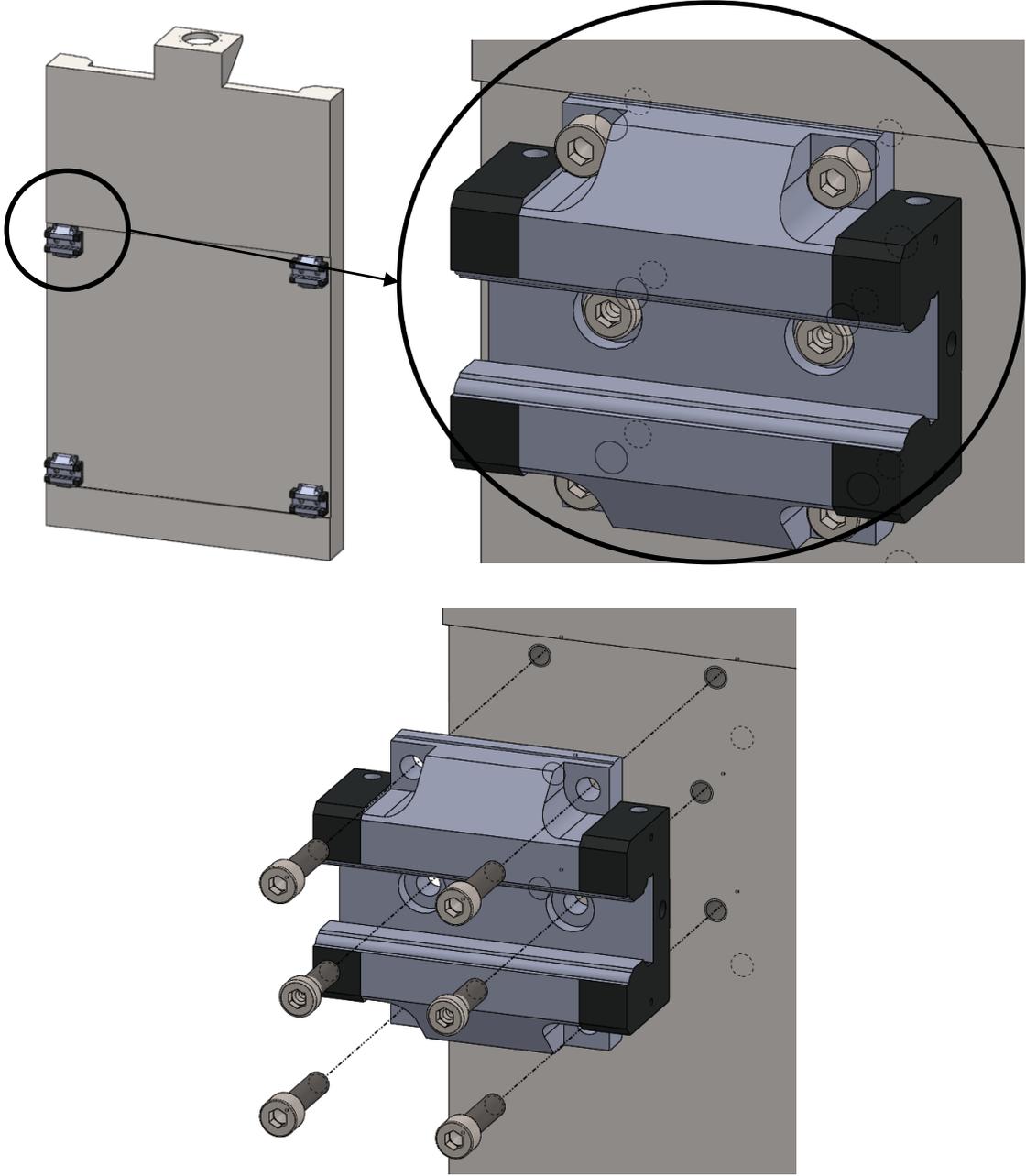


Figura 88: Montagem dos carros-guia à placa guia vertical e horizontal.

Uma vez os carros guias montados à placa guia vertical e horizontal, estes devem ser posicionados nas guias do pórtico, Figura 89, onde o esta deverá ser movimentada de forma a verificar se os alinhamentos estão correctos. Uma vez tudo alinhado pode-se efectuar um último aperto dos parafusos com o binário requerido de forma a assegurar o seu posicionamento final.

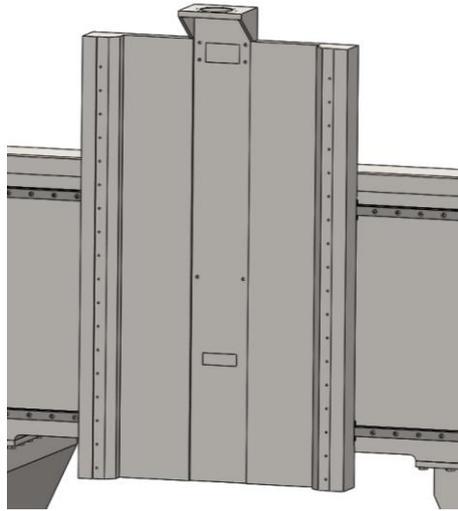


Figura 89: Posicionamento da placa guia vertical e horizontal nas guias do pórtico.

4.3. Montagem do fuso

A montagem do fuso deverá ser feita de acordo com a sequência seguinte, no entanto o acoplamento, redutor e motor só serão montados à posterior.

Inicialmente deverá proceder-se à montagem do fuso e os seus respectivos componentes conforme está exposto na Figura 90.

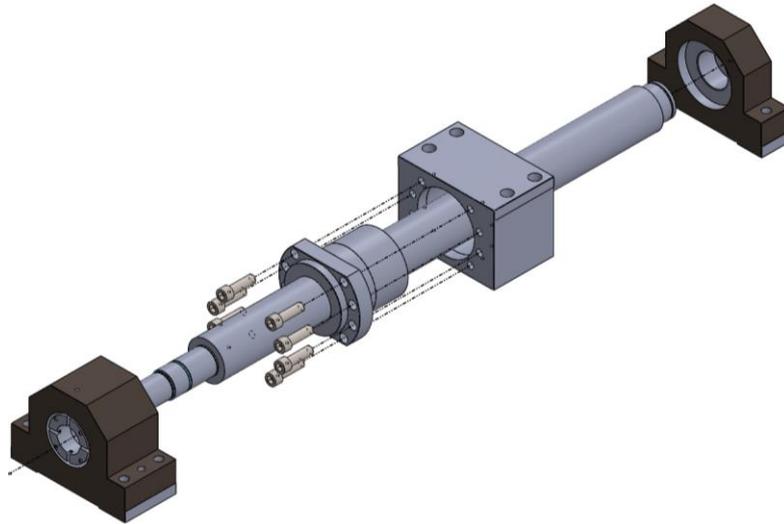


Figura 90: Componentes constituintes do fuso.

Uma vez o fuso montado este pode ser colocado na sua posição na placa guia vertical e horizontal, Figura 91. Este poderá ser já fixo na sua posição final, uma vez que quando se forem montar outros componentes o acesso será muito limitado, respeitando o seu alinhamento na vertical.

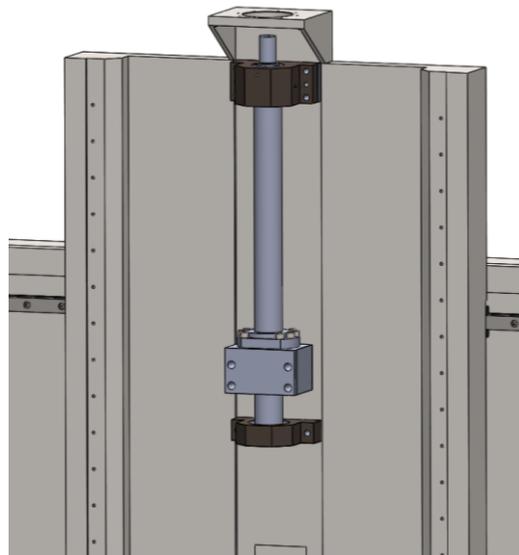


Figura 91: Posicionamento do fuso na placa guia vertical e horizontal.

Estando o fuso em posição pode-se passar à montagem da unidade motriz do fuso (motor + redutor + acoplamento), Figura 92. Estes podem ser montados em separado, não tendo que ser montados individualmente no equipamento. Nesta montagem não é necessário ter especial atenção ao alinhamento do veio do fuso com o veio do motor uma vez que o acoplamento utilizado é um acoplamento flexível e que abrange as tolerâncias de fabrico. A montagem destes equipamentos nesta fase permite uma maior segurança aquando da montagem dos restantes componentes de suporte do *spindle*, uma vez que o movimento é bloqueado pelo motor, no entanto também pode ser desvantajoso para o alinhamento das guias verticais caso seja pretendido mover a caixa de suporte do *spindle* livremente para verificar o alinhamento.

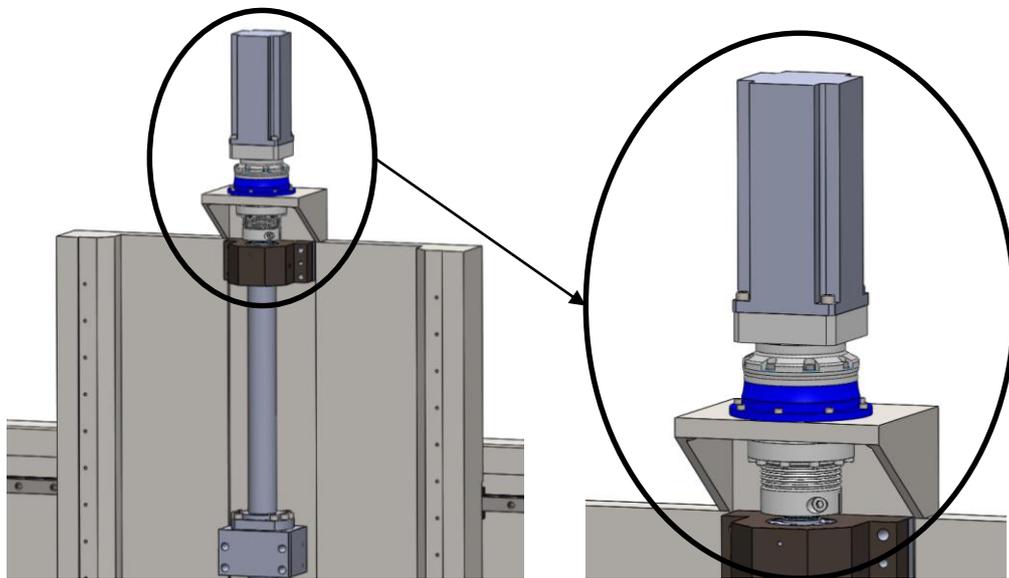


Figura 92: Montagem do motor, redutor e acoplamento ao fuso.

4.4. Montagem das guias verticais

O processo de alinhamento das guias é crucial pois envolve a combinação do alinhamento entre guias, fuso e carros-guia. Se bem efectuada, assegura-se assim o seu correcto funcionamento, evitando sobrecargas ou desalinhamentos de cargas nos respectivos componentes.

A montagem das guias verticais segue o mesmo procedimento da montagem das guias horizontais do pórtico. Estas deverão ser posicionadas na placa guia vertical e horizontal, Figura 93, em que o aperto dos parafusos deve ser moderado permitindo alguma liberdade de movimento à guia para o seu correcto alinhamento.

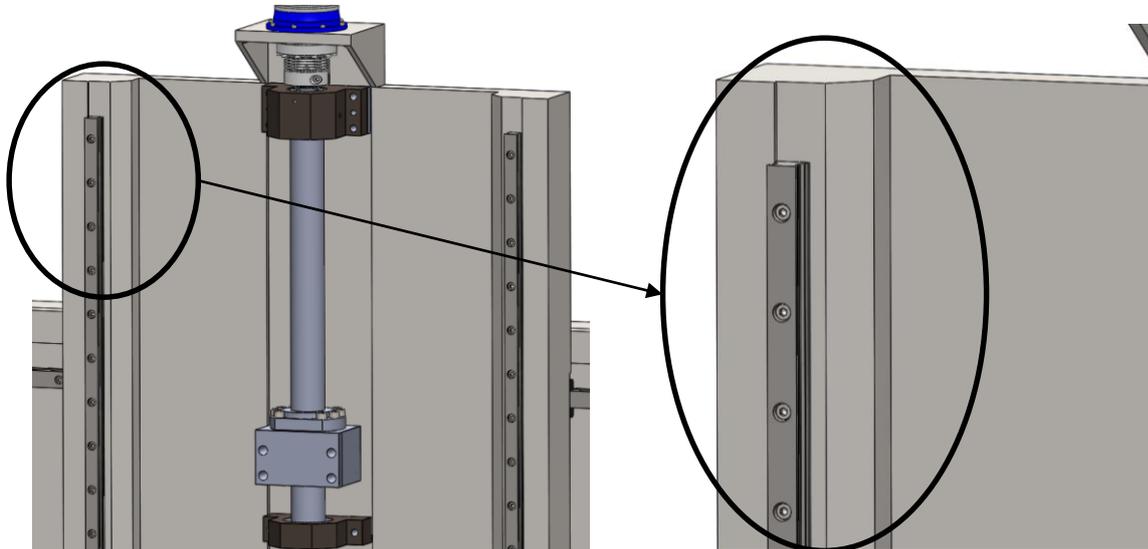


Figura 93: Montagem das guias verticais.

A montagem dos carros-guia à caixa de suporte do *spindle*, Figura 94, é efectuada tendo em consideração as faces de referência para o alinhamento dos mesmos, sendo posteriormente aparafusados na sua posição final, conforme já foi descrito anteriormente na montagem das guias horizontais do pórtico.

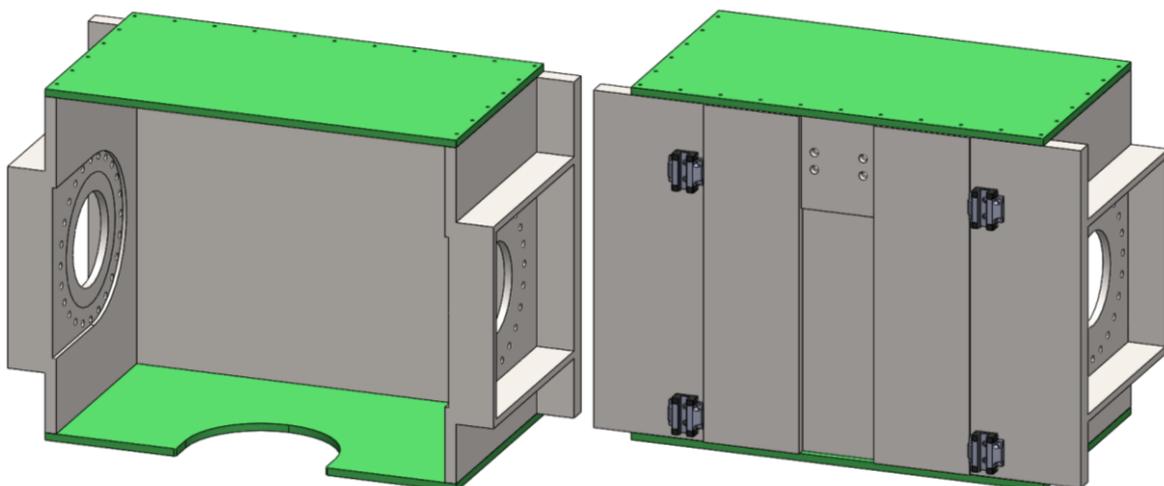


Figura 94: Montagem dos carros guia à caixa de suporte do spindle.

Estando fixos os carros-guia na caixa de suporte do *spindle*, esta pode ser montada nas guias verticais, Figura 95. Uma vez posicionada nas guias deve ser feita a fixação do suporte de porca do fuso à caixa de suporte do *spindle*.

Como o fuso já foi alinhado corretamente na vertical, a caixa de suporte do *spindle* deve ser movimentada ao longo das guias de forma a assegurar o seu correcto posicionamento e dar o aperto final das guias para garantir o alinhamento pretendido.

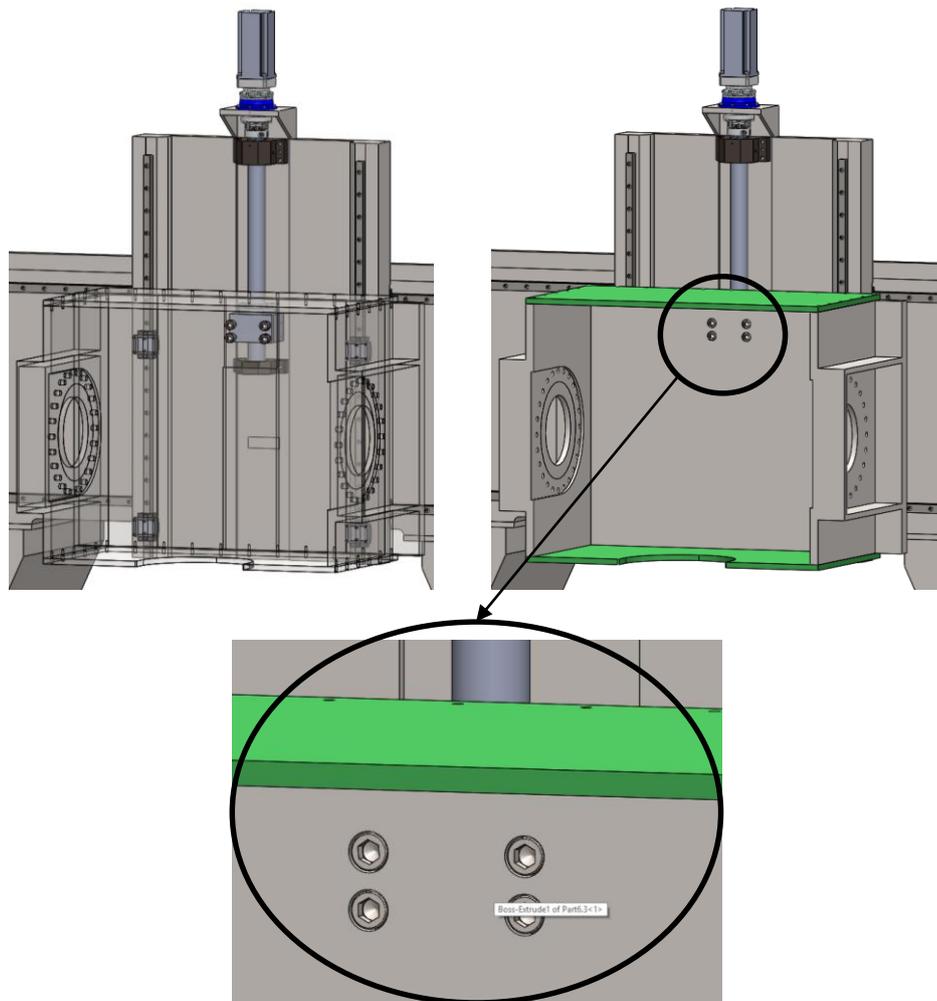


Figura 95: Montagem da caixa de suporte do spindle.

4.5. Montagem do Conjunto do Spindle

A montagem deste conjunto consiste na montagem de três subconjuntos conforme pode ser visto na Figura 96. Inicialmente procede-se à montagem do *spindle* e do *Slew Drive* à placa base de ligação do *spindle*; de seguida à montagem dos dois *Slew Drives* ao elemento em “C”; no final montam-se estes dois subconjuntos à caixa de suporte do *spindle*.

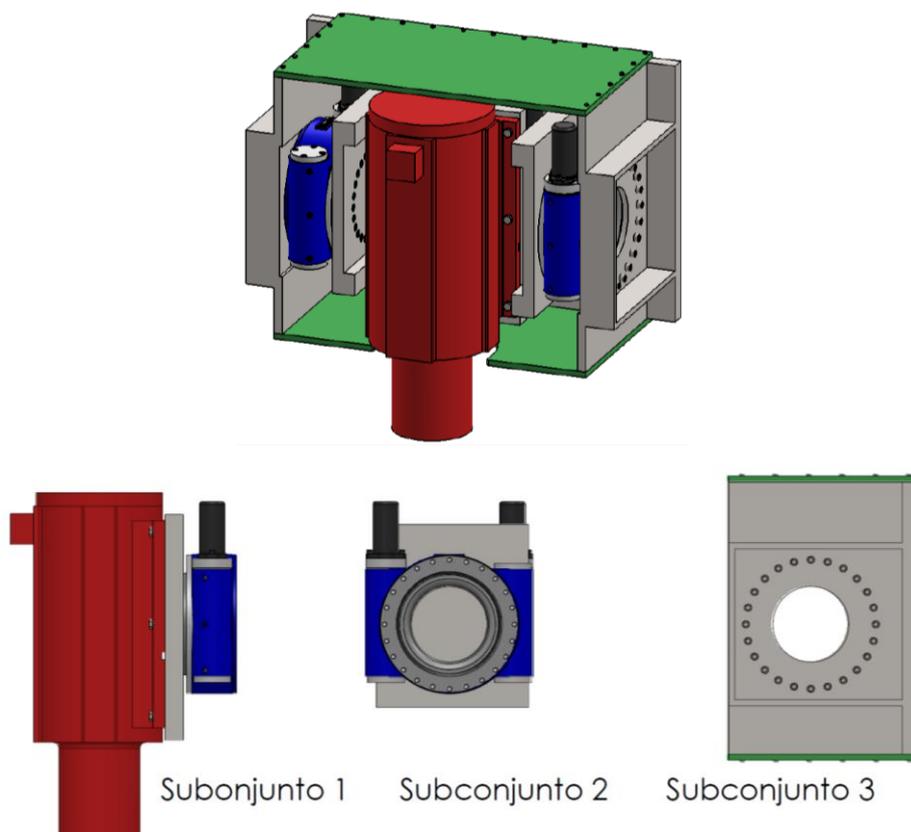


Figura 96: Representação dos subconjuntos para o suporte do spindle.

Na montagem do subconjunto 1 deverá proceder-se inicialmente à montagem do *Slew Drive* à placa base de ligação do *spindle*, Figura 97, seguida da montagem do *spindle* à placa base de ligação do *spindle*, Figura 98.

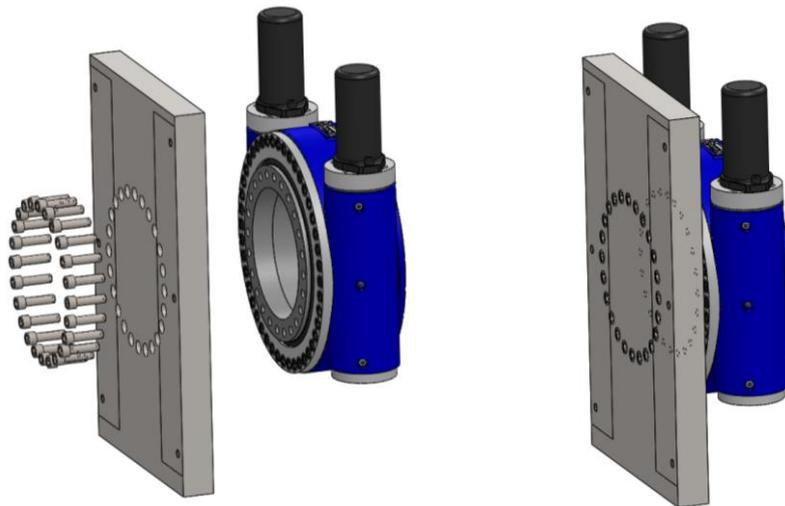


Figura 97: Montagem do Slew Drive à placa base de ligação do spindle.

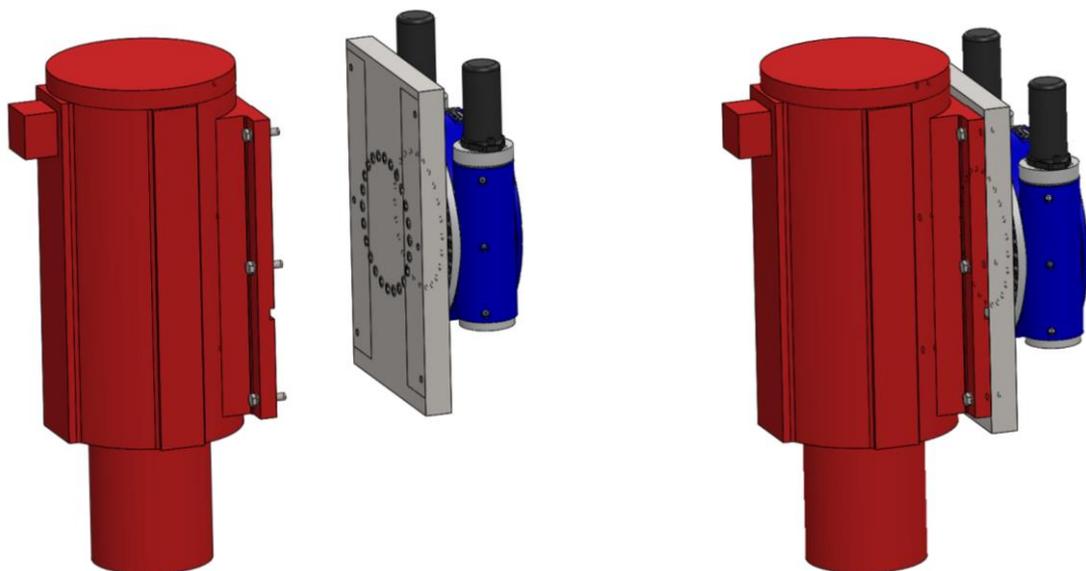


Figura 98: Montagem do spindle à placa base de ligação do spindle.

A montagem do subconjunto 2, consiste na montagem dos dois *Slew Drives* ao elemento “C” conforme está representado na Figura 99.

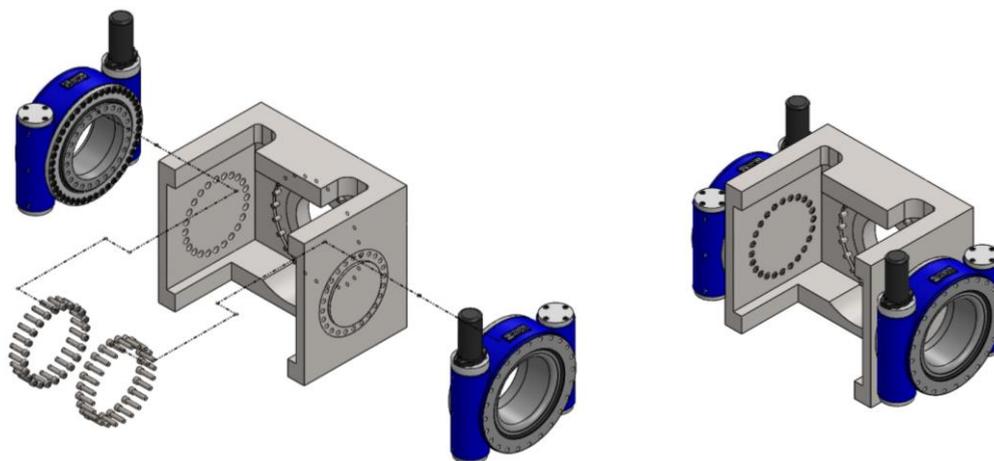


Figura 99: Representação da montagem dos dois Slew Drive ao elemento “C”

De seguida monta-se o subconjunto 1 com o subconjunto 2, conforme indicado na Figura 100.

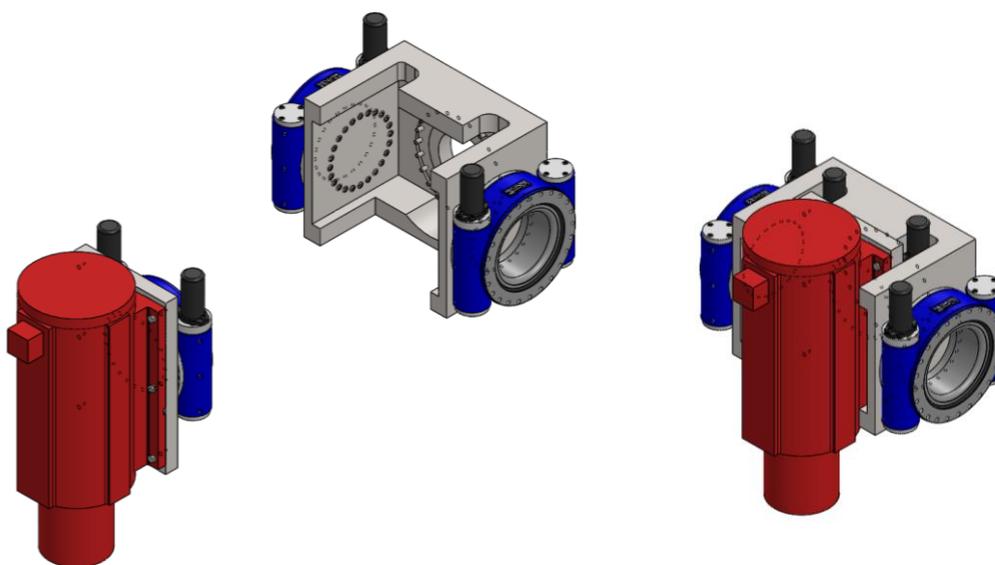


Figura 100: Montagem dos Subconjuntos 1 e 2.

Por fim proceder-se-á à montagem dos subconjuntos 1 e 2 ao subconjunto 3, como está representado pela Figura 101.

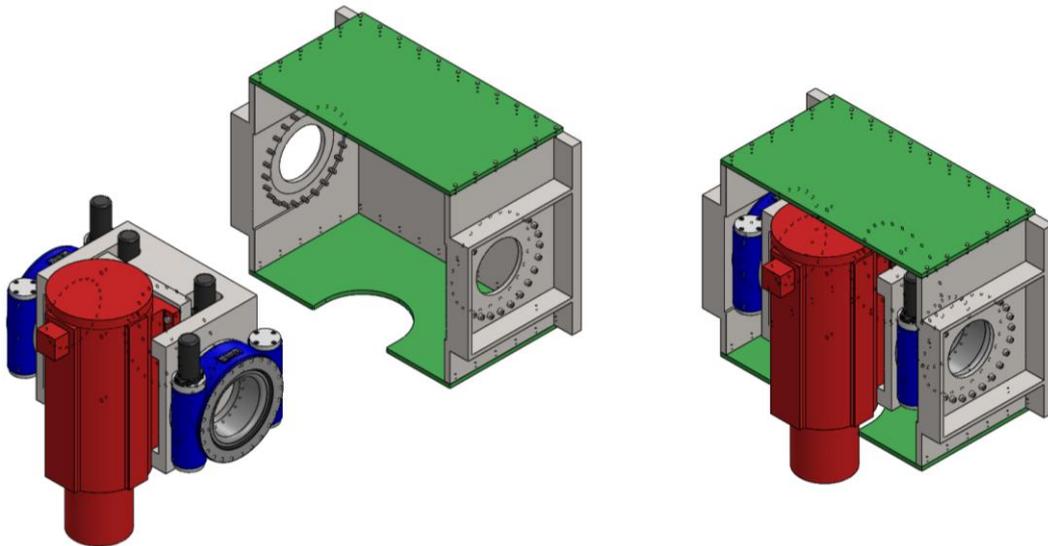


Figura 101: Montagem final do conjunto do spindle.

Na Figura 102 é possível ver o subconjunto 3 em maior detalhe, onde é possível identificar os seus constituintes, entre eles os tampos (representados a verde) que são aparafusados à sua estrutura base. Está representado em detalhe a face de referência para a fixação dos *Slew Drives* à caixa de suporte do *spindle*. Esta não cobre toda a face de contacto dos *Slew Drives* para que seja possível a montagem do conjunto total.

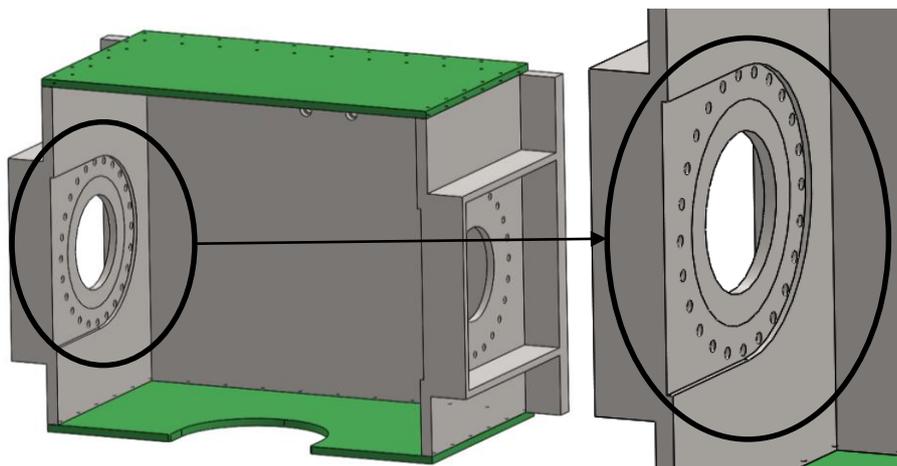


Figura 102: Exposição em detalhe da face de referência na caixa de suporte do spindle para a ligação do Slew Drive.

4.6. Montagem da mesa de trabalho

A montagem da mesa de trabalho segue a mesma sequência que da montagem da caixa de suporte do *spindle* e da placa guia vertical e horizontal, já referidas anteriormente. Apesar de esta mesa de trabalho não ser a que poderá ser eventualmente utilizada a sequência de montagem é na mesma aplicável uma vez que envolve a montagem dos mesmos componentes, caso se mantenha o uso do sistema pinhão + cremalheira para o movimento.

Para a montagem dos carros-guia à mesa base, estes deverão ser posicionados e fixos, tendo em consideração as faces de referência, Figura 103.

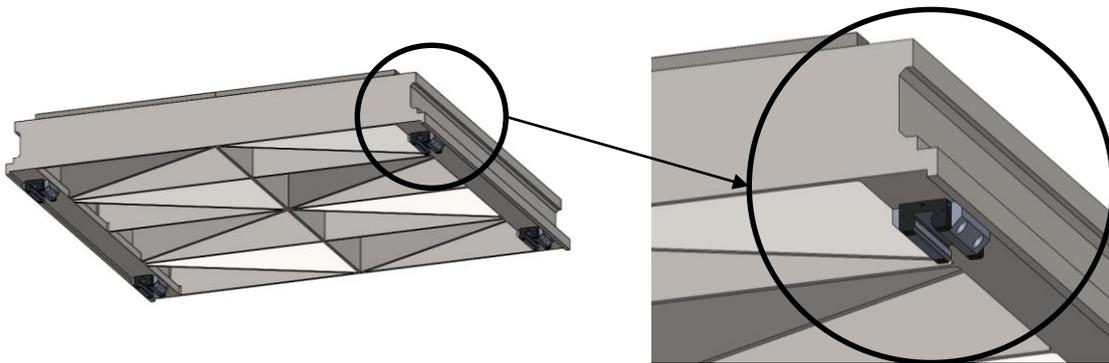


Figura 103: Montagem dos carros-guia à mesa de trabalho.

A montagem da cremalheira à mesa de trabalho poderá ser feita com ou sem a mesa de trabalho montada no equipamento, uma vez que o acesso à mesma não se encontra limitado em ambos os casos com o desenho da mesa estudada. Contudo se o desenho da mesa for diferente e estas ficarem num local inacessível após a mesa montada na estrutura, a montagem deverá ser efectuada enquanto o acesso é facilitado. Na Figura 104, está representada a montagem da cremalheira à mesa de trabalho.

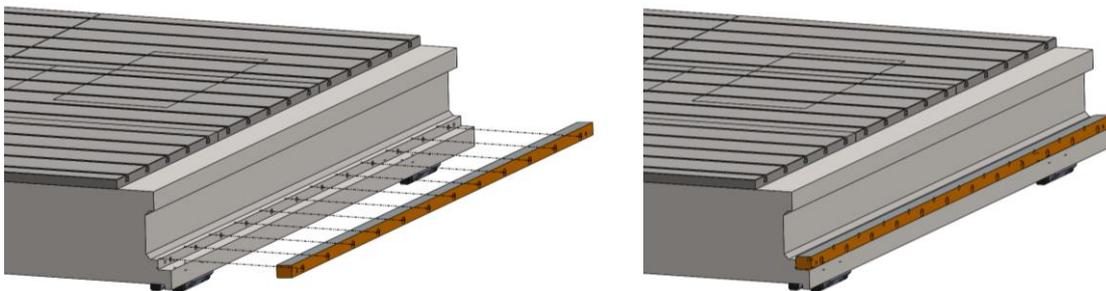


Figura 104: Montagem da cremalheira à mesa de trabalho.

Na montagem das guias estas deverão ser colocadas na sua posição utilizando as faces de referência e aparafusadas de forma a manter o seu alinhamento mas dando alguma liberdade de movimento para posteriores ajustes de alinhamento que poderão ser feitos. A Figura 105 expõe a posição das guias horizontais da mesa de trabalho na mesa base da estrutura.

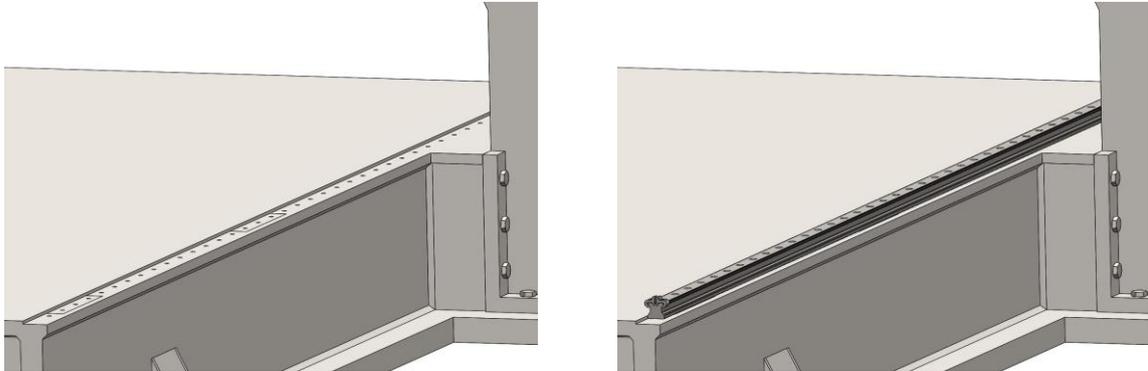


Figura 105: Montagem das guias à mesa base.

Por fim a mesa deverá ser colocada em posição nas guias, Figura 106. Uma vez em posição esta deverá ser movida ao longo das guias e confirmar o alinhamento dando um último aperto dos parafusos para a fixação final.

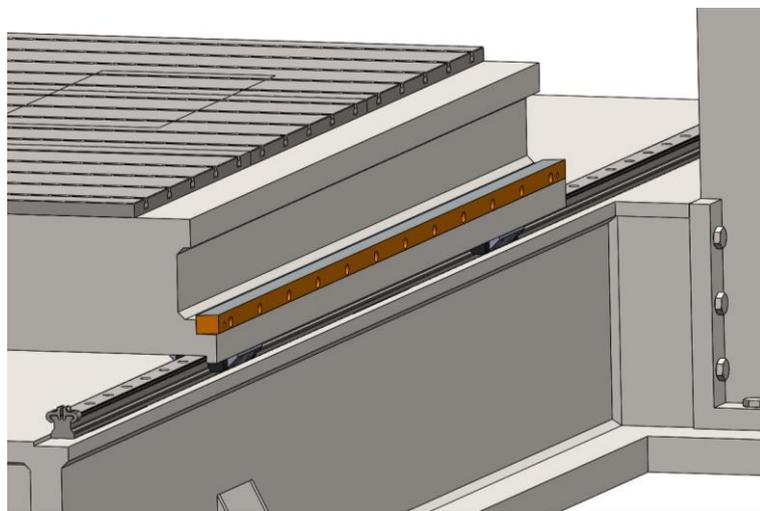


Figura 106: Montagem da mesa de trabalho à mesa base.

5. Orçamentação

Na Tabela 34 está exposto em detalhe os custos previstos para a construção do equipamento estudado. Contudo só estão apresentados os custos de alguns dos componentes.

Tabela 34: Orçamentação.

NÚMERO	DESIGNAÇÃO	QUANTIDADE	PREÇO [EUR]
1	FUSO C/PORCA FED-E-B 63x20Rx6.5-8	1	1 459,03
2	APOIO DE FUSO FIXO SEB-F-A 40	1	1 492,25
3	APOIO DE FUSO FLUT. SEB-L-S 50	1	399,21
4	APOIO DE PORCA MGD	1	140,89
5	REDUTOR TP025S-MF2-50-0E1/	1	1 785,00

NÚMERO	DESIGNAÇÃO	QUANTIDADE	PREÇO [EUR]	
6	ACOPLAMENTO BK8/150/40/72	1	407,01	
7				
8	SLEW DRIVE (sem motor)	WD-H 0373/3-00039	1	5 085
9		WD-H 0373/3-00040	1	5 740
10		WD-H 0490/3-00025	1	7 897
11				
12	SPINDLE	1	43 500,75 (\$ 49 640)	
13	⁽¹⁾ MATERIAL BASE (S235JR)	Aprox. 11 769 <i>kg</i>	105 930	
14				
15	⁽²⁾ MESA RASURADA EM “T” 700 × 500 <i>mm</i>	6	874,00 (cada)	

(1) Este valor teve em consideração o custo de 3 euros por quilograma de S235JR, ao qual foi considerado um factor de 3 para custos de soldadura e outro factor de 3 para custos de maquinação.

(2) Mesas rasuradas consideradas para o projecto da mesa de trabalho.

Tendo em consideração os componentes apresentados na Tabela 34, o custo do equipamento é de aproximadamente 184 000 euros (considerando a utilização de três *Slew Drives* WD-H 0490/3-00025 e as mesas rasuradas em “T”), contudo este valor não será o custo real do

equipamento. Para que o orçamento total do equipamento possa estar concluído, falta ainda acrescentar o custo de mais alguns equipamentos, nomeadamente:

- Os apoios Vibracon®;
- Os redutores e cremalheiras para os movimentos em X e Y;
- A mesa de trabalho (se encomendada);
- Os equipamentos Bosch Rexroth® (Guias, carros-guia);
- O custo dos parafusos, anilhas, etc.
- A componente elétrica (esteiras, cabos, etc.);

6. Conceito alternativo

Neste capítulo será exposto uma alternativa ao conceito inicial do projecto. Esta alternativa surge na medida de apresentar opções de forma a combater algumas desvantagens relativamente ao conceito de equipamento apresentado e estudado, nomeadamente a posição do *spindle*, fazendo com que este fique mais próximo do pórtico, bem como reduzir o número de componentes intervenientes no equipamento, resultando num equipamento simplificado e desta forma a rigidez do equipamento será superior resultado num aumento da precisão da ferramenta.

A alternativa que se propõe é a anulação da variação do angulo da ferramenta em $\pm 5^\circ$ nos eixos A/B e desta forma a necessidade da utilização dos *Slew Drives*. Esta alteração resulta num conjunto mais leve e robusto, uma vez que não necessita de tantos elementos estruturais para o suporte do *spindle*. Com uma estrutura mais simplificada e compacta gera-se mais vantagens aquando da montagem e manutenção do equipamento, facilitando acessos às ligações dos componentes bem como o roteamento das ligações eléctricas dos mesmos.

Na Figura 107 são visíveis as alterações efectuadas relativamente, onde é possível ver a comparação entre o conceito apresentado e estudado e o conceito alternativo. O conceito alternativo, para além de ter menos componentes, permite a construção de um pórtico de menores dimensões o que em termos de montagem se pode tornar mais vantajoso.

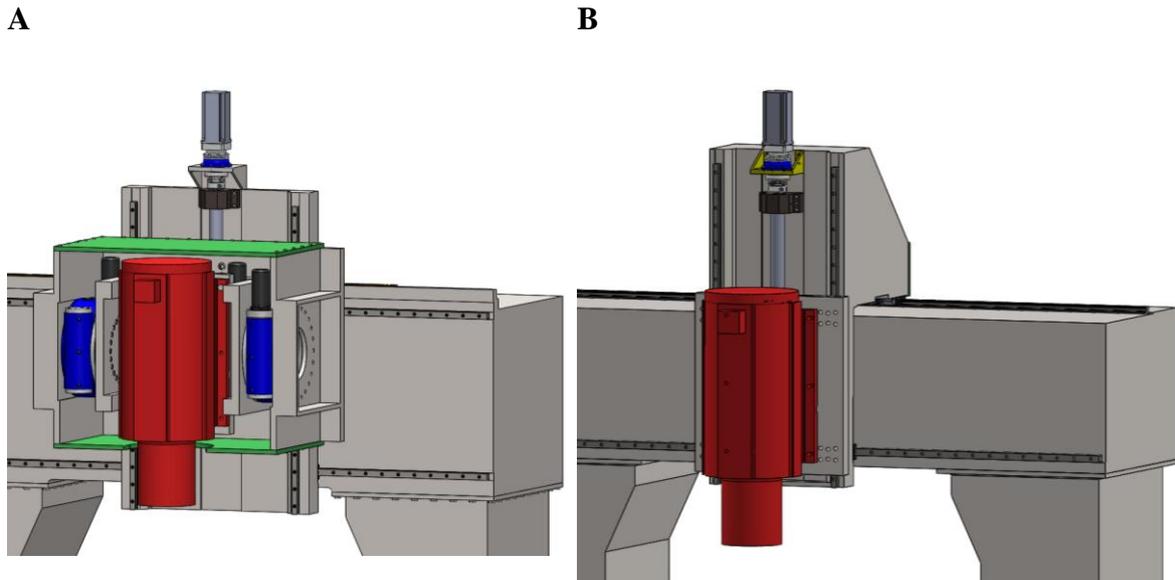


Figura 107: Esquema representativo da alteração ao conceito inicial do equipamento. A) Conceito inicial; B) Conceito alternativo.

De um modo geral o conceito alternativo apresenta ter, aproximadamente, a mesma precisão que o conceito inicial, Figura 108.

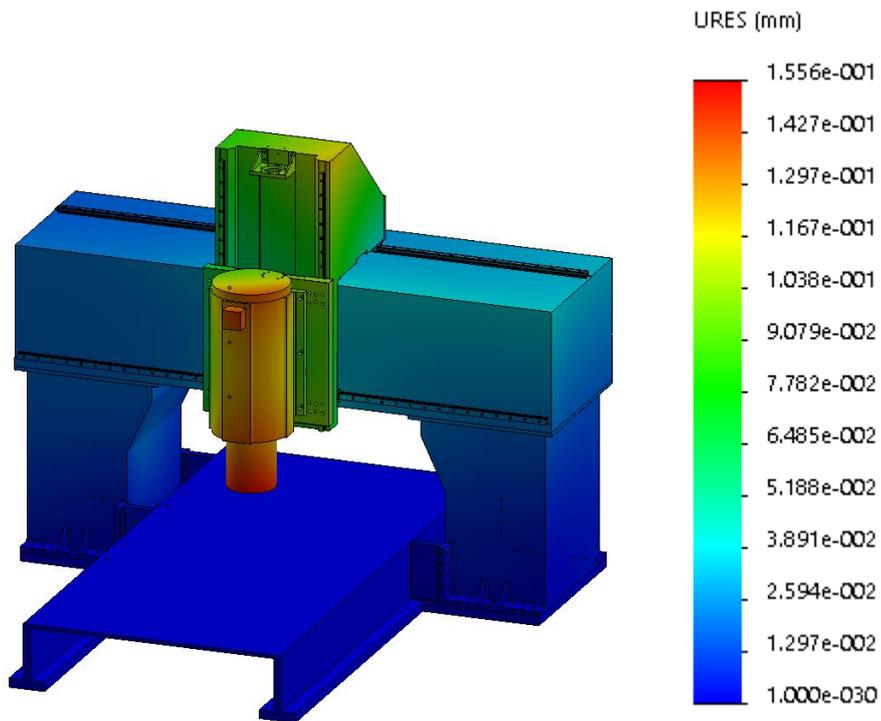


Figura 108: análise dos deslocamentos totais do conceito alternativo.

Contudo, quando analisando os deslocamento no plano horizontal, Figura 109 e Figura 110, verifica-se uma redução algumas centésimas de milímetro nos deslocamentos no plano.

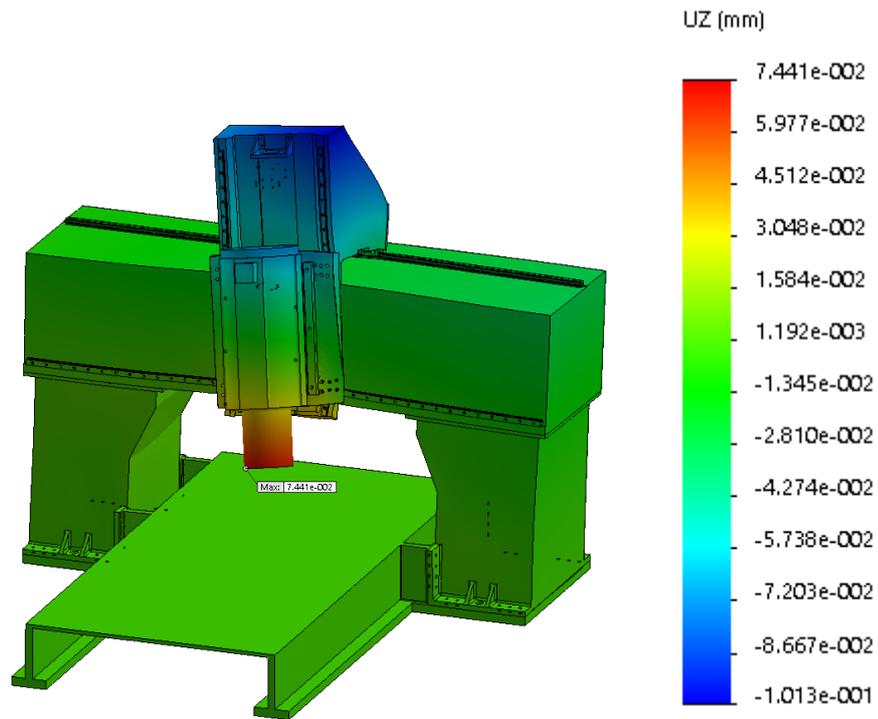


Figura 109: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo X, do conceito alternativo

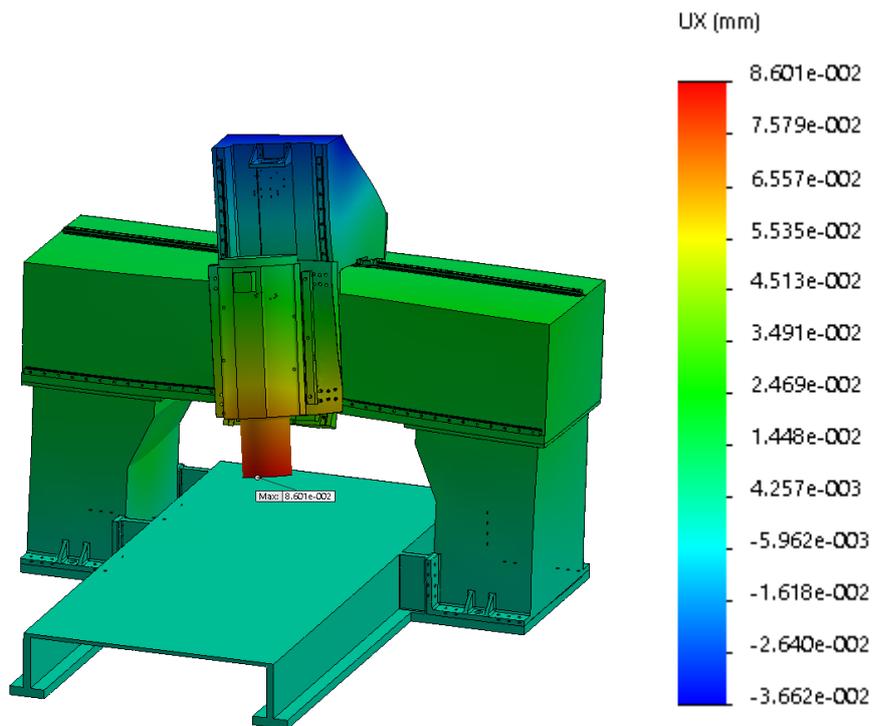


Figura 110: Análise dos deslocamentos horizontais, segundo Y, do conceito alternativo

Este conceito poderá ser viável, uma vez que não compromete a precisão do equipamento, tendo menos componentes, fica mais económico, e pode ainda ser desenvolvido de forma a que se consiga aumentar ainda mais a rigidez total do equipamento.

7. Conclusões e trabalhos futuros

7.1. Conclusões

O desenvolvimento deste projecto foi um bom desafio para a minha formação de engenharia, na medida em que foram aprofundados os conhecimentos ao nível do processo de friction stir welding, bem como a nível de projecto de equipamentos mecânicos.

Como foi possível de verificar na descrição do processo efectuada, a soldadura por FSW é um processo de soldadura que requer bastante dos equipamentos em que esta é processada, nomeadamente a sua rigidez estrutural, pois são desenvolvidas cargas em magnitudes consideráveis. No entanto este é um processo recente o que faz com que grandes avanços e inovações estejam a ser levadas a cabo por várias entidades, o que faz com que a necessidade do desenvolvimento de equipamentos capazes para este processo também o sejam.

Este projecto tinha como objectivo principal o estudo de um equipamento de processamento de soldaduras por FSW, utilizando componentes já disponíveis no INEGI e maximizando a sua performance para a aplicação. Este objectivo foi cumprido através da análise da capacidade dos componentes e estudando vários mecanismos que se pretendem utilizar para os movimentos de forma a poder incorporar da melhor forma esses mesmos componentes.

O projecto deste equipamento também tinha em vista a incorporação do sistema de controlo de força da ferramenta, no entanto o design construtivo do spindle não é favorável à incorporação deste método de controlo o que faz com este objectivo não tenha sido alcançado.

No desenvolvimento de um projecto como este, o seu progresso não depende unicamente do projectista uma vez que, para se encontrar a solução real, é necessário contactar fornecedores relativamente à utilização de determinados componentes. É um processo demorado e que nem sempre se obtém as respostas de imediato, o que implica um consumo de tempo considerável à espera de respostas, na análise das várias soluções apresentadas e na selecção das soluções que mais se adequam à aplicação em causa. Esta foi sem dúvida a grande limitação relativamente ao estado actual do projecto, em que a demora da resposta relativamente aos sistemas motrizes utilizados nos eixos X e Y, faz com que a Mesa de Trabalho, a Mesa Base o Pórtico e a Placa guia vertical e horizontal não estejam finalizadas, uma vez que ainda são desconhecidas as dimensões e fixações necessárias para os equipamentos dos sistemas motrizes. Desta forma as simulações realizadas foram de uma forma geral para ter uma previsão da dimensão estrutural, o tipo de ligações efectuadas, e os equipamentos utilizados e desta forma construir uma orçamentação geral com os custos previstos para o equipamento.

Em suma, o estudo efectuado resultou num equipamento com a capacidade de produção de uma força vertical de 50 kN , numa área de trabalho de $1\,500 \times 1\,500\text{ mm}^2$, o que se traduz na capacidade de soldar chapas, por exemplo de 15 mm de AA 6061 – T6. O facto de se ter optado pela realização de um pórtico rígido foi devido ao facto do aumento de rigidez e estabilidade de todo o equipamento que será dado pela mesa base que uma vez fixa servirá de ponto de apoio para a restante estrutura. A mesa de trabalho será móvel e deslizará sobre a mesa base, sendo os restantes dois movimento suportados no pórtico. Em detalhe a estrutura é constituída por elementos produzidos por soldadura e maquinagem, sendo que depois a ligação desses mesmo elementos será feita por aparafusamento de forma a que sejam possíveis alinhamentos aquando da montagem, uma vez que o fabrico está sujeito a erros o que vai permitir um maior grau de liberdade de movimentos reduzindo assim problemas de alinhamento.

7.2. Trabalhos futuros

Para a continuação do desenvolvimento deste projecto seria uma mais-valia a análise do conceito alternativo proposto uma vez que a redução de custos será significativa, pois recorre-se de menos componentes e apresenta a potencialidade de apresentar menores dimensões, resultando num equipamento mais leve.

Seria também bastante interessante a análise sobre a utilização de um *spindle* com uma diferente construção, como por exemplo um *spindle* movido através de correias, o que poderia ser uma excelente opção uma vez que a ferramenta poderia ficar mais próxima do pórtico e desta forma reduzir os esforços de torção existentes. Esta alteração também poderá ser vantajosa para a incorporação de um sensor de força de forma a poder possibilitar o controlo de força ao equipamento.

Em termos de optimização da estrutura, seria conveniente a análise da mesa base e da mesa de trabalho. Esta análise consiste na alteração da posição dos carros-guia na mesa de trabalho, aproximando a sua posição em direcção ao centro da mesa de trabalho, e conseqüente alteração da posição das guias na mesa base. Esta alteração implicaria um novo desenho da mesa base de forma a continuar a dar a estabilidade à estrutura e garantir a rigidez necessária para o correcto funcionamento das guias.

Por fim, estando todos os componentes devidamente seleccionados e a estrutura definida, o próximo passo será proceder à finalização do desenho final da estrutura, tendo já em consideração o roteamento das ligações eléctricas para os motores e o *spindle*. Por fim e estando todos os parâmetros definidos poder-se-á passar à fase de produção do equipamento, elaborando os desenhos técnicos dos elementos a produzir, à encomenda dos componentes seleccionados para o equipamento e esquemas de montagem do equipamento.

Referências Documentais

- [1] <http://www.twi-global.com/capabilities/joining-technologies/friction-processes/friction-stir-welding/>, verificado em 30/Setembro/2015.
- [2] https://www.youtube.com/watch?v=wC993MZ_WO8, verificado em 30/Setembro/2015.
- [3] J P Martin, C Stanhope, S Gascoyne, *Novel techniques for corner joints using friction stir welding*, Paper presented at TMS 2011 Annual Meeting & Exhibition. San Diego, CA., USA. 27 Feb. - 3 Mar. 2011.
- [4] W M Thomas, D J Staines, E R Watts, I M Norris, *The simultaneous use of two or more friction stir welding tools*, 13/January/2005, Publish on the internet by TWI.
- [5] R. Nandan, T. DebRoy, H.K.D.H. Bhadeshia, Recent advances in friction-stir welding – Process, weldment structure and properties, *Progress in Materials Science* 53 (2008) 980–1023, Elsevier Ltd.
- [6] M. Melendez, W. Tang, C. Schmidt, J. C. McClure, A. C. Nunes, L. E. Murr, *TOOL FORCES DEVELOPED DURING FRICTION STIR WELDING*, 12 de Maio, Universidade do Texas em El Passo.
- [7] J. W. Pew, T. W. Nelson e C. D. Sorensen, *Torque based weld power model for friction stir welding*, *Science and Technology of Welding and Joining*, 2007, Institute of Materials, Minerals and Mining.
- [8] William R. Longhurst, Alvin M. Strauss, George E. Cook e Paul A. Fleming, *Torque control of friction stir welding for manufacturing and automation*, Springer, 28 Abril 2010.
- [9] http://www.alibaba.com/product-detail/Gantry-column-type-friction-stir-welding_60122862748.html, visualizado em Abril 2015.
- [10] http://www.alibaba.com/product-detail/Gantry-move-column-type-friction-stir_60123082328.html, visualizado em Abril 2015.
- [11] <http://www.bondtechnologies.net/production-machine-pm.html>, verificado em 30/Setembro/2015.
- [12] <http://www.mtiwelding.com/friction-stir-welding.html>, verificado em 30/Setembro/2015.
- [13] http://www.mtiwelding.com/files/FSW_PM0_vWeb.pdf, verificado em 30/Setembro/2015.
- [14] http://www.mtiwelding.com/files/FSW_RM1_vWeb.pdf, verificado em 30/Setembro/2015.
- [15] http://www.mtiwelding.com/files/FSW_RM2_vWeb.pdf, verificado em 30/Setembro/2015.

- [16] http://www.mtiwelding.com/files/FSW_LS1_vWeb.pdf, verificado em 30/Setembro/2015.
- [17] http://www.mtiwelding.com/files/FSW_GG1_vWeb.pdf, verificado em 30/Setembro/2015.
- [18] ATLANTA Drive Systems, <http://www.atlantadrives.com/>.
- [19] SETCO Precision Solution, <http://www.setco.com/>.
- [20] IMO Group, <http://www.goimo.eu/>.
- [21] Product Catalog Slew Drive, <http://www.goimo.eu/Downloads.425.0.html>.
- [22] Bosch Rexroth, <http://www.boschrexroth.com/>.
- [23] WITTENSTEIN, <http://www.wittenstein-rack-pinion.com/>.
- [24] <http://www.wittenstein-us.com/servo-right-angle-gearhead-rpk-plus.php>, verificado em 30/Setembro/2015.
- [25] Equinotec, <http://equinotec.com/>.
- [26] <http://www.wittenstein-us.com/linear-systems.html>, verificado em 30/Setembro/2015.
- [27] Stolle, <http://www.stolle.net/>.
- [28] SKF Vibracon® SM, <http://www.skf.com/pt/industry-solutions/marine/products/chocks/adjustable-steel-chocks-skf-vibracon.html?switch=y>.
- [29] <http://metalmachines.com.sg/main/wp-content/uploads/2013/09/MSFOL-VIBUK.pdf>, verificado em 30/Setembro/2015

Anexo A. Desenho Técnico do Spindle e Orçamento.



Precision Spindle & Slide Services
A Division of Holden Industries, Inc.

Setco Sales Company
5880 Hillside Ave.
Cincinnati, OH 45233
Tel: (513) 941-5110
Fax: (513) 941-6913

SETCO QUOTATION #1502-130SD

Date: 5/04/2015

INEGI - INSTITUTO DE CIÊNCIA E INOVAÇÃO EM
ENGENHARIA MECÂNICA E ENGENHARIA INDUSTRIAL
CAMPUS DA FEUP
RUA DR ROBERTO FRIAS, 400
4200-465 PORTO
Web: WWW.INEGI.UP.PT

Attn: Jorge Silva
Email: jnds@live.com.pt
CC: ftaveira@inegi.up.pt
Phone: +351229578710
Fax: +351229537352

Dear Jorge,

Per your request we are pleased to provide our quotation of the following item for your consideration:

Item # 1 Setco U6150.18MLCY Precision Motorized Spindle

- **Per Setco proposal drawing P1502-130SD (attached)**
- **Foot Mount Style Housing** – Setco Size 15, TELC, Foot Mount Style Housing
- **Vertical Mounting Attitude**
- **Bearing Preload for 2000 RPM.**
- Based on the large bearing size required to handle the 50 kN axial and 50 kN radial loads, Setco recommends keeping speeds as close 2000 RPM as possible in order to achieve optimum spindle performance.
- **Permanently Grease Lubricated**
- **HSK-100C Tool Connection** - per Mapal HSK-100C, 4-Point, Manual Clamping System Specifications. Supplied complete with clamp cartridge, cover ring, holding screw and spring tension roll pin. The internal taper and face of the spindle shaft will have runout of .00010" T.I.R. or less.
- **Setco Patented AirShield Sealing** – preventing the ingress of coolant and contamination. Note: 10 to 15 psi air (3.0 – 3.5 SCFM) required when operating.
- **Integral AC Motor** - per the specifications in the table below. The motor requires liquid cooling to dissipate approx. 25,450 BTU/HR with a coolant flow rate of 5.0 GPM, maintained at 80°-85° F. Setco recommends use of a self-contained, recirculating chiller system. The motor is equipped with an N/C switch for thermal protection. The motor specifications are as follows:
 - Reuland 1181-1650 Frame
 - 4 Pole, 3 Phase

Power (HP)	50	50	50
RPM	1800	2700	3600
Voltage	306	460	460

- **Vibration Certification, Run-Off Data and Inspection Documentation** included with service manual.

Price in quantity of (1) \$ 49,640 each Net

Delivery: 12 - 14 weeks**, ARO.

****Delivery Note:** Delivery is based on present engineering and manufacturing schedules. Delivery may improve or may be extended based on incoming orders. Please check for your best delivery at the time an order is placed.

Terms and Conditions: Prices are FOB our manufacturing plant. SETCO Terms and Conditions #TC0605 apply (copy attached), subject to final approval by our Credit Department at time order is placed. Pricing will be held firm for a period of 60 days.

Engineering Approval Prints: After receipt of an order, we will prepare an outline assembly drawing of the spindle and submit it to you for signed approval before release to manufacturing. The approval drawing will be available approximately (1) one week after the order is placed. A (5) five business day period is allowed for design finalization, agreement, and receipt of signed approval drawings to maintain the quoted delivery date. Any changes to the spindle design must be made at the approval stage to avoid engineering rework charges.

Warranty

- Setco provides a (1) year warranty on material and workmanship, in operation, not to exceed 18 months of shipment date from Setco.
- Setco provides a (3) year limited warranty against contamination of the spindle bearing cavity, provided that the air pressure has been properly applied to the Setco Air-Shield™.

We appreciate your consideration in Setco to fulfill your machine tool component requirements. We look forward to work with you on this project. If we can be of further assistance, please contact us directly or through our representative. Thank you.

Sincerely,

Seth Daniell

Seth Daniell
Application Engineer
5880 Hillside Avenue
Cincinnati, OH 45233
E-mail: sethd@Setco.com

Address Purchase Orders to:

Setco Sales Company
5880 Hillside Avenue
Cincinnati, OH 45233
TEL: (513) 941-5110
FAX: (513) 941-6913

Remit to Address for payments:

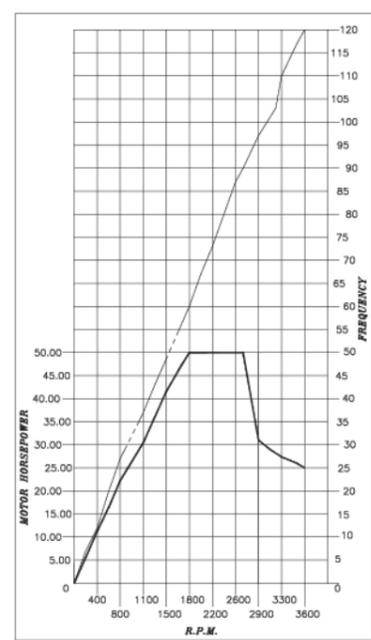
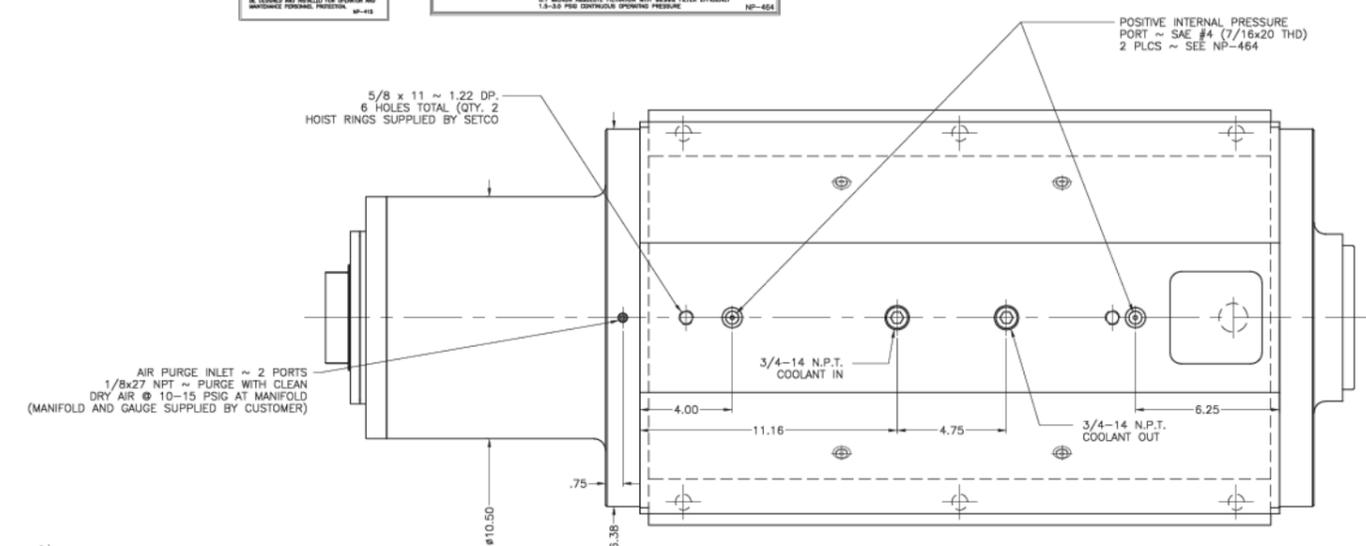
Setco Sales Company
24290 Network Place
Chicago, IL 60673-1242

cc: Jeff Brandt – Inside Sales

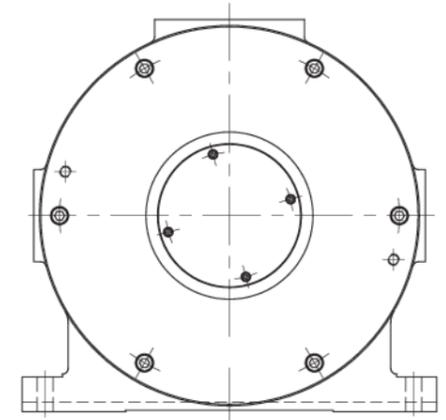
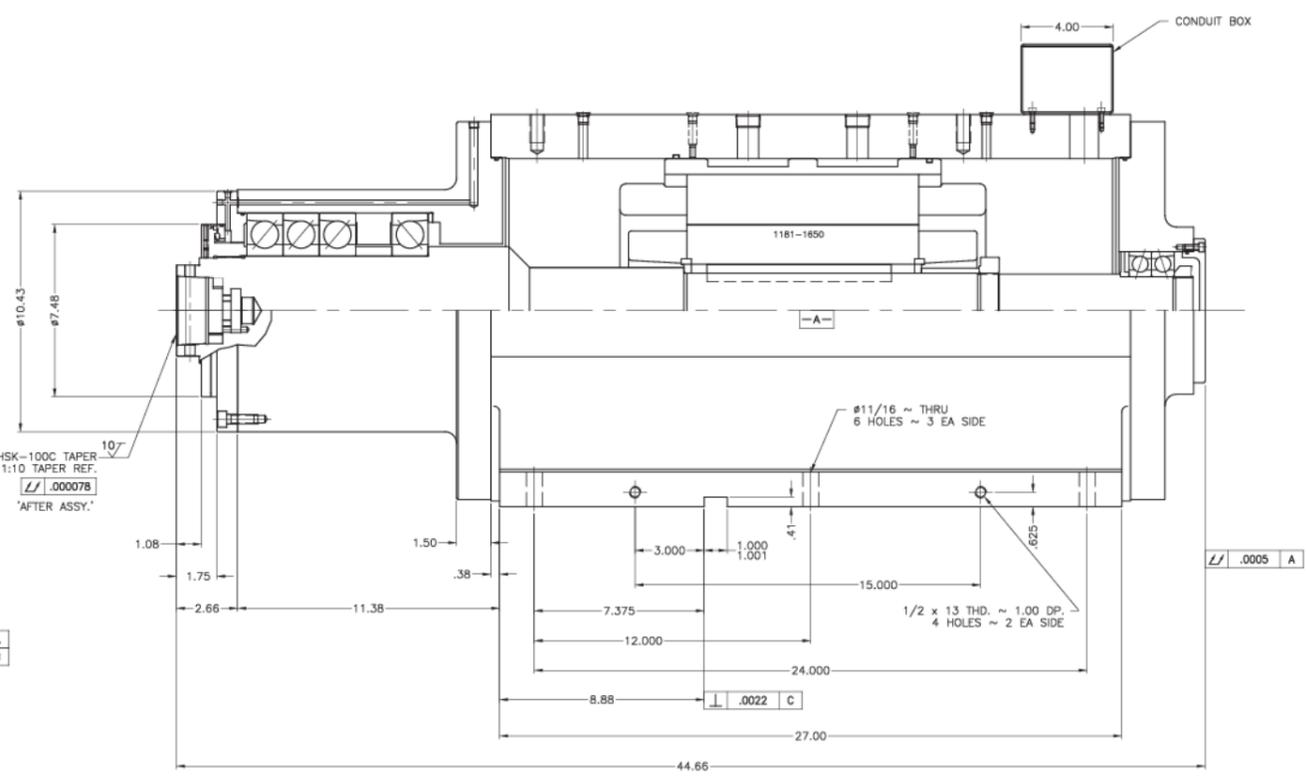
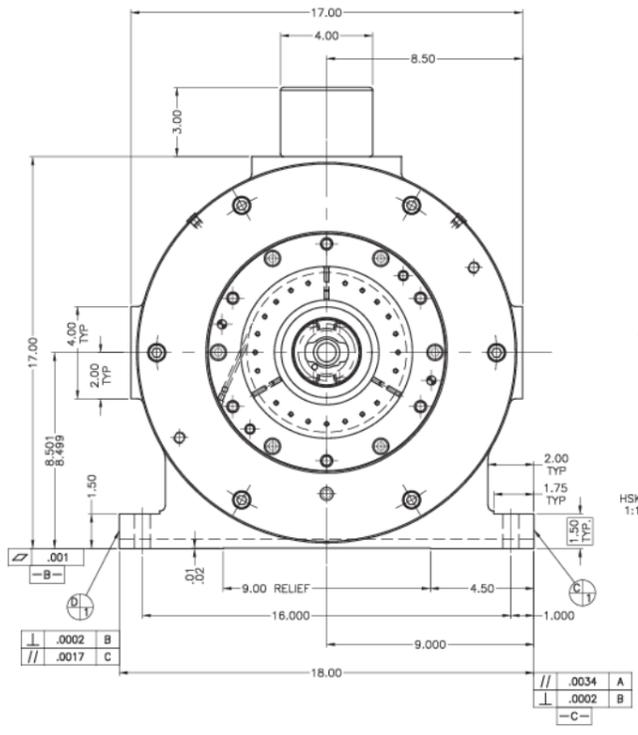
NOTES:

- LUBRICATION: BEARINGS ARE PERMANENTLY GREASE LUBRICATED WITH KLUBER ISOFLUX NBU-15 GREASE.
- VIBRATION LEVELS: DISPLACEMENT - 0.000040in Pk-Pk MAX. (SPINDLE ONLY) VELOCITY - 0.040in/sec. Pk. MAX. ACCELERATION - 0.4 G's MAX.
- TOLERANCES AT 80° F ±5'.
- WEIGHT APPROX. 850 lb.
- FRONT BRGS. (QUAD) BALL BRGS. CLASS '7' LIGHT SERIES-120mm I.D. REAR BRGS. (PAIR) BALL BRGS. CLASS '7' LIGHT SERIES-75mm I.D.
- ALL 'O'-RING AND SEAL MATERIAL TO BE VITON.
- MOTOR DATA:
REULAND #1181-1650 MOTOR
50 H.P. @ 1800 R.P.M.(BASE)
T.E.L.C.: 460V; 3Φ; 60Hz
MOTOR TO BE LIQUID COOLED BY CUSTOMER.
COOLANT REQUIREMENTS ARE TO DISSIPATE 25,450 BTU/HR WITH A FLOW RATE OF 5.0 GAL/MIN. AT COOLANT INLET TEMPERATURE OF 80° - 85° F.
EXACT COOLANT REQUIREMENTS ARE TO BE DETERMINED UNDER ACTUAL OPERATING CONDITIONS.
RECOMMENDED COOLANT TO BE AN 80% WATER/20% GLYCOL (MIN) MIXTURE RECIRCULATING THROUGH AN INDEPENDENT REFRIGERATION UNIT.
NOTE: COOLANT FLOW CANNOT BE COMPLETELY STOPPED WHILE SPINDLE IS RUNNING SO AS TO AVOID THERMAL SHOCK TO SPINDLE SYSTEM.

WARNING
THIS SPINDLE IS MANUFACTURED AS A COMPANY...
CAUTION!
THIS SPINDLE IS SUPPLIED WITH A POSITIVE INTERNAL PRESSURE PORT(S) BEFORE SPINDLE IS EXPOSED TO ANY CONDITION LISTED BELOW...
AIR SPECIFICATIONS AT PORT: 20-80°F AIR TEMPERATURE, DEWPOINT OF AIR MUST BE LESS THAN 30°F @ 1.0 BAR, RELATIVE HUMIDITY MUST BE LESS THAN 50%
1.3-5.5 PSIG CONTINUOUS SPOWING PRESSURE
NF-464



RPM	HP	FREQ.	VOLTS
0	0.00	0	0
200	5.56	7	47
400	11.11	13	87
600	16.67	20	133
800	22.22	27	180
900	25.00	30	200
1100	30.56	37	247
1300	36.11	43	287
1500	41.67	50	333
1700	47.22	57	380
1800	50.00	60	400
2000	50.00	67	447
2070	50.00	69	460
2200	50.00	73	460
2400	50.00	80	460
2600	50.00	87	460
2700	50.00	90	460
2900	50.00	97	460
3100	50.00	103	460
3300	50.00	110	460
3500	50.00	117	460
3600	50.00	120	460



NOTE:
- IMPERIAL DRAWING -
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
ALL DIMENSIONS ARE
IN INCHES

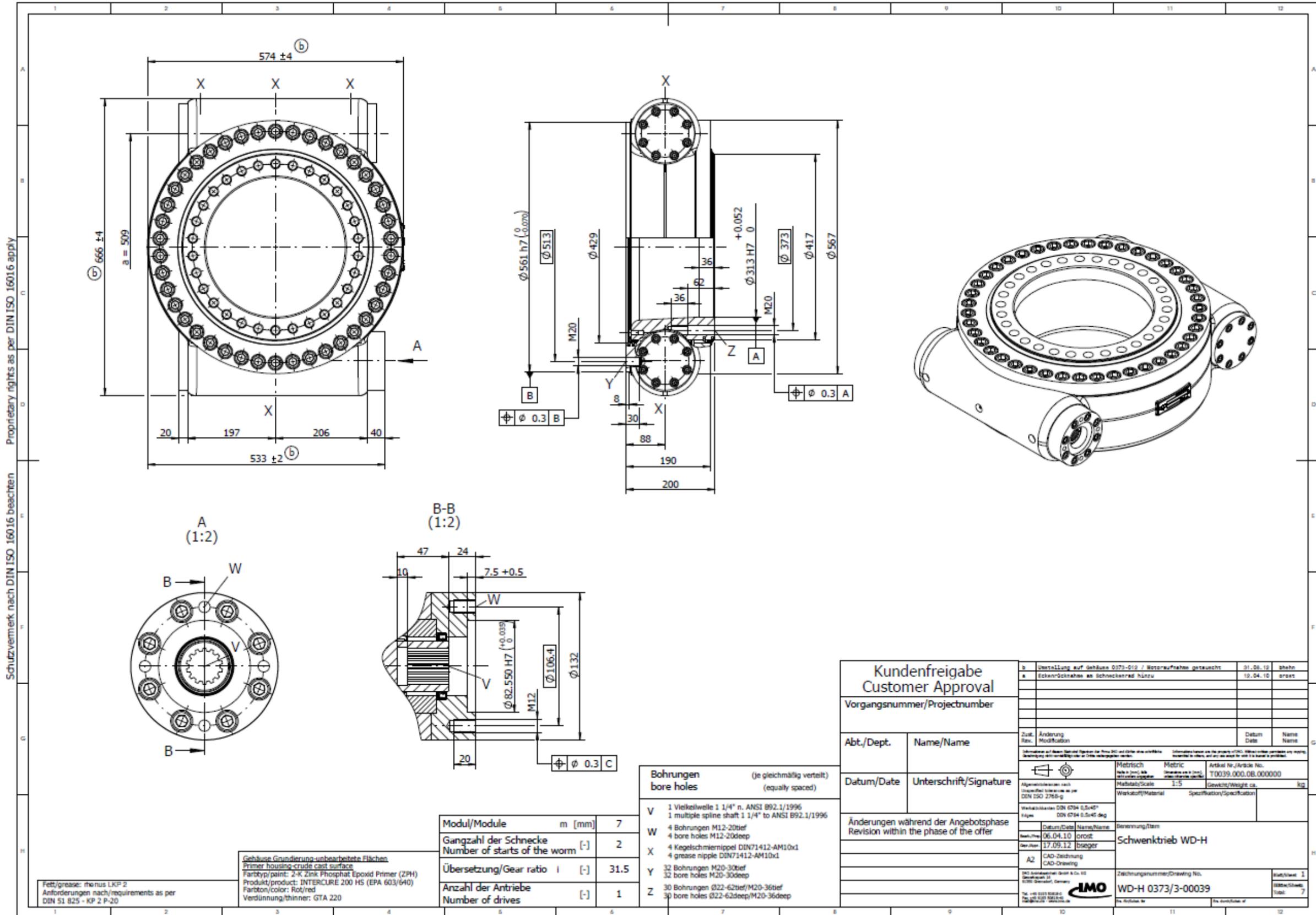
PROPRIETARY
THIS DRAWING IS THE PROPERTY OF SETCO...
SETCO * MASTER * WHITTON

NOTE:
- IMPERIAL DRAWING -
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED
ALL DIMENSIONS ARE IN INCHES

RAW	APPROXIMATE MATERIAL WEIGHT	FINISHED	PROPOSAL
1	1.0000	0.8000	0.8000
2	1.0000	0.8000	0.8000
3	1.0000	0.8000	0.8000
4	1.0000	0.8000	0.8000
5	1.0000	0.8000	0.8000
6	1.0000	0.8000	0.8000
7	1.0000	0.8000	0.8000
8	1.0000	0.8000	0.8000
9	1.0000	0.8000	0.8000
10	1.0000	0.8000	0.8000
11	1.0000	0.8000	0.8000
12	1.0000	0.8000	0.8000
13	1.0000	0.8000	0.8000
14	1.0000	0.8000	0.8000
15	1.0000	0.8000	0.8000
16	1.0000	0.8000	0.8000
17	1.0000	0.8000	0.8000
18	1.0000	0.8000	0.8000
19	1.0000	0.8000	0.8000
20	1.0000	0.8000	0.8000
21	1.0000	0.8000	0.8000
22	1.0000	0.8000	0.8000
23	1.0000	0.8000	0.8000
24	1.0000	0.8000	0.8000
25	1.0000	0.8000	0.8000
26	1.0000	0.8000	0.8000
27	1.0000	0.8000	0.8000
28	1.0000	0.8000	0.8000
29	1.0000	0.8000	0.8000
30	1.0000	0.8000	0.8000
31	1.0000	0.8000	0.8000
32	1.0000	0.8000	0.8000
33	1.0000	0.8000	0.8000
34	1.0000	0.8000	0.8000
35	1.0000	0.8000	0.8000
36	1.0000	0.8000	0.8000
37	1.0000	0.8000	0.8000
38	1.0000	0.8000	0.8000
39	1.0000	0.8000	0.8000
40	1.0000	0.8000	0.8000
41	1.0000	0.8000	0.8000
42	1.0000	0.8000	0.8000
43	1.0000	0.8000	0.8000
44	1.0000	0.8000	0.8000
45	1.0000	0.8000	0.8000
46	1.0000	0.8000	0.8000
47	1.0000	0.8000	0.8000
48	1.0000	0.8000	0.8000
49	1.0000	0.8000	0.8000
50	1.0000	0.8000	0.8000

Anexo B. Desenhos dos Slew Drive.

Schutzvermerk nach DIN ISO 16016 beachten



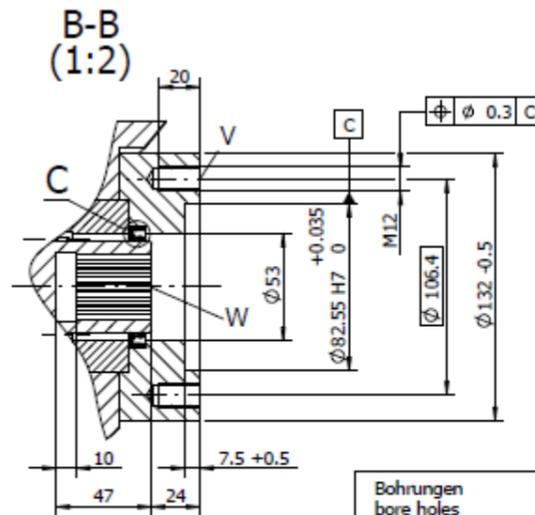
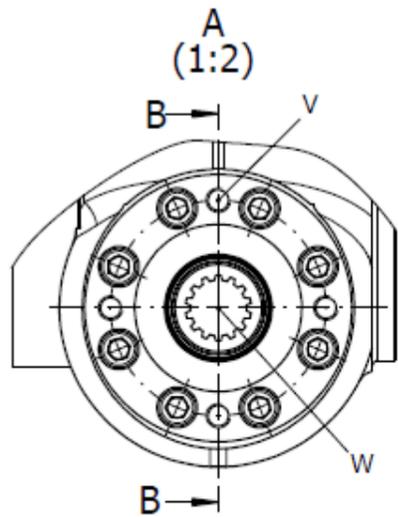
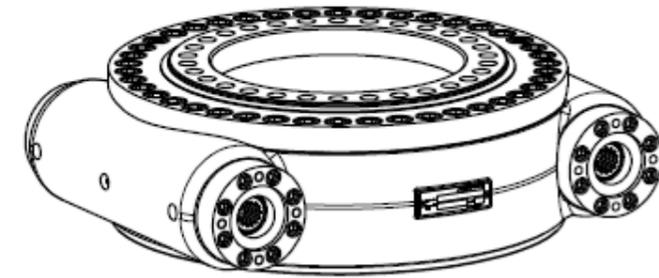
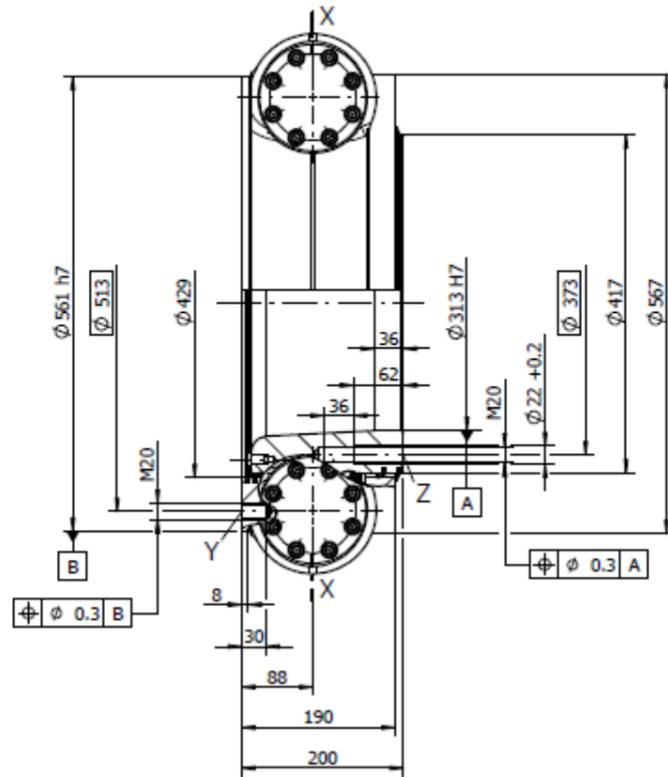
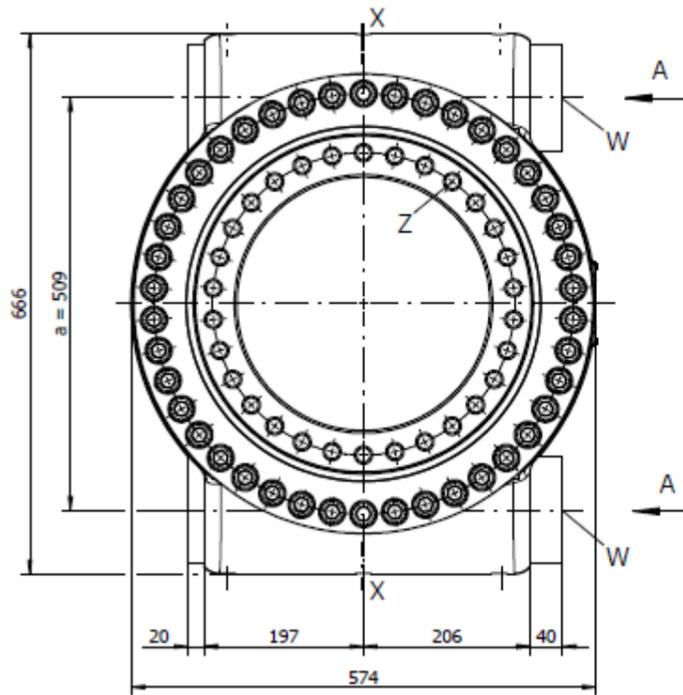
Fett/grease: minus LKP 2
Anforderungen nach/requirements as per
DIN 51 825 - KP 2 P-20

Gehäuse-Grunderung-unbehandelte Flächen
Primer housing-cruide cast surface
Farbtyp/paint: 2-K Zink Phosphat Epoxid Primer (ZPH)
Produkt/product: INTERCURE 200 HS (EPA 603/640)
Farbton/color: Rot/red
Verdünnung/thinner: GTA 220

Modul/Module	m [mm]	7
Gangzahl der Schnecke Number of starts of the worm	[-]	2
Übersetzung/Gear ratio	i [-]	31.5
Anzahl der Antriebe Number of drives	[-]	1

Bohrungen bore holes	(je gleichmäßig verteilt) (equally spaced)
V	1 Vielkeilwelle 1 1/4" n. ANSI B92.1/1996 1 multiple spine shaft 1 1/4" to ANSI B92.1/1996
W	4 Bohrungen M12-20tieft 4 bore holes M12-20deep
X	4 Kegelschmiernippel DIN71412-AM10x1 4 grease nipple DIN71412-AM10x1
Y	32 Bohrungen M20-30tieft 32 bore holes M20-30deep
Z	30 Bohrungen Ø22-62tieft/M20-36tieft 30 bore holes Ø22-62deep/M20-36deep

Kundenfreigabe Customer Approval									
Vorgangsnummer/Projectnumber									
Abt./Dept.	Name/Name								
Datum/Date	Unterschrift/Signature								
Änderungen während der Angebotsphase Revision within the phase of the offer									
<table border="1"> <tr> <th>Zust. / Änderung Rev. / Modification</th> <th>Datum Date</th> <th>Name Name</th> </tr> <tr> <td> </td> <td> </td> <td> </td> </tr> </table>		Zust. / Änderung Rev. / Modification	Datum Date	Name Name					
Zust. / Änderung Rev. / Modification	Datum Date	Name Name							
<table border="1"> <tr> <td>Metrisch Metric</td> <td>Artikel Nr./Article No. T0039.000.08.000000</td> </tr> <tr> <td>Maßstab/Scale 1:5</td> <td>Gewicht/Weight ca. kg</td> </tr> <tr> <td>Werkstoff/Material</td> <td>Spezifikation/Specification</td> </tr> </table>		Metrisch Metric	Artikel Nr./Article No. T0039.000.08.000000	Maßstab/Scale 1:5	Gewicht/Weight ca. kg	Werkstoff/Material	Spezifikation/Specification		
Metrisch Metric	Artikel Nr./Article No. T0039.000.08.000000								
Maßstab/Scale 1:5	Gewicht/Weight ca. kg								
Werkstoff/Material	Spezifikation/Specification								
<table border="1"> <tr> <th>Datum/Date</th> <th>Name/Name</th> <th>Berechnung/Item</th> </tr> <tr> <td>06.04.10</td> <td>orost</td> <td rowspan="2">Schwenktrieb WD-H</td> </tr> <tr> <td>17.09.12</td> <td>brieger</td> </tr> </table>		Datum/Date	Name/Name	Berechnung/Item	06.04.10	orost	Schwenktrieb WD-H	17.09.12	brieger
Datum/Date	Name/Name	Berechnung/Item							
06.04.10	orost	Schwenktrieb WD-H							
17.09.12	brieger								
<table border="1"> <tr> <td>190 Industrietechnik GmbH & Co. KG Dachstuhlstr. 11 63129 Darmstadt, Germany</td> <td> </td> <td>Zeichnungsnummer/Drawing No. WD-H 0373/3-00039</td> <td>Blatt/Sheet 1 7</td> </tr> </table>		190 Industrietechnik GmbH & Co. KG Dachstuhlstr. 11 63129 Darmstadt, Germany		Zeichnungsnummer/Drawing No. WD-H 0373/3-00039	Blatt/Sheet 1 7				
190 Industrietechnik GmbH & Co. KG Dachstuhlstr. 11 63129 Darmstadt, Germany		Zeichnungsnummer/Drawing No. WD-H 0373/3-00039	Blatt/Sheet 1 7						



	Bohrungen bore holes	(je gleichmäßig verteilt) (equally spaced)
V	8 Bohrungen M12-20 tief 8 bore holes M12-20 deep	
W	2 Vielkeilnaben 1 1/4" n. ANSI 92.1/1976 2 multiple spline hub 1 1/4" ANSI 92.1/1976	
X	2 Kegelschmiernippel DIN71412-AM10x1 2 grease nipple DIN71412-AM10x1	
Y	32 Bohrungen M20-30 tief 32 bore holes M20-30 deep	
Z	30 Bohrungen Ø22-62 tief / M20-36 tief 30 bore holes Ø22-62 deep / M20-36 deep	

Fett/grease: r.tec Norplex LKP 2 Anforderungen nach/requirements as per DIN 51 825 - KP 2 P-20	Modul/Module	m [mm]	7
Gehäuse Grundierung-unbearbeitete Flächen Primer housing-rough cast surface Farbtyp/paint: 2-K Zink Phosphat Epoxid Primer (ZPH) Produkt/product: INTERCURE 200 HS (EPA 603/640) Farbton/color: Rot/red Verdünnung/thinner: GTA 220	Gangzahl der Schnecke Number of starts of the worm	[-]	2
	Übersetzung/Gear ratio	i [-]	31.5
	Anzahl der Antriebe Number of drives	[-]	2

Kundenfreigabe
Customer Approval

Vorgangsnummer/Projectnumber

Abt./Dept.	Name/Name
Datum/Date	Unterschrift/Signature

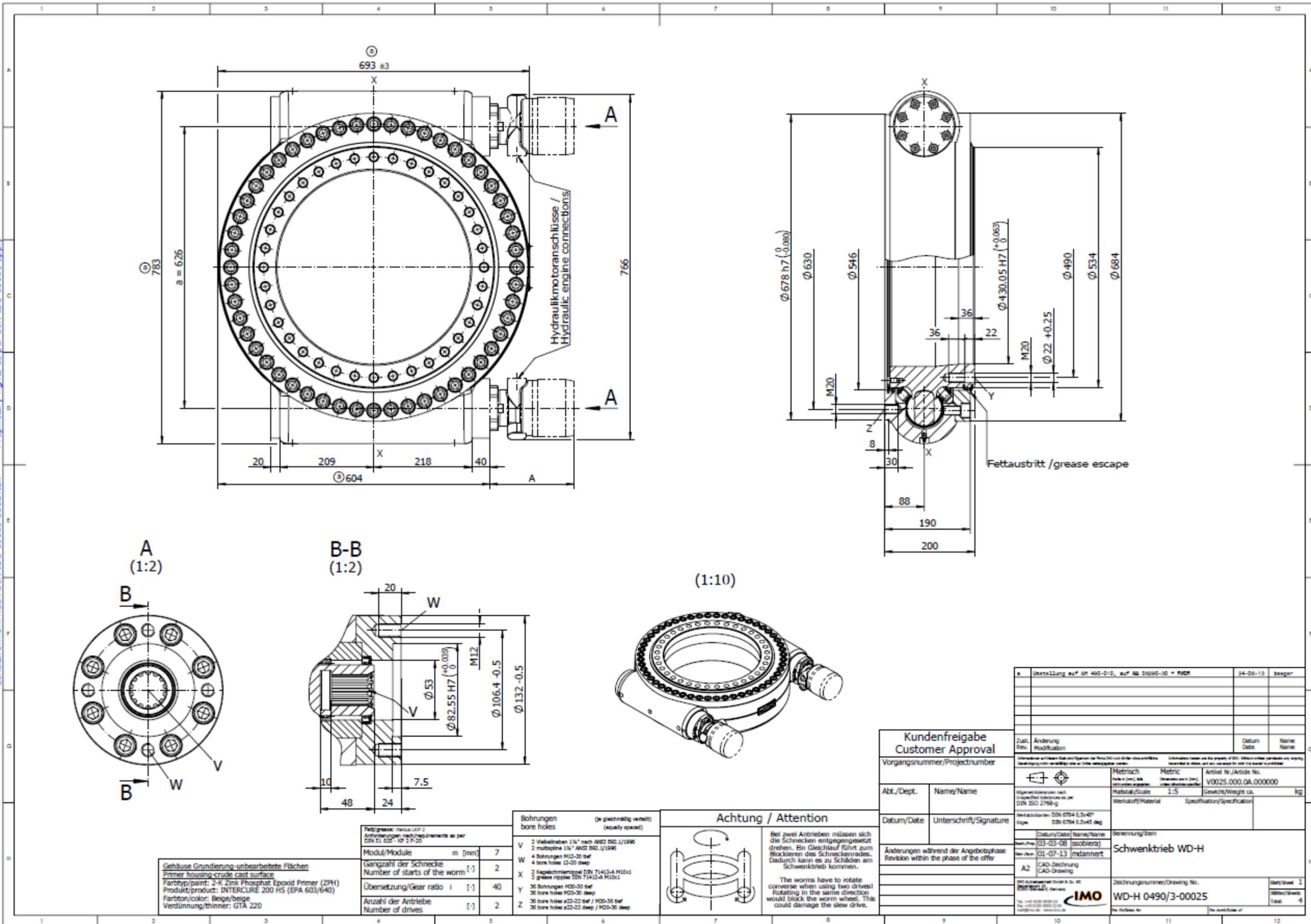
Änderungen während der Angebotsphase
Revision within the phase of the offer

Zust./Rev.	Änderung/Modification	Datum/Date	Name/Name

Zeichnung nach Regeln der Technischen Zeichnung DIN ISO 2768-g	Metrisch Metric Maßstab/Scale 1:5 Werkstoff/Material Spezifikation/Specification	Artikel Nr./Article No. 10010.000.0A.000000 Gewichts/Weight ca. kg
Werkstoff/DIN 6794 0.5x45 Größe DIN 6794 0.5x45 deg	Datum/Date 15.10.03 Zeichnung CAD-Zeichnung CAD-Drawing	Benennung/Item Schwenktrieb WD-H Zeichnungsnummer/Drawing No. WD-H 0373/3-00040

10010.000.0A.000000
 10010.000.0A.000000
 10010.000.0A.000000
 10010.000.0A.000000

Schutzvermerk nach DIN ISO 16016 beachten



Gehäuse Grundierung-unbearbeitete Flächen
 Primer housing-crude cast surface
 Farbtyp/paint: Z-K Zink Phosphat Epoxid Primer (ZPH)
 Produkt/product: INTERCURE 200 HS (EPA 603/640)
 Farbton/color: Beige/beige
 Verdünnung/thinner: GTA 220

Modul/Module	m [mm]	7
Gangzahl der Schnecke Number of starts of the worm	[1]	2
Übersetzung/Gear ratio	[1]	40
Anzahl der Antriebe Number of drives	[1]	2

Bohrungen bore holes	(je gleichmäßig verteilt) (equally spaced)
V	2 Valsleben 1 1/4" nach ANSI B92.1/1996 2 multiple 1 1/4" ANSI B92.1/1996
W	4 Bohrungen M12-20 tief 4 bore holes 12-20 deep
X	2 Kegelschleimlötlöcher DIN 71412-A M12x1 2 grease nipple DIN 71412-A M12x1
Y	36 Bohrungen H02-20 tief 36 bore holes H02-20 deep
Z	36 Bohrungen ø22-22 tief / H02-20 tief 36 bore holes ø22-22 deep / H02-20 deep

Achtung / Attention

Bei zwei Antrieben müssen sich die Schnecken entgegengesetzt drehen. Ein Gleichlauf führt zum Blockieren des Schneckenrades. Dadurch kann es zu Schäden am Schwenktrieb kommen.

The worms have to rotate converse when using two drives! Rotating in the same direction would block the worm wheel. This could damage the slew drive.

**Kundenfreigabe
Customer Approval**

Vorgangnummer/Project number	
Abt./Dept.	Name/Name
Datum/Date	Unterschrift/Signature

Übersetzung auf DIN 490-010, auf Maß 02000-20 + R020	24-06-13	bsager
Zust./Änderung Rev./Modification	Datum Date	Name Name
Informationen auf diesen Blatt und Optionen der Firma IMO sind dieser Zeichnung/Information on this sheet and options of the company IMO are the property of IMO. Without written permission any copying, reproduction or use is prohibited.	Metrisch Metric	Artikel Nr./Article No. V0025.000.GA.000000
Abgleichszeichnung nach DIN ISO 2768-g	Maßstab/Scale 1:5	Gewichte/Weight ca. kg
Werkstoff/Material DIN 6794 0.5n47 DIN 6794 0.5n45 deg	Spezifikation/Specification	
Benennung/Item Schwenktrieb WD-H		
Zachnungsnummer/Drawing No. WD-H 0490/3-00025		Blatt/Stw 1 Blätter/Sheets Total: 4

