



**Fábio Ribeiro André**

**Projeto de estruturas tipo “sandwich” rígidas para prensas mecânicas.**





**Fábio Ribeiro André**

**Projeto de estruturas tipo “sandwich” rígidas para prensas mecânicas.**

Dissertação apresentada à Universidade de Aveiro para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação científica do Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo, Professor Associado do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Aveiro.



## **O júri**

Presidente

**Prof. Doutor António Manuel de Bastos Pereira**  
Professor Auxiliar, Universidade de Aveiro

Orientador

**Prof. Doutor Francisco José Malheiro Queirós de Melo**  
Professor Associado, Universidade de Aveiro

Arguente

**Prof. Doutor José Luís Soares Esteves**  
Professor Auxiliar do Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da  
Universidade do Porto



## **Agradecimentos**

A realização desta dissertação de mestrado não teria sido possível sem o apoio das seguintes pessoas, às quais quero expressar o meu sincero agradecimento.

Começo por agradecer ao Professor Francisco Queirós de Melo, orientador deste trabalho, pelo seu imprescindível e valioso apoio ao longo de todas as fases desta dissertação.

Gostaria de agradecer à empresa Mecânica Exacta SA, pela disponibilização de documentos que contribuíram para a realização desta dissertação.

Agradeço aos meus Pais e Irmãos, pelo apoio incondicional e pela motivação que me deram ao longo de todo o meu percurso académico e em especial nesta reta final.

Quero agradecer à Fábria Rogério pelo apoio incondicional, motivação e incentivo que me deu e por se disponibilizar sempre para me ajudar no que estivesse ao seu alcance.

Quero também agradecer a todos os meus amigos e a todas as pessoas que direta ou indiretamente contribuíram para a realização desta dissertação.





## Palavras-chave

Projeto de estruturas, prensa mecânica, análise de elementos finitos, modelação computacional, estrutura tipo *sandwich*, análise de deslocamentos, análise de tensões.

## Resumo

Neste trabalho é proposta uma solução construtiva para o projeto da estrutura de uma prensa tipo “C” (aberto ou “colo-de-cisne”). Tal estrutura é do tipo “*sandwich*”, resultado da sobreposição de chapas de aço, todas com contorno praticamente igual e imobilizadas entre si. A capacidade de carga pretendida para a prensa é de 1000KN, sendo o seu acionamento mecânico com características baseadas num modelo existente no mercado. O principal objetivo desta solução construtiva consiste em permitir fornecer aos clientes o equipamento desmontado, em que o conjunto de peças a ser montado necessite do menor número possível de ligações soldadas, reduzindo custos de conceção.

O projeto é iniciado com a determinação das principais forças atuantes no corpo da prensa, sendo seguida da modelação da estrutura e demais sistemas mecânicos para análise estrutural através do método dos elementos finitos, pretendendo-se com esta etapa avaliar os deslocamentos e tensões presentes no equipamento.

Por fim, para confirmação dos dados obtidos serão realizados cálculos estruturais utilizando formulação analítica.

Conclusões sobre os resultados obtidos e sugestões para futuros desenvolvimentos são também incluídos no presente trabalho.



**Keywords**

Structures project, mechanical presses, finite element analysis, computational modulation, *sandwich* structures, distortion displacement, stress analysis.

**Abstract**

This work consists on the description of a project proposal of a *sandwich* type steel frame for an open C-type mechanical press. The load capacity required for the press is 1000KN, and its mechanical drive features are based on a commercially available press. The reason for this *design* option relies on a reduced number of welding operations in addition with the predictable low number of different integrating parts of the structure. Also, this *design* is developed to allow the customer to purchase the equipment as a disassembled set and to assemble it in the working installations, with little complication and equipment.

The work involves the characterization of the force system acting on the whole structure and the resulting stress and displacement field obtained with modeling of finite element method, a technique also applied to the assessment of auxiliary parts, as primary axle, crankshaft and slideways.

Conclusions and suggestions for development are also proposed.



# Índice

Índice .....	I
Lista de Figuras .....	III
Lista de Tabelas .....	VII
Lista de gráficos.....	VII
Introdução .....	1
1.1 Enquadramento.....	1
1.2 Objetivos.....	3
Estado da arte .....	5
2.1 Introdução.....	5
2.2 Estrutura da prensa .....	6
2.2.1 – Caracterização das prensas quanto à geometria .....	7
2.2.2 – Caracterização das prensas quanto à tonelagem.....	9
2.2.3 – Caracterização das prensas quanto ao material de construção..	10
2.2.4 – Outras variantes de prensas .....	11
2.3 Unidade de potência.....	13
2.3.1 Unidade de potência mecânica .....	14
2.3.2 Unidade de potência hidráulica.....	14
2.3.3 Sistema mecânico vs. Sistema Hidráulico .....	15
2.4 Aplicações das prensas.....	18
2.5 – Componentes das prensas .....	19
2.6 Prensas tipo <i>sandwich</i> .....	20
Caraterísticas do equipamento .....	23
3.1 Material da estrutura .....	23
3.2 Especificações do equipamento .....	25
Forças resultantes na estrutura .....	27
4.1 Fundamentos teóricos .....	27

4.2 Cálculo do trabalho.....	29
4.3 Dimensionamento das engrenagens .....	33
4.4 Cálculo das forças resultantes na estrutura.....	40
4.4.1 Forças resultantes das engrenagens .....	40
4.4.2 Força resultante nas guias.....	42
4.4.3 Força de trabalho autoequilibrada .....	43
Método dos elementos finitos .....	45
5.1 Enquadramento histórico.....	45
5.2 Breve descrição do MEF .....	47
Modelação e análise da estrutura .....	49
6.1 Modelo de referência .....	50
6.1.1 Aplicação de força descentrada .....	55
6.1.2 Análise dos deslocamentos.....	57
6.1.3 Aplicação da norma ANSI B5.52 M.....	60
6.2 Modelação e análise da estrutura <i>sandwich</i> .....	62
6.2.1 Descrição da estrutura.....	62
6.2.2 Modelação e simulações.....	64
6.2.3 Análise à fadiga .....	84
6.2.4 Análise dos deslocamentos.....	86
6.2.5 Aplicação da norma ANSI B5.52 M.....	89
6.2.6 Frequências naturais de vibração .....	90
6.2.7 Análise da deformação do corpo da prensa.....	91
6.3 Comparação de resultados .....	95
Conclusões e trabalhos futuros .....	99
7.1 Conclusões .....	99
7.2 Trabalho Futuro.....	101
Referências Bibliográficas .....	103
Anexos .....	107

# Lista de Figuras

Figura 1 - Exemplo de prensas Sandwich [7] .....	3
Figura 2 - Prensa mecânica tipo C [1].....	8
Figura 3 - Prensa mecânica tipo pórtico [2] .....	9
Figura 4 - prensa mecânica inclinável [3] .....	11
Figura 5 - Prensa hidráulica horizontal [4].....	12
Figura 6 - Prensa hidráulica de duplo cilindro [5] .....	12
Figura 7 - Esquema de dupla redução de uma prensa mecânica (Smith, 2005).....	13
Figura 8 - Representação do modo de funcionamento do sistema mecânico (Smith, 2005).....	14
Figura 9 -Representação esquemática dos componentes da prensa (Dayton Die Cushions).....	19
Figura 10 - Disposição de uma prensa tipo sandwich produzida pela Siempelkamp [6] .....	21
Figura 11 - Exemplo da colocação das placas na prensa tipo sandwich (Werner, G. et al).....	22
Figura 12 - Esquema biela-manivela da prensa .....	30
Figura 13 - Segmento onde é exercido trabalho.....	32
Figura 14 - Esquema da força aproximada.....	40
Figura 15 - Esquema veio excêntrico- engrenagem.....	41
Figura 16 - Representação da força autoequilibradora.....	43
Figura 17 Formas geométricas possíveis para elementos finitos (Teixeira-Dias, 2001).....	46
Figura 18 - Modelo tridimensional de uma chave de bocas e discretização em elementos (Teixeira-Dias, 2001).....	48
Figura 19 - Modelação do modelo de referência .....	51
Figura 20 - Condições de fronteira .....	52

Figura 21 - Tensões de Von Mises na estrutura da prensa.....	54
Figura 22 - Deslocamentos normais da estrutura da prensa.....	54
Figura 23 - Tensões de Von Mises para cargas descentrada.....	56
Figura 24 - Deslocamentos normais para cargas descentrada.....	56
Figura 25 - Linhas para cálculo da deflexão lateral.....	58
Figura 26 - Linhas para o cálculo da deflexão frontal.....	59
Figura 27 - Aplicação da norma ANSI B5.52 M.....	61
Figura 28 - Descrição da prensa .....	63
Figura 29 - Força da mesa e da guia aplicadas na estrutura.....	65
Figura 30 - Modelação da simulação 1.....	66
Figura 31 - Deslocamentos normais da simulação 1.....	67
Figura 32 - Tensões de Von Mises da simulação 1.....	67
Figura 33 – Unidade de potência .....	68
Figura 34 - Deslocamentos normais da simulação 2.....	69
Figura 35 - Tensões de Von Mises da simulação 2.....	70
Figura 36 - Montagem do sistema anti torção.....	71
Figura 37 A) Rigidez ao corte mediana; B) Rigidez ao corte elevada.....	72
Figura 38- Deslocamentos normais da simulação 3.....	73
Figura 39 - Tensões de Von Mises da simulação 3.....	73
Figura 40 - Alteração da unidade de potência.....	74
Figura 41 - Aplicação dos sistemas de anti torção.....	75
Figura 42 - Deslocamentos normais da simulação 4.....	76
Figura 43 - Tensões de Von Mises da simulação 4.....	76
Figura 44 - Sistema de torção na parte superior .....	77
Figura 45 - Deslocamentos normais da simulação 5.....	77
Figura 46 - Deslocamentos normais obtidos no refinamento da malha.....	78
Figura 47 - Tensões de Von Mises obtidas no refinamento da malha.....	79
Figura 48 - Alterações da unidade de potência.....	80



Figura 49 - Alterações da chapa da estrutura.....	81
Figura 50 - Deslocamentos normais da simulação 6 .....	82
Figura 51 - Tensão de Von Mises da simulação 6.....	82
Figura 52 - Deslocamentos normais da simulação 7 .....	83
Figura 53 - Tensão de Von Mises da simulação 7.....	84
Figura 54 - Linhas para cálculo da deflexão lateral.....	87
Figura 55 - Linhas para cálculo da deflexão frontal .....	88
Figura 56 - Aplicação da norma ANSI B5.52 M .....	89
Figura 57 - Simplificação e descrição do corpo da prensa.....	92
Figura 58 - Linha de centróide.....	93
Figura 59 - Diagrama de momentos fletores da estrutura .....	94
Figura 60 - Representação dos pontos P1 e P2.....	96



# Lista de Tabelas

Tabela 1 - Propriedades químicas [%] do aço ST37 (Avallone, et al, 2007)	24
Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço ST37 (Avallone, et al, 2007) ....	24
Tabela 3 - Fator de aplicação de carga (Morais 2012).....	34
Tabela 4 - Regime de funcionamento para diversos tipos de máquinas (Morais 2012) .....	35
Tabela 5 - Valores para calcular o parâmetro Zn (Morais 2012).....	36
Tabela 6 - Estimativa dos fatores C3 e C4 (Morais 2012).....	36
Tabela 7 - Valor das variáveis para o cálculo de $k_{as}$ (Morais 2012) .....	85
Tabela 8 - Lista de frequências naturais da estrutura .....	90
Tabela 9 - Deslocamentos máximos da estrutura (mm) .....	96
Tabela 10 - Deslocamentos no ponto 1 (mm) .....	96
Tabela 11 - Deslocamentos do ponto 2 (mm) .....	97
Tabela 12 - Ângulo de deflexão (graus) .....	98
Tabela 13 - Geometria e peso da estrutura .....	98

# Lista de gráficos

Gráfico 1- Relação entre a força máxima em função do ângulo do veio excêntrico para trabalho constante.....	31
---	----



# Capítulo 1

## Introdução

---

### 1.1 Enquadramento

Ao longo de vários séculos a prensagem tem vindo a ser usada para as mais diversas tarefas e com diversas finalidades. Sendo que antes do século XIX a prensagem era feita com recurso a ferramentas manuais, como martelos e era essencialmente usada na produção de espadas, armaduras e outros equipamentos militares. O metal, previamente aquecido para se tornar mais dúctil, era prensado por impacto (forjamento) de forma a alterar a sua geometria e depois aumentar as características mecânicas (por têmpera ou nitruração, por exemplo, usando para tal o contacto da arma quente com tecidos orgânicos de origem animal) Schuler (1998).

Em meados do século XIX, e depois da crescente comercialização de chapas metálicas, estas obtidas por laminagem, começaram a surgir as primeiras prensas industriais com a finalidade de trabalhar os metais. As primeiras prensas comercializadas eram mecânicas, e só em 1895 surgiu a primeira prensa hidráulica, tendo a sua patente sido registada por Louis Schuler.

Schuler foi um dos grandes responsáveis pelo crescente uso de prensas a nível mundial e por diversas patentes registadas relacionadas com a

conformação de metais. Atualmente o seu nome está associado a uma das maiores produtoras mundiais de prensas.

Apesar do uso de prensas mecânicas remontar a cerca de 200 anos (séc. XIX) e sendo estes equipamentos concebidos para longa duração, dados os elevados fatores de segurança envolvidos nos cálculos, a sua produção continua a ser um mercado em evolução e constante expansão. As razões que contribuem para este fator prendem-se com a crescente automação ao nível industrial, com o grande impulsionamento dos países emergentes, com o aumento de consumos dos mais diversos bens e um leque de tarefas cada vez maior que as prensas podem desempenhar (Folha de São Paulo, 2010). Desde o setor automóvel no qual as prensas desempenham um papel crucial na estampagem de painéis até à prensagem de aglomerados de madeiras, as prensas podem encontrar as mais variadas aplicações, nas quais se destacam as seguintes operações: estampagem, corte por arrombamento, compactação, montagem de componentes, conformação, quinagem e cunhagem (Rueda, 2011).

As prensas foram sofrendo adaptações que lhe permitiram ser adaptadas para as mais variadas indústrias, sendo o da conformação de metais o mais utilizado, mas estes equipamentos são também encontrados na indústria do calçado, contraplacados, cerâmicas, entre outros (Lascoe, 2008).

Seguindo a perspetiva de evolução das prensas, na dissertação será desenvolvida uma análise estrutural de uma prensa tipo *sandwich*, no qual serão implementadas soluções construtivas de modo evitar ao máximo o uso de soldaduras e de modo a reduzir o tempo de produção face às prensas convencionais, de forma a tornar o processo de produção mais sistemático no que à estrutura diz respeito. Será também feita uma análise comparativa de tensões e deslocamentos da estrutura desenvolvida com um modelo de prensa convencional.

## 1.2 Objetivos

O trabalho a desenvolver consiste na modelação numérica de uma solução particular, em princípio inédita na aplicação. Trata-se do corpo de uma prensa mecânica do tipo “aberto” (C ou “colo de cisne”) em que se usa a sobreposição de chapas formando uma estrutura tipo *sandwich*. Estas estruturas tem sido usado em prensas mecânicas do tipo pórtico, tendo a patente sido registada pela firma alemã Siempelkamp AG nos anos 60 (Séc. XX). As estruturas devem ser de grande rigidez, dada a intensidade de forças que suportam. Este método de construção permite montar estruturas de prensas num curto espaço de tempo aliando a elevada rigidez, a um custo de produção mais reduzido dado o baixo número de operações de soldadura e à grande uniformização e simplicidade do desenho dos componentes.

Nesta dissertação será efetuada numa primeira fase, a investigação sobre as técnicas utilizadas neste tipo de estruturas dando especial destaque para desenhos desenvolvidos pela firma alemã Siempelkamp. Será dada ênfase às soluções de associação de placas de rigidez constituindo o sistema de *sandwich*.



Figura 1 - Exemplo de prensas Sandwich [7]

Seguidamente será desenvolvida a modelação da solução construtiva com o recurso ao *software* CATIA e através do seu módulo de elementos finitos serão apresentadas as respetivas análises estruturais dando destaque para as tensões e deslocamentos presentes na estrutura.

Por fim, serão efetuados cálculos estruturais usando a formulação analítica que servirão como verificação dos resultados obtidos pelo método dos elementos finitos.





# Capítulo 2

## Estado da arte

---

### 2.1 Introdução

As prensas são máquinas em que o principal objetivo, pode dizer-se, que é transferir uma ou mais forças e movimentos para uma ferramenta com o objetivo de exercer trabalho sobre uma peça. Podendo esse trabalho ser corte, estampagem, cunhagem entre outros (Schuler, 1998). O trabalho exercido pela prensa tem lugar entre um membro inferior que é denominado por mesa, no qual é fixa uma ferramenta denominada por matriz, e um membro superior móvel denominado por corrediça, no qual é fixa a outra parte da ferramenta denominada por punção, sendo o trabalho exercido quando o punção é comprimido contra matriz. Este membro superior é normalmente acionado por um sistema mecânico ou de transmissão hidrostática dependendo do tipo de prensa em questão.

A geometria destes equipamentos requer um especial conhecimento do processo a que se destinam. Dependendo da aplicação pretendida a prensa pode ser projetada para realizar um processo específico ou para utilização universal (Schuler, 1998).

Por exemplo, numa linha de produção especializada em que o trabalho exercido é sempre igual, e em que a quantidade de peças produzidas é o fator mais importante, mantendo claro a qualidade da peça requerida. Nestes casos o tipo de materiais a trabalhar, o número de ciclos por minuto, o curso de trabalho, o uso de automação para colocar e remover as peças a trabalhar, a ergonomia ou a segurança no trabalho, todos estes fatores devem ser tidos em consideração no seu projeto (Schuler, 1998).

Quando a finalidade da prensa é uma linha de produção universal, o objetivo, é oferecer uma grande flexibilidade e permitir a utilização uma grande variedade de matrizes que abranjam um espectro de operações o maior possível, assim sendo este tipo de prensa deve permitir ajustes no curso de trabalho, no número de ciclos por minuto, permitir fácil acesso à zona de trabalho, entre outros (Schuler, 1998).

## 2.2 Estrutura da prensa

A função da estrutura da prensa é absorver as forças resultantes da prensagem. Esta estrutura garante que se forma um sistema fechado, em que as forças geradas por esta máquina no processo de deformação de materiais se autoequilibram na máquina. Quer isto dizer, que nenhuma consequência mecânica passa da prensa para a fundação através dos apoios ou por qualquer outra ligação ao exterior. A Estrutura da prensa garante também o alinhamento preciso da corredeira, suporta a unidade de potência e as restantes unidades auxiliares. Estas estruturas devem ser dotadas de elevada rigidez (Mäkelt, 1968).

Segundo Schuler (1998), o *design* estrutural das prensas depende dos seguintes fatores:

- Força de prensagem – que determina a rigidez necessária;
- Dimensão das matrizes a utilizar – influência a área da mesa de trabalho;
- Acessibilidade à área de trabalho – determina a geometria da prensa;

- Grau de precisão do guiamento – este fator influencia a geometria e a rigidez da estrutura.

As estruturas das prensas podem ser bastante variadas e são normalmente caracterizadas por três fatores principais que são: o tipo de geometria, a tonelagem e o material utilizado na sua concepção.

### **2.2.1 – Caracterização das prensas quanto à geometria**

De acordo com David Smith (2005), as prensas podem ter geometrias bastante variadas, no entanto estes equipamentos podem dividir-se em dois grupos principais, que são:

- Prensa tipo C;
- Prensa tipo pórtico.

Estes são os dois tipos principais de estruturas. No entanto mesmo em cada um destes tipos existem algumas variações de fabricante para fabricante, principalmente no modo como são dispostos os sistemas de acionamento e os restantes componentes.

As prensas tipo C fazem uso de uma estrutura em forma de C (Figura 2). Este tipo de estrutura é caracterizado por ter uma zona de trabalho com maior acessibilidade, uma vez que os operadores têm acesso à mesa de trabalho por três lados diferentes. Esta estrutura consiste numa coluna rígida em posição vertical, sendo a corredeira acionada sobre a parte frontal da mesma. Este tipo de estrutura é normalmente produzido numa peça única (Mäkelt, 1968).



Figura 2 - Prensa mecânica tipo C [1]

As prensas tipo pórtico são apoiadas por dois membros laterais paralelos como se pode verificar na figura 3, que estão rigidamente ligados à parte superior da prensa, onde se encontra a unidade de potência, e à parte inferior, onde se encontra a mesa de trabalho. Os membros laterais são também usados como guias da corrediça. Este tipo de prensa caracteriza-se por ter uma maior precisão de trabalho e por ter maior capacidade de carga, no entanto tem um acesso à zona de trabalho mais difícil, sendo apenas possível aceder à zona de trabalho pela parte frontal e pela parte traseira do equipamento (Mäkelt, 1968).



Figura 3 - Prensa mecânica tipo pórtico [2]

A estrutura das prensas tipo pórtico de baixa tonelagem, são muitas vezes construídas numa única peça, no entanto, nas estruturas de grande tonelagem a parte superior e inferior são por vezes construídas em separado sendo depois mantidas fixas pelas colunas verticais, ligadas por tirantes que são pré tensionados com porcas especiais de grandes dimensões e apertadas por equipamento de precisão. Apesar de este segundo método ter um custo de produção mais elevado, torna-se mais fácil de transportar e tem melhor resistência a sobrecargas (Mäkelt, 1968) (Smith, 2005).

### 2.2.2 – Caracterização das prensas quanto à tonelagem

De acordo com Mäkelt (1968) a gama de tonelagens das prensas é bastante variável, e estas podem também ser categorizadas tendo em conta a sua capacidade de carga, sendo divididas nas seguintes categorias:

Prensas de baixa capacidade – até 500KN;

Prensas de média capacidade – de 500KN a 5000KN;

Prensas de elevada capacidade – mais de 5000KN.

Prensas com capacidade de carga moderada, até 2500KN, recorrem muito frequentemente ao uso de estruturas tipo C. Este tipo de construção, como já foi referido é caracterizado pelo fácil acesso à zona de trabalho. Contudo, a sua principal desvantagem reside no facto de a estrutura ter uma deflexão assimétrica, o que contribui para a redução na precisão do equipamento e é também um fator preponderante no desgaste da matriz e do punção (Schuler, 1998). De acordo com Smith (1994), é de referir que até capacidades de carga de 2500KN as prensas tipo C apresentam um custo de produção mais reduzido.

Prensas com capacidade nominal superior a 4000KN são quase exclusivamente construídas em estruturas tipo pórtico (Schuler, 1998). Este tipo de prensa tem como principal vantagem a ausência de deflexão angular, o que permite obter tolerânciamientos mais apertados nas peças produzidas e uma maior duração das ferramentas. Smith (1994), diz mesmo que precisão dimensional e necessidade de manutenção das matrizes nas prensas tipo pórtico podem melhorar até um fator de um para três quando comparado com as prensas tipo C.

### **2.2.3 – Caracterização das prensas quanto ao material de construção**

Classificadas quanto à geometria e quando à capacidade de carga, Mäkelt (1968) caracteriza também as prensas tendo em conta o material usado na sua produção. Os materiais e métodos de produção são também um fator importante na produção destes equipamentos. Novamente têm-se três grupos de materiais diferentes a distinguir os tipos de prensas, sendo eles:

- Ferro fundido cinzento;
- Aço fundido;
- Aço carbono.

Inicialmente a estrutura das prensas era produzida em ferro fundido cinzento ou em aço fundido, no entanto o progresso no campo das tecnologias de soldadura, permitiu que placas de aço carbono de elevada espessura fossem soldadas com um elevado grau de confiança, abrindo-se assim uma porta para a flexibilidade de *design*. A introdução do processo de soldadura na construção

de prensas permitiu que estas fossem mais facilmente projetadas para situações com requerimentos específicos (Schuler, 1998).

Existe também a possibilidade de se combinarem componentes soldados com componentes fundidos. Essa técnica é especialmente utilizada nas prensas tipo pórtico de grandes dimensões, que normalmente são feitas em diversas peças. As prensas tipo pórtico de menor capacidade são normalmente produzidas num bloco único soldado. As prensas tipo C são produzidas tanto em materiais fundidos como com juntas soldadas, sendo o primeiro caso usado em produções de maiores séries e o segundo usado em prensas com algum grau de personalização (Schuler, 1998).

#### 2.2.4 – Outras variantes de prensas

Para além dos dois principais tipos de prensas, existem ainda outras variantes menos comercializadas, que são normalmente utilizadas para aplicações mais específicas.

**Prensas inclináveis** – Este tipo de prensas podem ter estruturas tipo C ou pórtico e têm como vantagem o facto de poderem fazer uso da inclinação como extrator. Como as prensas ficam inclinadas as peças podem cair da matriz por meio da gravidade (Mäkelt, 1968). Na figura 4, pode visualizar-se um exemplo de prensa inclinável.



Figura 4 - prensa mecânica inclinável [3]

**Prensas horizontais** – estas prensas têm a particularidade de trabalharem na horizontal, podem ser usadas em locais com limitação de altura e têm também a vantagem de poderem usar extração por meio da gravidade (Mäkelt, 1968), na figura 5 pode visualizar-se um exemplo de prensa horizontal.



Figura 5 - Prensa hidráulica horizontal [4]

**Prensas de dupla biela/cilindro** – em alguns casos, as prensas podem ter dois ou mais cilindros de acionamento, um maior número de cilindros ou bielas permite maior uniformidade de distribuição de forças na corredeira, o que é particularmente benéfico quando o trabalho a exercer provoca esforços assimétricos na corredeira. Este tipo de equipamento é também utilizado quando é necessário ter maior zona de trabalho (figura 6) (Mäkelt, 1968).



Figura 6 - Prensa hidráulica de duplo cilindro [5]



**Prensa mecânica de dupla redução** - Este tipo de prensas utiliza dois conjuntos de engrenagens redutoras entre o volante de inércia e a árvore de cames. Estes equipamentos têm normalmente entre 8 e 30 ciclos por minutos e são usados em aplicações difíceis e com elevado curso como forjamento a frio e estampagem de chassis de camião. Na figura 7, pode visualizar-se uma representação esquemática de como é feita a dupla redução (Smith, 2005).

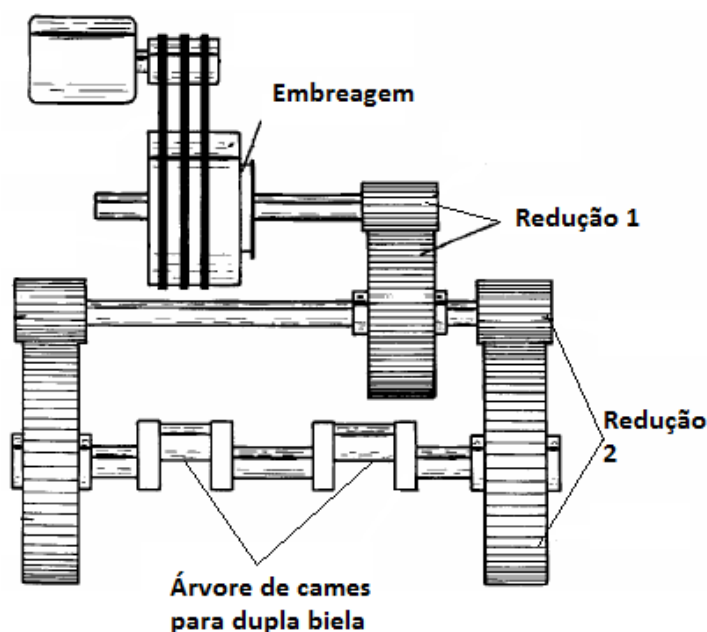


Figura 7 - Esquema de dupla redução de uma prensa mecânica (Smith, 2005)

## 2.3 Unidade de potência

A grande maioria das prensas industriais utiliza normalmente um dos dois tipos de acionamentos mais comuns que são: o acionamento mecânico e o acionamento hidráulico. Existem também prensas de acionamento manual, entre outros, mas com reduzida aplicação a nível industrial.

Tanto os sistemas mecânicos como hidráulicos apresentam vantagens que lhes são específicas. No entanto, ao longo dos últimos anos, por culpa de implementações de melhoria de *design* e controlo, estes têm atributos cada vez mais semelhantes. Segundo a Lascoe (1998) a escolha de uma prensa de acionamento hidráulico ou uma prensa de acionamento mecânica prende-se especialmente com necessidades de produção, economia e versatilidade.

A seleção do tipo de prensa deve de ser baseada no tipo de trabalho a ser executado. Sendo que, a prensa hidráulica deve ser considerada para aplicações com grande curso de trabalho, por sua vez a prensa mecânica deve ser tida em

conta para trabalhos de corte e cunhagem em que o curso de trabalho é mais reduzido (Lascoe, 1998).

### 2.3.1 Unidade de potência mecânica

A unidade de potência das prensas mecânicas utiliza um motor elétrico, de potência reduzida relativamente à capacidade da prensa. Este motor usa normalmente uma transmissão por correias que fornece energia ao volante de inércia, que armazena energia cinética. Conjuntamente com o volante de inércia ou acoplado no mesmo veio do volante de inércia, está uma embraiagem que é usada quando é necessário transmitir energia ao conjunto de engrenagens que liga este veio ao veio excêntrico que é responsável pelo curso do equipamento. Na figura 8 pode observar-se uma representação esquemática do processo descrito anteriormente.

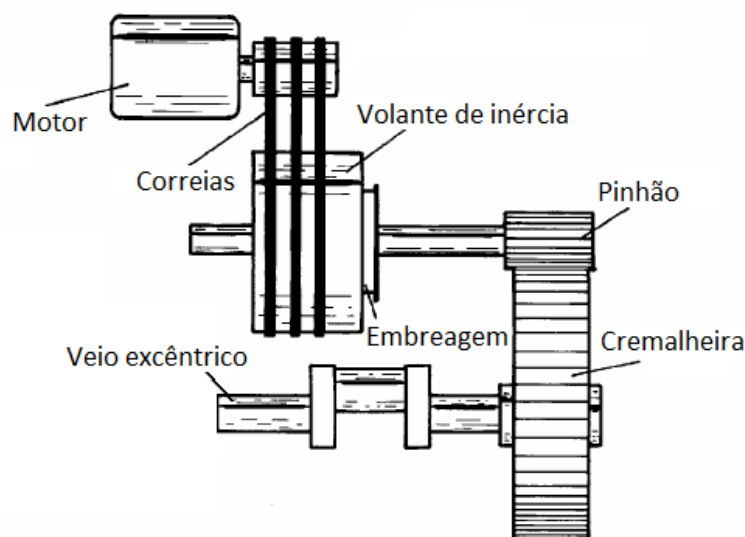


Figura 8 - Representação do modo de funcionamento do sistema mecânico (Smith, 2005)

### 2.3.2 Unidade de potência hidráulica

A unidade de potência hidráulica tem um funcionamento relativamente mais simples, faz uso de um motor elétrico, normalmente de maiores dimensões do que nas prensas mecânicas, que aciona a bomba hidráulica e faz o bombeamento de óleo para o cilindro. Neste caso, o motor precisa de debitar efetivamente a potência necessária ao trabalho de deformação, facto que não

---

ocorria com as prensas mecânicas em que é o volante de inércia a fonte de energia de deformação.

### **2.3.3 Sistema mecânico vs. Sistema Hidráulico**

A fim de se perceber qual o sistema que melhor que adequa a uma determinada tarefa irão ser comparadas as vantagens e desvantagens de cada um dos tipos de prensas, e depois compará-las novamente no que a aplicações de trabalho diz respeito.

#### **Vantagens das prensas hidráulicas**

Smith (1994) e Lascoe (1998), destacam nas prensas hidráulicas as seguintes vantagens:

- A prensa hidráulica não sofre sobrecargas, porque o sistema hidráulico está protegido com válvulas limitadores de pressão;
- A força máxima pode ser desenvolvida ao longo de todo o curso;
- A tonelagem da prensa pode ser facilmente ajustável até um determinado nível, permitindo realizar operações de baixa tonelagem;
- O ciclo de trabalho é mais facilmente ajustável à tarefa a realizar e permite ainda usar cursos mais longos;
- Velocidades de recuo e aproximação facilmente variáveis com válvulas de controlo de fluxo;
- A configuração da matriz é mais fácil porque não é necessário ajustar a espessura do material, dado que neste tipo de prensas não se corre o risco de haver atravancamento;
- A velocidade da corrediça é constante ao longo do ciclo de trabalho;
- Em geral as prensas com longo curso de trabalho são mais baratas se usarem acionamento hidráulico.

#### **Desvantagens das prensas hidráulicas**

Lascoe (1998), refere os seguintes aspetos como principais limitações das prensas hidráulicas:

- Necessita de um motor de maior dimensão quando comparada com uma prensa mecânica, porque não tem acumulador de energia como na prensa mecânica. Apesar do motor ser consideravelmente maior, os consumos de energia são idênticos à prensa mecânica, uma vês que o motor só funciona na capacidade máxima no período em que é exercido trabalho;
- Não é aconselhável a operações que causem choques elevado, porque apesar do sistema estar protegido com válvulas limitadoras de pressão, esses choques são prejudiciais para o sistema hidráulico;
- São geralmente consideradas mais difíceis de fazer manutenção do que as prensas mecânicas, principalmente porque as avarias de prensas mecânicas são muitas vezes visíveis e facilmente detetadas, enquanto que, nas prensas hidráulicas exige normalmente um rastreamento do circuito hidráulico e porque a fonte dos problemas raramente é visível;
- São mais lentas do que as prensas mecânicas e a sua eficiência energética é menor;
- O seu projeto é normalmente mais dispendioso.

#### **Vantagens das prensas mecânicas:**

Como pontos fortes das prensas mecânicas, uma vez mais a Smith & Associate e Lascoe (1998), destacam os seguintes aspetos:

- Prensa mecânica é normalmente mais rápida do que uma prensa hidráulica convencional;
- O acionamento mecânico apresenta maior rendimento global, portanto maior eficiência energética;
- A prensa mecânica é claramente mais adequada para operações com choques elevado, esses não são prejudiciais para o bom funcionamento do equipamento;
- Não requer grandes motores porque armazena energia cinética no volante de inércia, que é depois dissipada no ciclo de trabalho;
- Em geral as prensas mecânicas são mais económicas do que as prensas hidráulicas.

### **Desvantagens das prensas mecânicas:**

Como principais limitações deste tipo de prensas Lascoe (1998) destaca os seguintes aspetos:

- A prensa mecânica só consegue exercer a força máxima a uma certa distância do ponto morto inferior;
- A prensa mecânica não se ajusta às variações de espessuras de material como faz a prensa hidráulica, portanto, requer extremo cuidado ao definir o curso da prensa para cada tipo de tarefa tendo em conta as variações de espessura do material. Caso, este ajuste não seja feito corretamente corre-se o risco de haver travancamento ou rotura do sistema;
- Velocidade de descida variável, que em operações de estampagem, que usam normalmente elevados cursos, faz com as peças estejam mais suscetíveis a variações de espessura, porque como varia a velocidade da matriz, vai alterar também a fluidez do material.

Perante estes argumentos favoráveis ou não, o que se constata é que os fabricantes de prensas mecânicas procuram habilmente promover o seu produto enquanto os de prensas hidráulicas fazem o mesmo. Resta acrescentar que face aos mais recentes avanços no desenvolvimento do projeto de prensas, se assistiu a uma importante “cooperação” entre áreas do conhecimento tanto em prensas mecânicas como hidráulicas; como consequência, a tendência atual aponta para prensas com servo acionamento, em que muitos mecanismos “clássicos” de prensas mecânicas (como fusos, sistemas biela-manivela simples ou compostos com sistemas secundários de bielhas intermédias e joelheiras) são combinados com cilindros hidráulicos integrados em circuitos com sofisticados sistemas de controlo de força e deslocamento de elevada precisão.

## 2.4 Aplicações das prensas

As prensas são equipamentos que permitem realizar um vasto número de tarefas diferentes, apesar disso, o seu maior foco de aplicação é a conformação de metais (Smith & Associate, 2005). Em seguida serão descritas algumas tarefas que podem ser realizadas na área dos trabalhos com metais e qual o tipo de prensa que mais se adequa para cada tarefa. Havendo um tipo de prensa mais adequado para uma determinada tarefa, isso não implica que essa mesma tarefa não possa ser realizada por outro tipo de prensa.

É de salientar, que para além das tarefas descritas de seguida as prensas podem efetuar trabalho em muitas outras áreas, como na indústria do calçado, madeira, plásticos, entre outros.

Smith (1994), destaca as seguintes tarefas para os respetivos tipos de prensa:

- Estampagem de baixo curso: Para estampagens de baixo curso é recomendável o uso de prensa mecânica, por razões de capacidade de produção;
- Estampagem de grande curso: para estampagens de grande curso a prensa hidráulica é a mais aconselhável tarefa devido à sua versatilidade de ajustamento de pressão e curso, e como tem velocidade constante garante escoamento do material mais uniforme;
- Corte por arrombamento: A escolha para este tipo de tarefas deve recair para a prensa mecânica, que é uma escolha mais sustentável para operações em que existe choque;
- Cunhagem: Prensa mecânica deve de ser a escolha para este tipo de tarefas, visto que em grande parte destas tarefas é também feito corte de material. Também porque é uma tarefa que exige impacto ao e a prensa hidráulica executa ações mais associadas a compressão;
- Desempenamento: Prensa hidráulica é claramente a melhor escolha para este tipo de prensagem, porque a tonelagem e o curso são muito facilmente ajustáveis consoante a necessidade.

## 2.5 – Componentes das prensas

Em seguida será feita a descrição dos principais componentes presentes neste tipo de equipamentos.

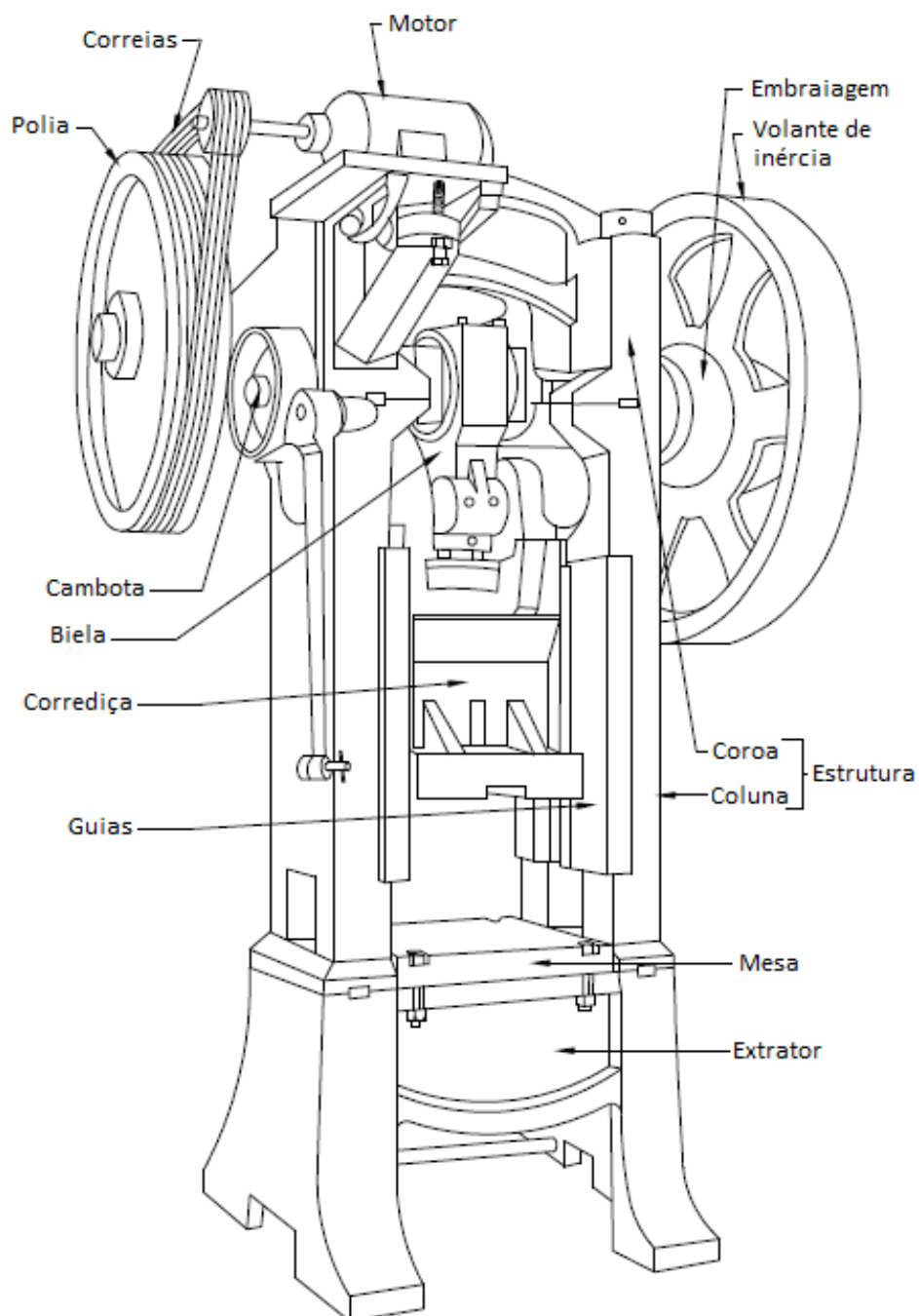


Figura 9 -Representação esquemática dos componentes da prensa (Dayton Die Cushions)

**Extrator** - este componente está situado na parte inferior da mesa de trabalho e é utilizado para remover as peças da zona de trabalho, o extrator recorre normalmente a sistemas pneumáticos.

**Mesa** - esta é uma espessa placa de aço, no qual está fixo o extrator e serve de superfície de trabalho. A mesa contém normalmente vários furos e guias que servem para fixação da matriz e para o acionamento dos extratores.

**Corrediça** - Esta é a parte móvel da prensa. A sua superfície inferior tem também vários furos e guias que servem para fixação de ferramentas.

**Guias** - Estas peças fornecem orientações correta à corrediça que se move para cima e para baixo. Sua finalidade é garantir que esta se move sempre segundo a mesma linha vertical.

**Motor** - Esta é a fonte primária de energia da prensa e é normalmente montado na parte superior da estrutura.

**Embreagem**- Este é o mecanismo utilizado para controlar a transmissão de potência do volante de inércia para o sistema de engrenagens.

**Cambota**- O curso da corrediça é definida pela excentricidade deste componente. Hoje em dia, existem sistemas que são montados na cambota que permitem que estes equipamentos tenham curso variável.

## 2.6 Prensas tipo *sandwich*

O projeto de prensas tipo *sandwich* é conhecido desde a década de 60 do século passado, tendo este tipo de estrutura sido desenvolvido pela empresa alemã Siempelkamp, no entanto esta inovação na construção da estrutura nunca encontrou verdadeiramente a ampla aplicação que lhe era prevista.

Este tipo de prensas ao contrário das prensas convencionais que fazem uso de chapas de grande espessura nas laterais da estrutura para garantir rigidez usa várias chapas espaçadas entre si para garantir a rigidez da prensa. Na figura 10 e 11 podem observar-se animações de como as placas da estrutura ficam montadas.



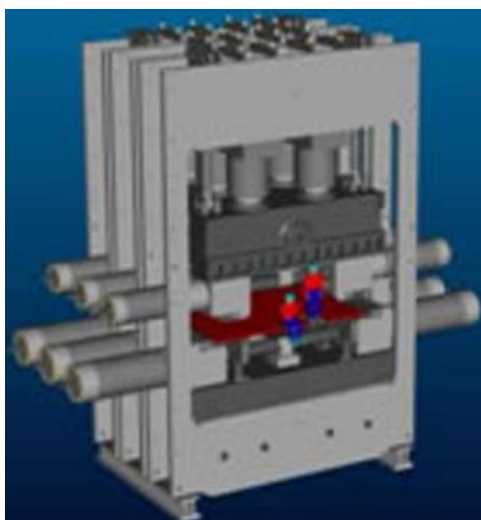


Figura 10 - Disposição de uma prensa tipo sandwich produzida pela Siempelkamp [6]

A figura 10 é representativa de uma prensa montada pela empresa Siempelkamp em 2008. Sendo estes também os responsáveis pela patente desta estrutura inovadora. Segundo esta empresa, este tipo de *design* permite alcançar uma rigidez específica mais elevada quando comparado com uma estrutura convencional [6].

Esta prensa representou também um recorde no tempo de montagem, salientando assim os reduzidos tempos de produção e montagem associados a este tipo de estruturas [6].

O fabrico relativamente simples das placas individuais, intercaladas com espaçadores e apertadas conjuntamente, para formar uma estrutura capaz de suportar cargas bastante consideráveis, parece tentador. O seu desenho simples, a ausência de soldaduras e a sua maior facilidade de transporte contrastam com o facto, de a estrutura ser constituída por várias placas individuais, o que requer mais tempo de maquinaria e com o facto de ser mais difícil garantir rigidez lateral.

É de referir também que durante a pesquisa elaborada apenas se encontrou este tipo de estrutura aplicada a prensas tipo pórtico e com acionamento hidráulico, no entanto o desafio proposto nesta dissertação é aplicar este tipo de estrutura em prensas tipo C com acionamento mecânico.

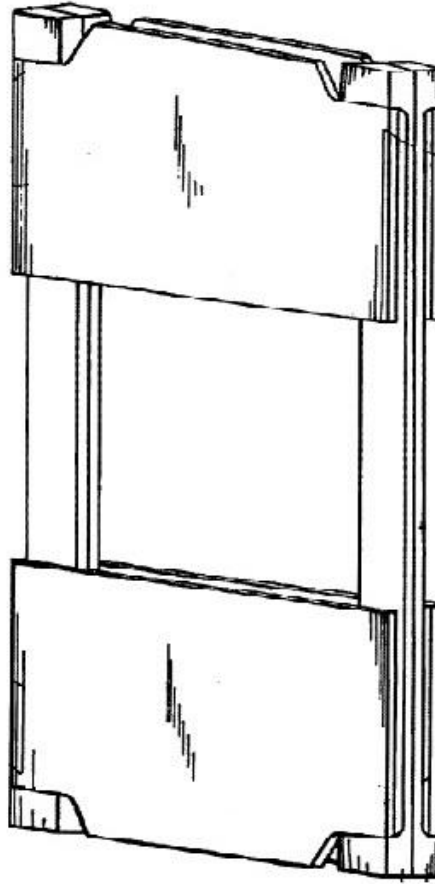


Figura 11 - Exemplo da colocação das placas na prensa tipo sandwich (Werner, G. et al)

A aplicação desta estrutura a prensas tipo C, garante logo à partida um desafio maior, porque neste tipo de geometria estão presentes esforços e deslocamentos assimétricos na estrutura. O uso de uma unidade de potência mecânica aumenta o desafio, porque este sistema gera várias reações durante o seu funcionamento, que terão que ser absorvidas pela estrutura, essas reações são provocadas pelo acionamento das engrenagens que acionam o veio excêntrico e pela corredeira que gera tensões sobre as guias que por suas vez são transmitidas para a estrutura. Estas cargas podem representar um grande obstáculo para este tipo de estrutura uma vez que todas as ligações são móveis, o que torna mais difícil garantir a rigidez lateral necessária.

## Capítulo 3

# Caraterísticas do equipamento

---

Para o desenvolvimento desta estrutura, foi necessário definir vários parâmetros sobre o equipamento. A escolha desses parâmetros teve como base, um modelo de prensa convencional tipo C também de 1000KN existente no mercado e documentos da bibliografia.

### 3.1 Material da estrutura

Nos projetos em que é feito o desenvolvimento do produto, a escolha dos materiais de construção a usar tem normalmente um peso considerável no custo final do equipamento. Deste modo, a escolha correta dos materiais pode determinar ou não o sucesso de um projeto.

Para a estrutura do equipamento a projetar é importante que a escolha incida sobre um material que tenha uma boa relação rigidez/preço, uma vez que este equipamento está sujeito a grandes cargas, o que exige também quantidades de materiais bastante elevadas.

Com o objetivo de se obter uma estrutura com uma boa relação rigidez/preço, a escolha do material recaiu sobre um aço. Este é um material

comummente utilizado neste tipo de equipamento (Strano, M; et al. 2013) (Lan,J; et al. 2011) (Trebuna, F; et al. 2010).

Existem vários tipos de aço utilizados para a construção deste tipo de equipamentos e com diferentes propriedades e composições químicas, consoante o fabricante. Normalmente as propriedades mecânicas do aço ao carbono utilizados neste tipo equipamentos situam-se entre os seguintes intervalos:

Módulo de elasticidade [GPa]:  $190 < E < 220$ ;

Tensão de cedência [MPa]:  $230 < \sigma_{ced} < 330$ ;

Tensão de rotura [MPa]:  $\sigma_{rot} > 430$  (Strano, M; et al. 2013) (Lan,J; et al. 2011) (Trebuna, F; et al. 2010).

Atendendo às características dos aços normalmente utilizados neste tipo de equipamentos, optou-se pela utilização de um aço ST37. Este é um aço bastante usado em tubagens e chapas e é bastante conhecido pela sua quantidade reduzida de elementos de liga. Este combina geralmente uma elevada dureza com tenacidade não sendo demasiado frágil quando submetido a cargas.

Este aço é caracterizado pela seguinte propriedades:

Tabela 1 - Propriedades químicas [%] do aço ST37 (Avallone, et al, 2007)

C	Si	Mn	S	P
≤0.17	≤0.35	≤1.20	≤0.025	≤0.030

Tabela 2 - Propriedades mecânicas do aço ST37 (Avallone, et al, 2007)

<b>Módulo de elasticidade [GPa]</b>	210
<b>Tensão de cedência [MPa]</b>	275
<b>Tensão de rotura [MPa]</b>	450
<b>Coeficiente de poisson</b>	0.28
<b>Módulo de elasticidade transversal [GPa]</b>	81
<b>Massa específica [Kg/m<sup>3</sup>]</b>	7860

## 3.2 Especificações do equipamento

De modo a poder determinar-se as forças resultantes do funcionamento da unidade de potência foi necessário definir algumas características para o equipamento de forma a se ter uma base de cálculo. Sendo essas características, baseadas numa prensa de 1000KN produzida por um fabricante português. Foram então adotadas as seguintes especificações:

**Cadência máxima:** 90 ciclos/ minuto – Este parâmetro é importante para se determinar a potência que necessita de ser transmitida ao sistema de engrenamento de modo a se conseguir exercer uma força de 1000KN.

**Curso máximo:** 125mm – O curso do equipamento está também relacionado com a potência do sistema, sendo por isso uma variável importante.

**Comprimento da biela:** 550mm – O comprimento da biela é necessário para determinar a força resultante nas guias da corredeira.



## Capítulo 4

# Forças resultantes na estrutura

---

Os parágrafos seguintes irão abordar os princípios básicos sobre força, trabalho e potência associados a prensas mecânicas e será feito o cálculo detalhado das reações a que a prensa está sujeita.

### 4.1 Fundamentos teóricos

Se um peso de 75kg é preso por uma corda, uma força de 750N (força  $F = \text{Massa } m \times \text{Aceleração gravitacional } g$ ) atua sobre esta. Considerando que o peso não é elevado, nenhum trabalho é realizado, uma vez que, trabalho  $W$  [Nm] é o produto da força  $F$  [N] e da distância  $h$  [m]:

$$W = F \cdot h$$

Se o peso for elevado 1m, temos o seguinte trabalho realizado:

$$W = 750N \cdot 1m = 750Nm$$

Este trabalho pode ser novamente obtido de volta quando largamos o peso a 1m de altura. No entanto, a magnitude da força resultante depende da distância sobre a qual é exercido trabalho:

$$F = \frac{W}{h}$$

Se uma força de 750 N for uniformemente exercida para elevar o peso ao longo de uma distância de 1 m, a mesma força será gasta caso todo o trabalho seja realizado ao baixar o peso ao longo de uma distância de 1 m. Um resultado diferente obtém-se quando o peso cai livremente durante metade da distância e depois o trabalho de 750Nm é gasto nos últimos 0.5m, nesse caso a magnitude da força obtida é a seguinte:

$$F = \frac{750Nm}{0.5m} = 1500N$$

Quando o trabalho é realizado em apenas metade da distância, a força tem o dobro do valor. Se por exemplo todo o trabalho for exercido em apenas um décimo da distância (0.1m) a força é dez vezes maior:

$$F = \frac{750Nm}{0.1m} = 7500N$$

Em suma pode afirma-se que:

- Força e trabalho são dois termos que podem ser relacionados um com o outro por meio de uma terceira variável (distância):
- Se uma dada quantidade de trabalho é realizada, a distância sobre a qual este se realizou determina a magnitude da força gerada.

As relações descritas usando o exemplo do peso, são na generalidade aplicadas ao campo de produção das prensas, no entanto estes equipamentos em vez de fazerem a elevação de uma massa, usam um corpo em rotação (volante de inércia) para obter a energia necessária (Schuler, 1998).



Smith (1994), diz que em operação contínua a queda de velocidade do volante por cada ciclo não deve de ser superior a cerca de 20%, no entanto, isto não dá qualquer indicação sobre as forças e tensões exercidas sobre a prensa.

As prensas são normalmente caracterizadas pela sua força nominal, que é a força máxima que estas podem exercer sobre a mesa de trabalho. O valor desta força baseia-se nos cálculos de resistência da estrutura e dos elementos móveis, localizados na zona do fluxo de força, como a biela a cambota e a corrediça. A carga nominal é a maior força permitida no funcionamento da prensa. Este limite pode ser definido com base no nível de tensão admissível ou pelas características de deflexão (Schuler, 1998).

Na maioria dos casos, as tensões sobre a estrutura são mantidas baixas, de forma a se conseguir máxima rigidez na estrutura. A carga nominal máxima é normalmente especificada quando a cambota se encontra a 30° antes do ponto morto inferior, e só entre este ponto e o ponto morto inferior os componentes de acionamento exercem a força máxima. Também estes têm de ser dimensionados para o binário correspondente à força nominal da prensa. As partes móveis devem de estar sempre submetidas a pequenas tensões para evitar choques violentos (Schuler, 1998)

## 4.2 Cálculo do trabalho

Como se referiu no capítulo 3 pretende-se que a prensa a projetar tenha um curso máximo de 125mm, logo excentricidade da cambota será de 62.5mm. Sendo o trabalho exercido apenas entre  $\theta=30^\circ$  e  $\theta=0^\circ$  (ver figura 12), o curso sobre o qual é exercido trabalho ( $h$ ), pode então ser determinado pela seguinte expressão:

$$h = 0.0625m * (1 - \cos(\theta))$$

$$\Leftrightarrow h = 0.0625m * (1 - \cos(30)) = 0.0084m$$

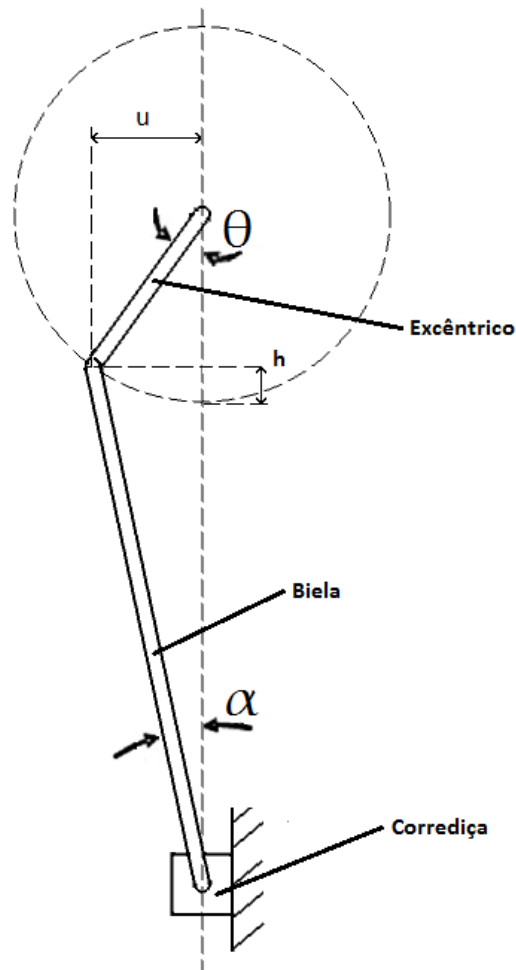


Figura 12 - Esquema biela-manivela da prensa

Se se pretende que a prensa tenha uma força nominal máxima de 1000kN o trabalho necessário pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$W = F \cdot h = 1\,000\,000\text{N} * 0.0084\text{m} = 8400\text{Nm}$$

A título de exemplo se a mesma força (1000kN) agisse sobre uma distância de apenas 5 milímetros ( $h=0.005\text{m}$ ), nesse caso o trabalho exercido seria dado por:

$$W = 1\,000\,000\text{N} * 0.005\text{m} = 5000\text{Nm}$$

Neste caso a força nominal da prensa seria totalmente usada, no entanto apenas se utilizaria uma parte da energia disponível. Ter-se-ia uma situação seria muito mais desfavorável, se toda a energia disponível no volante de

inércia 8400Nm fosse usada numa distância de trabalho de 5mm. Nesse caso a força resultante sobre a estrutura da prensa e os componentes móveis seria:

$$F = \frac{W}{h} = \frac{8400Nm}{0.005} = 1680KN$$

Como a máxima força permitida é de 1000KN, estar-se-ia presente sobre um caso severo de sobrecarga. Apesar de o abrandamento do volante de inércia estar dentro dos limites, em situações como esta, todos os elementos estão em sobrecarga, o que pode causar sérios danos no equipamento. Este tipo de ocorrência acontece mais frequentemente em operações de cunhagem ou acabamentos de peças, que têm cursos de trabalho bastante reduzidos. Para eliminar ou minimizar os efeitos das sobrecargas, são atualmente utilizados sistemas de segurança para proteger estes equipamentos.

No **Erro! A origem da referência não foi encontrada.**1 está representado a curva que mostra a força máxima que se pode exercer em função do ângulo do veio excêntrico para trabalho constante de 8400Nm. A laranja está representada a zona na qual a prensa pode trabalhar.

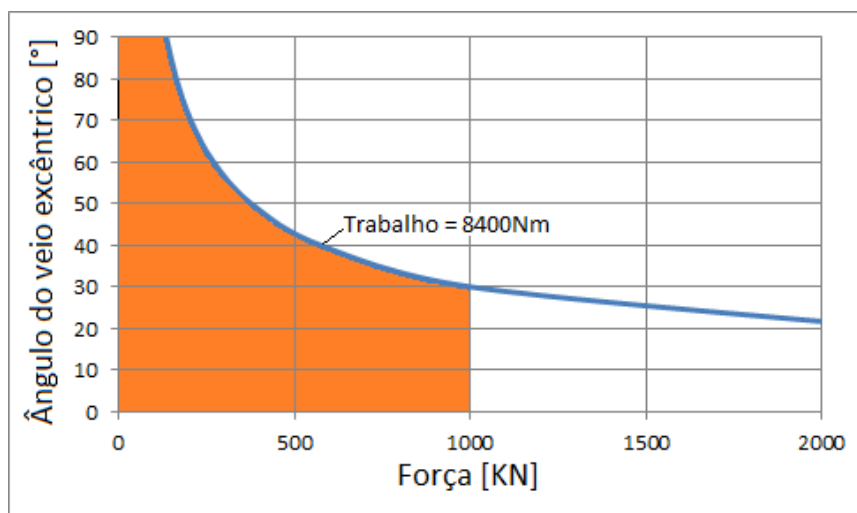


Gráfico 1- Relação entre a força máxima em função do ângulo do veio excêntrico para trabalho constante

No gráfico é também facilmente perceptível que quando todo trabalho é exercido abaixo dos 30° antes do ponto morto inferior se está sobre um caso de sobrecarga do equipamento.

### Cálculo da potência

Como foi determinado anteriormente o trabalho exercido durante um ciclo com curso de 8.4mm e com uma magnitude de força de 1 000 000N, que são os dados que caracterizam a prensa, é de 8400Nm.

Sabendo que a prensa tem uma capacidade máxima de 90 ciclos por minutos, o que equivale:

$$\text{segundo por ciclo} = \frac{60}{n^{\circ} \text{ ciclos minuto}} = \frac{60}{90} = \frac{2}{3} \text{ segundos por ciclo}$$

O ciclo completo demora 2/3 segundos, no entanto o trabalho apenas é exercido nos últimos 30° antes do ponto morto inferior, como está representado na figura 13 com linha tracejada a vermelho. Segmento esse, que corresponde a 1/12 parte do ciclo.

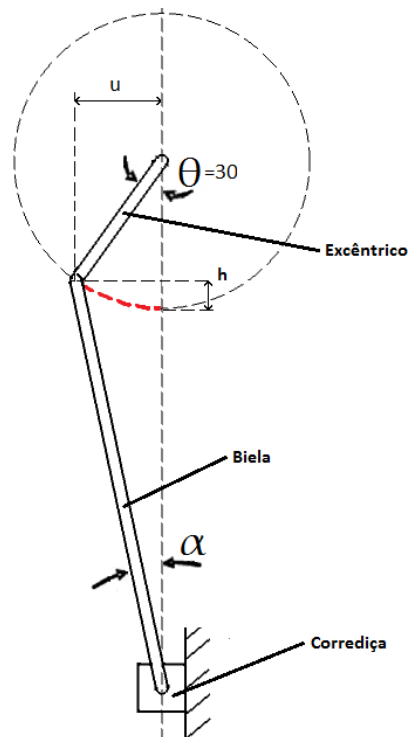


Figura 13 - Segmento onde é exercido trabalho

Para simplificação de contas não foi tido em consideração o abrandamento da corrediça. Sabendo o trabalho realizado e o tempo em que é exercido o trabalho estamos em condições de calcular a potência requerida:

$$pot[w] = \frac{8400}{\frac{2}{3} * \frac{1}{12}} \approx 151kw$$

151Kw é a potência que deve de ser transmitida às engrenagens que acionam o movimento da cambota que por sua vez transmite movimento à corrediça. É de salientar que a própria massa e energia cinética da corrediça têm um desempenho favorável no que à potência requerida diz respeito, no entanto esse ganho pode ser desprezável.

### 4.3 Dimensionamento das engrenagens

De forma a se poder determinar as forças resultantes do acionamento das engrenagens é necessário num primeiro passo fazer o seu dimensionamento para determinarmos o seu diâmetro e assim poderem determinar-se as reações que são causadas na estrutura. Considerou-se o uso de engrenagens tipo Chevron, porque este tipo de engrenagens tem um trabalhar silencioso quando comparado com as engrenagens de dentes retos e porque não causa reações radiais na estrutura. Em seguida será realizado o dimensionamento das engrenagens seguido a formulação utilizada na disciplina de Sistemas Mecânicos.

Conforme calculado no tópico anterior, as engrenagens irão ser dimensionadas para a potência de 151kw.

Em geral, o modo de ruína das engrenagens é o desgaste superficial progressivo dos dentes devido às tensões de contacto cíclicas. Nestas condições, a potência admissível é obtida através da seguinte expressão (Morais, 2012):

$$P_{adm} = 5.236. 10^{-8} n_1 \frac{u}{u+1} m_n^3 \left( \frac{Z_1}{\cos \beta} \right)^2 C_b K_{adm}$$

Para se poder prosseguir com o cálculo de  $P_{adm}$  é necessário determinar antes os parâmetros  $K_{adm}$  e  $m_n$ .

Em que  $K_{adm}$  é um fator de resistência, que é calculado em função de outros fatores que serão apresentados de seguida:

$$K_{adm} = \frac{1}{K_B} C_2 C_3 C_4 C_5 C_6$$

$K_B$  é um fator de serviço dado por:

$$K_B = \frac{K_A Z_R}{Z_N^2}$$

Em que  $K_A$  é um fator de aplicação de carga. Escolhendo o regime de acionamento H na tabela 3, que corresponde ao regime utilizado em prensas e escolhendo também o regime H na tabela 4 que corresponde a choques importantes, obtém-se  $K_A = 2.25$

Tabela 3 - Fator de aplicação de carga (Morais 2012)

Accionamento	Máquina Accionada			
	U	L	M	H
U - uniforme	1	1.25	1.50	1.75
L - choques ligeiros	1.10	1.35	1.60	1.85
M - choques moderados	1.25	1.50	1.75	2.00
H - choques importantes	1.50	1.75	2.00	≥ 2.25

Tabela 4 - Regime de funcionamento para diversos tipos de máquinas (Morais 2012)

Regime	Accionamento	Máquina accionada
U	Turbinas a vapor e a gás, motores eléctricos com baixo binário de arranque	Geradores, elevadores ligeiros, avanço de máquinas ferramentas, telas transportadoras com alimentação uniforme, misturadores de matérias homogéneas, compressores e bombas de palhetas ligeiras, ventiladores
L	Turbinas, motores eléctricos com elevado binário de arranque	Telas transportadoras, misturadores, bombas de palhetas pesadas, bombas com vários pistões, calandras
M	Motores de combustão interna com elevado número de cilindros	Extrusoras e misturadores de plásticos ou borrachas, elevadores pesados, bombas com um só pistão
H	Motores de combustão interna com baixo número de cilindros	Escavadoras, laminadores pesados, prensas

$Z_R$  é um factor de fiabilidade, considerando uma fiabilidade de 99% temos  
 $Z_R = 1$

$Z_n$  é um fator de duração obtido pela expressão:

$$Z_N = \left(\frac{N_r}{N}\right)^m$$

Sendo  $N$  o número de ciclos de vida pretendido,  $N_r$  e  $m$  são parâmetros que se obtêm através da Tabela 5, considerou-se a utilização de um aço cementação com tensão de rotura de 1500MPa.

Para se obter do valor de  $N$  considerou-se um período de vida de 2 anos de trabalho contínuo a 90 ciclos por minuto. Como o dimensionamento deve de ser feito para a engrenagem mais solicitada que é o pinhão, considerou-se que o conjunto de engrenagens utiliza uma redução  $u=1:6$  assim sendo o número de ciclos do pinhão é:

$$N = 2 * 365 * 24 * 60 * 90 * 6 = 5.68E8 \text{ ciclos}$$

Tabela 5 - Valores para calcular o parâmetro Zn (Morais 2012)

Estado	$N_r$	Ciclos	$m$
Têmpera e revenido, cementação	$5 \cdot 10^7$	$10^5 \leq N \leq N_r$	0.0756
		$N_r \leq N \leq 10^{10}$	0.0307
Nitruração longa	$2 \cdot 10^6$	$10^5 \leq N \leq N_r$	0.0875
		$N_r \leq N \leq 10^{10}$	0.0191
Nitruração curta	$2 \cdot 10^6$	$10^5 \leq N \leq N_r$	0.0318
		$N_r \leq N \leq 10^{10}$	0.0191

$$N_r = 5E7 \text{ e } m = 0.0307$$

$$Z_N = \left( \frac{5E7}{5.67E8} \right)^{0.0307} \approx 0.93$$

Estão agora reunidos todos os dados para calcular  $K_B$ :

$$K_B = \frac{2.25 * 1}{0.93^2} = 2.612$$

$C_2$  é um factor geométrico que depende do ângulo do dentado, para um ângulo de  $20^\circ$  como o que é considerado,  $C_2 = 0.28$ .

O valor de  $C_3$   $C_4$  e para uma primeira iteração são obtidos na Tabela 6

Tabela 6 - Estimativa dos fatores C3 e C4 (Morais 2012)

Dentado	Qualidade ISO	$C_3$	$C_4$
recto	5 e 6	0.905	0.760
	7	0.782	0.741
helicoidal	5 e 6	0.905	0.760
	7	0.812	0.673

Considerando-se uma qualidade ISO 5, obtiveram-se os seguintes valores:

$$C_3 = 0.905$$



$$C_4 = 0.76$$

$C_5$  é um factor de resistência, em que:

$$C_5 = \left( \frac{\sigma_{Hlim} C_w}{C_e} \right)^2$$

$\sigma_{Hlim} = 1500$ , para aços de cementação

$C_w = 1$ , porque  $HB > 400$

$C_e = 190$ , valor definido para aços.

$$C_5 = \left( \frac{1500 * 1}{190} \right)^2 = 62.33$$

$C_6$  é um factor de desgaste, em  $C_6 = 1$  para aços de endurecimento superficial, que é o caso dos aços cementados.

Estão reunidos todos os dados necessários para proceder ao cálculo de  $K_{adm}$ :

$$K_{adm} = \frac{1}{K_B} C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 = \frac{1}{2.612} * 0.28 * 0.905 * 0.76 * 62.33 * 1 = 4.6$$

Calculado o valor de  $K_{adm}$  provisório devemos agora de calcular o valor do módulo normal,  $m_n$ :

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\left( \frac{\cos(\beta)}{Z_1} \right)^2 \frac{P}{C_b n_1 K_{adm}} \frac{u+1}{u}}$$

Em que  $u$  é a relação de transmissão que como foi referido anteriormente é 6 e  $P$  é a potência, que como foi calculado a transmitir às engrenagens, que é 151Kw:

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\left( \frac{\cos(20)}{17} \right)^2 \frac{151}{12 * 90 * 6 * 4.6} \frac{6+1}{6}} = 7.07$$

Devemos agora arredondar o módulo para o valor normalizado mais próximo que é 8.

Com o novo valor do módulo devemos agora calcular os valores exatos de  $C_3$  e  $C_4$ .

Cálculo de  $C_3$ :

$$C_3 = \frac{c_0 + c_1 v_t + c_2 v_t^2 + c_3 v_t^3}{e_0 + e_1 v_t}$$

Em que:

$$v_t = \frac{m_n * Z_1 * \pi * 90 * 6}{60 * 1000} = \frac{8 * 17 * \pi * 90 * 6}{60 * 1000} = \frac{3.36m}{s}$$

$$c_0 = 0.7848 + 5.279 * 10^{-4} * Z_1 = 0.79$$

$$c_1 = 0.03257 - 7.321 * 10^{-4} * Z_1 = 0.02$$

$$c_2 = -1.447 * 10^{-3} + 2.847 * 10^{-5} * Z_1 = -9.6 * 10^{-4}$$

$$c_3 = 1.991 * 10^{-5} - 4.067 * 10^{-7} * Z_1 = 1.3 * 10^{-5}$$

$$C_3 = 0.85$$

Cálculo de  $C_4$ :

$$C_4 = \frac{1}{K_{H\alpha} K_{H\beta}}$$

$$K_{H\beta} = 1.17 + 0.18 * \left(\frac{96}{136}\right)^2 + 4.7 * 10^{-4} * 96 = 1.27$$

$$C_4 = \frac{1}{1.27 * 1.1} = 0.71$$

Obtidos os valores exatos de  $C_3$  e  $C_4$ , calculam-se novamente os valores de  $K_{adm}$  e de  $m_n$ :

$$K_{adm} = \frac{1}{K_B} C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 = \frac{1}{2.612} * 0.28 * 0.829 * 0.72 * 62.33 * 1 = 4.04$$

$$m_n = 267 \sqrt[3]{\left(\frac{\cos(20)}{17}\right)^2 \frac{151}{12 * 90 * 6 * 3.96} \frac{6 + 1}{6}} = 7.31$$

Estão agora reunidos todos os dados para se poder calcular a potência admissível. De forma a garantir-se um coeficiente de segurança de 20%, multiplicou-se a potência nominal por 1.2, devendo assim a potência admissível de ser superior a 182Kw.

$$P_{adm} = 5.236. 10^{-8} * 90 * 6 * \frac{6}{6 + 1} 4^3 \left(\frac{17}{\cos 20}\right)^2 12 * 4.04 = 131.9Kw$$

Após o cálculo da potência admissível, verificou-se que um pinhão de 17 dentes e com módulo 8, não é indicada para este acionamento. Deve então repetir-se o processo anterior aumentando o número de dentes ou o módulo do pinhão. Apesar de não estarem descritas, foram realizadas várias iterações nas quais foram testados diferentes módulos e diferentes números de dentes, tendo no final sido escolhido um pinhão com 25 dentes e módulo 6, porque este conjunto cumpre com os requisitos do projeto e foi o conjunto mais compacto de todas as iterações realizadas.

## 4.4 Cálculo das forças resultantes na estrutura

### 4.4.1 Forças resultantes das engrenagens

Para a realização de trabalho, estes equipamentos exercem força sobre a corredeira, sendo essa força transmitida através da biela que por sua vez, recebe acionamento através do momento torsor aplicado no veio excêntrico, que está ligado ao sistema de engrenagens. Como aproximação à solução do problema admitiu-se que a força aplicada à biela é paralela ao eixo vertical da máquina, e que o momento relativo a essa força permanece constante.

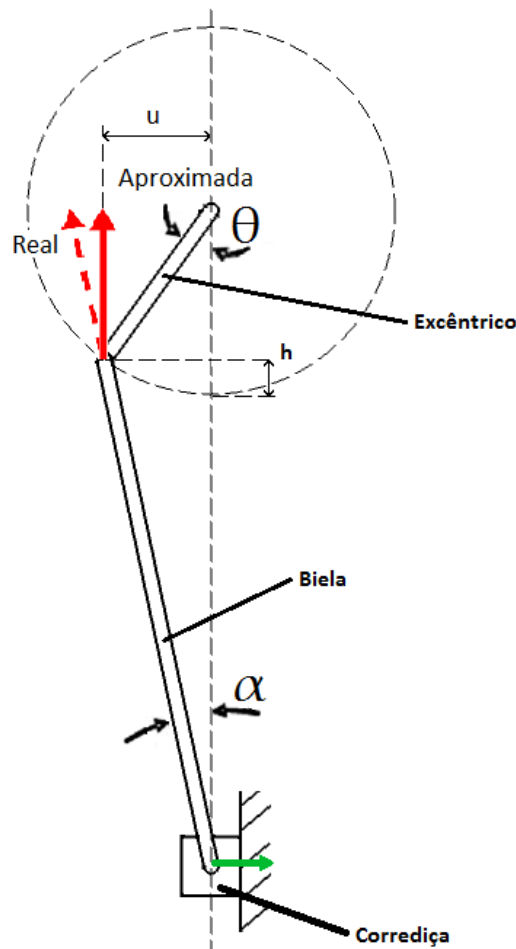


Figura 14 - Esquema da força aproximada

Sendo a força de trabalho 1000KN, o binário causado no veio excêntrico calcula-se através da seguinte expressão:

$$\text{Binário no veio} = 1000\text{KN} * u$$

$$\text{Binário no veio} = 1000\text{KN} * 0.0625 * \text{sen}(30) = 31.25\text{KN.m}$$

Calculado o número de dentes e o módulo do pinhão, pode agora determinar-se o entre eixo das engrenagens e os seus raios. Sabendo que o pinhão tem 25 dentes e é utilizada um razão de transmissão de 1 : 6, a cremalheira terá 150dentes.

$$\text{Raio engrenagem} = \frac{Z * m}{2}$$

$$\text{Raio engrenagem} = \frac{150 * 6}{2} = 450\text{mm}$$

Sabendo o momento exercido no veio excêntrico e o raio da engrenagem, pode calcular-se a resultante  $F$ , como é indicado na figura 15, determinando assim a reação que vai ser transmitida à estrutura.

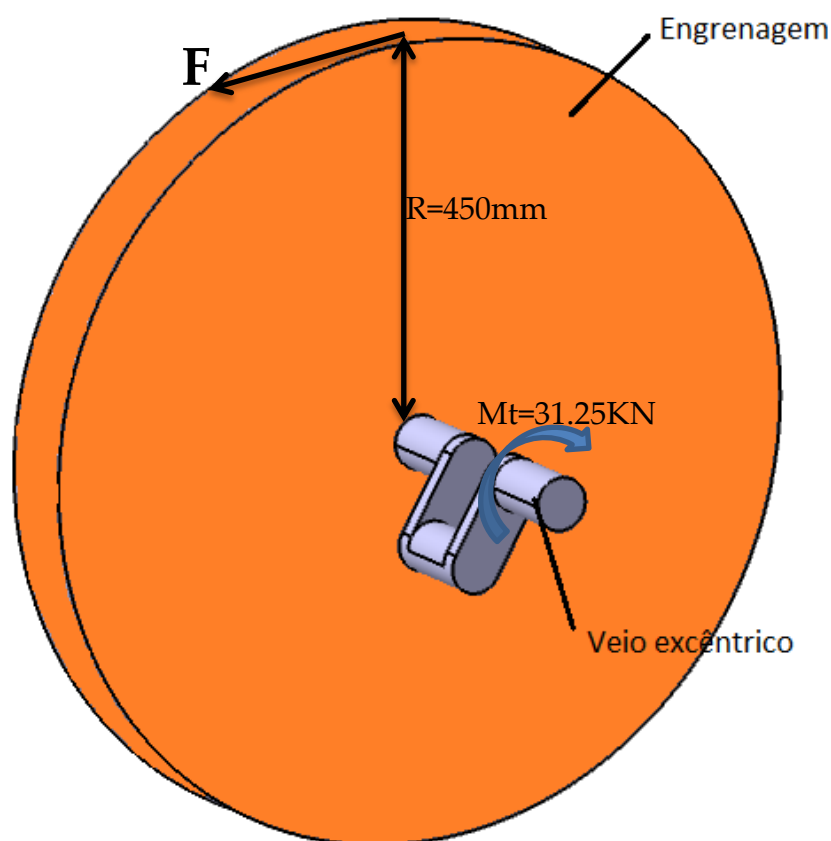


Figura 15 - Esquema veio excêntrico- engrenagem

$$Mt = F * R$$

$$\Leftrightarrow 31.25 = F * 0.45$$

$$\Leftrightarrow F = \frac{31.25}{0.45} = 69.4KN$$

69.4KN, corresponde às reações causadas pelo engrenamento nos apoios do veio excêntrico.

#### 4.4.2 Força resultante nas guias

A corrediça é o elemento no qual é fixo o punção que exerce força sobre as peças a trabalhar, no entanto esta transmite também forças no sentido das guias, como se pode ver na figura 14 representado com a seta verde. Essa força depende do ângulo  $\alpha$ . Este por sua vez está dependente do ângulo  $\theta$ .

O trabalho é iniciado quando  $\theta=30^\circ$ , sendo também nesse momento em que a força resultante nas guias é máxima é por isso importante calcular o ângulo  $\alpha$  nesse ponto. À medida que  $\theta$  tende para zero,  $\alpha$  tende também para zero e força atuante nas guias tende a diminuir.

O ângulo  $\alpha$  pode então ser calculado da seguinte forma:

$$0.0625 * \text{sen}(\theta) = 0.550 * \text{sen}(\alpha)$$

$$\Leftrightarrow 0.0625 * \text{sen}(30) = 0.550 * \text{sen}(\alpha)$$

$$\Leftrightarrow \alpha = \text{sen}^{-1}\left(\frac{0.0625 * \text{sen}(30)}{0.550}\right) = 3.26^\circ$$

Utilizando novamente a força aproximada de 1000KN como foi utilizado para determinar o momento torsor aplicado no veio, calcula-se a força resultante nas guias:

$$\text{Força resultante nas guias} = 1000KN * \text{sen}(\alpha)$$

$$\Leftrightarrow \text{Força resultante nas guias} = 1000KN * \text{sen}(3.26) \approx 56KN$$

### 4.4.3 Força de trabalho autoequilibrada

Durante a atividade, a prensa exerce uma força da 1000KN sobre a mesa de trabalho, essa força é equilibrada com uma reação no sentido oposto que é aplicada nos apoios da cambota.

Estes esforços por sua vez são transmitidos à estrutura.

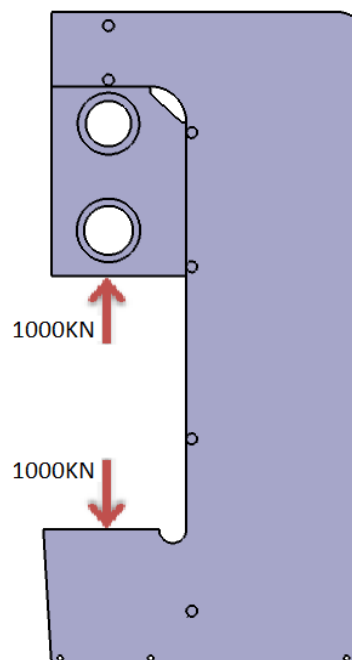


Figura 16 - Representação da força autoequilibradora





# Capítulo 5

## Método dos elementos finitos

---

### 5.1 Enquadramento histórico

O Método dos Elementos Finitos (MEF) teve início na investigação desenvolvida em 1943 por Richard Courant, tendo nessa altura utilizado o método de Ritz para a obtenção de soluções aproximadas de sistemas de vibração e foram apresentadas metodologias de discretização de meios contínuos em elementos triangulares para resolver numericamente problemas variacionais genéricos e analisar problemas de torção em particular. No entanto, apenas nos anos 60 aparece a primeira referência ao MEF, numa análise de problemas de elasticidade em estado plano de tensão desenvolvida por Ray Clough, (1960). Nesta análise Clough estabelece também procedimentos sistemáticos para a implementação computacional do MEF.

Os primeiros elementos finitos foram sistematizados e descritos no trabalho de Turner e coautores (1956), no entanto nessa altura não se recorreu a esta designação. Nesse trabalho procedeu-se ao desenvolvimento de três tipos distintos de elementos finitos, sendo eles:

- Elemento triangular;
- Elemento quadrilátero genérico;

- Elemento retangular.

O Método dos Elementos Finitos ganhou uma projeção e generalidade significativa em meados da década de 60 através dos trabalhos desenvolvidos por Zienkiewicz e Cheung (1967). Nestes trabalhos, para além das típicas aplicações de engenharia estrutural, são abordadas outras aplicações no contexto da análise por elementos finitos através da minimização da energia potencial total de um sistema genérico, expandindo assim a aplicabilidade do MEF a qualquer problema que possa ser descrito de forma variacional.

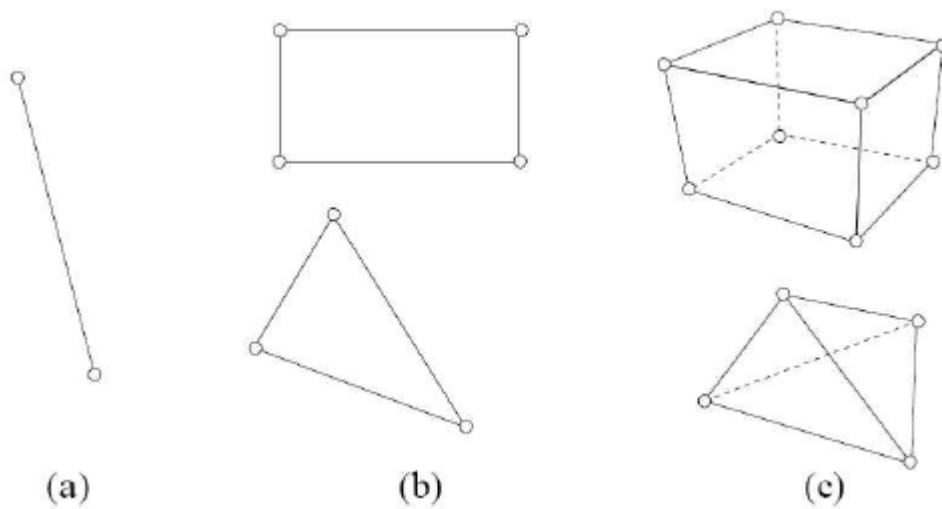


Figura 17 Formas geométricas possíveis para elementos finitos (Teixeira-Dias, 2001)

Elementos finitos: a) unidimensionais; b) bidimensionais; c) tridimensionais

Os grandes passos do desenvolvimento do MEF, que conduziram ao formato atual foram dados na década de 60 e início da de 70 por Bruce Irons (1966) que trabalhou no desenvolvimento de formulações robustas e sistemáticas na modelação de problemas não apenas bidimensionais, mas também tridimensionais, axissimétricos e envolvendo elementos do tipo placa e do tipo casca, deu origem à abordagem isoparamétrica, um conceito de extrema importância no cálculo numérico computacional.

---

## 5.2 Breve descrição do MEF

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um método de análise matemática que consiste de uma forma genérica na discretização de um meio contínuo em pequenos elementos, mantendo as mesmas propriedades do meio original. Esses pequenos elementos são descritos por equações diferenciais e resolvidos por modelos matemáticos, sendo assim obtidos os resultados.

Este é um método eficiente e fiável utilizado na generalidade dos projetos de engenharia. É utilizado para analisar cargas, tensões e deslocamentos, sendo uma ferramenta extremamente valiosa no desenvolvimento de construções, determinando o seu comportamento estrutural e garantindo que não haverá falhas nas condições possíveis de solicitação.

Neste método existem duas partes fundamentais, a formulação onde se obtêm os deslocamentos, o equilíbrio, a mista e a híbrida, e a solução onde se obtêm a rigidez, a flexibilidade e a mista (Teixeira Dias, 2001).

Devido a sua rapidez de cálculo e custo relativamente baixo, constitui uma ferramenta essencial para o desenvolvimento de projetos de engenharia e investigação. Basicamente, a análise com base no método dos elementos finitos pode ser resumida nas seguintes etapas:

- Modelação do problema real em análise;
- Geração da malha de elementos finitos;
- Definição do sistema de cargas e condições iniciais;
- Definição de condições de fronteira;
- Atribuição de materiais e respetivas propriedades;
- Cálculo numérico;
- Visualização e análise dos resultados.

No presente trabalho este método é utilizado para a análise do modelo tridimensional da prensa, quanto às tensões e aos deslocamentos ocorridos no seu corpo da prensa.

Exemplo de aplicação:

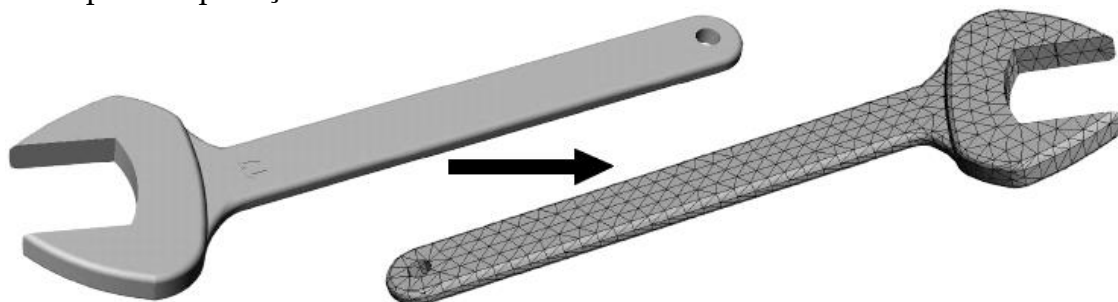


Figura 18 - Modelo tridimensional de uma chave de bocas e discretização em elementos (Teixeira-Dias, 2001)

## Capítulo 6

# Modelação e análise da estrutura

---

A compreensão das tensões e dos deslocamentos presentes no corpo da prensa, provocados pelas forças resultantes do seu funcionamento, são de grande importância na fase de projeto, uma vez que estes aspetos vão influenciar o bom funcionamento do equipamento. Elevadas tensões na estrutura podem provocar a rotura do equipamento, enquanto que elevados deslocamentos da estrutura diminuem a precisão do equipamento e aumentam o desgaste das suas ferramentas.

Neste âmbito com base na aplicação do MEF através do software CATIA V5R19 serão em seguida apresentadas análises estruturais do corpo da prensa.

Numa primeira análise, será analisada a estrutura de um modelo de prensa já existente no mercado. Essa análise terá como objetivo avaliar principalmente os deslocamentos presentes na estrutura, que servirão de referência para a estrutura a projetar. Numa segunda análise, serão feitas várias simulações para avaliar as tensões e deslocamentos da prensa a projetar e sucessivas alterações até se alcançarem valores que se considerem satisfatórios, quer em termos de tensões máximas na estrutura, quer em termos de deslocamentos.

Nas análises a realizar assumem-se algumas considerações sobre as características do material, como se descreve de seguida:

- O aço a utilizar é considerado um corpo contínuo, ou seja, não contém nenhum espaço vazio ou imperfeição;
- O material é considerado homogéneo e isotrópico, o que significa que as propriedades do material não variam com a direção ou orientação;
- Considera-se não haver variação de volume durante as simulações.

## 6.1 Modelo de referência

Na realização desta dissertação não se teve acesso às normas na íntegra pela qual se regem a maioria dos construtores destes equipamentos, que definem os parâmetros de deslocamentos e deflexão máximos da estrutura do equipamento. A norma Americana que define os parâmetros definidos anteriormente é a ANSI B5.52 M. Para contornar esse obstáculo, usou-se a modelação de um modelo de referência no mercado, com a mesma capacidade de tonelagem que a prensa que se pretende projetar.

Do modelo de referência foram obtidos dados de deslocamento que por sua vez foram utilizados como referência, foi também verificado se este equipamento cumpre com um dos parâmetros da norma ANSI B5.52 M, que foi consultada em Smith (1994).

A modelação do modelo de referência foi realizada com base nos desenhos técnicos do equipamento que foram facultados pela empresa MECÂNICA EXACTA S.A. ([www.mecanicaexacta.com](http://www.mecanicaexacta.com)). Estes por motivos de sigilo profissional não estão presentes na dissertação.

De seguida será feita a descrição do equipamento, campo de deslocamentos e campo de tensões registados quando aplicadas as cargas relativas ao seu funcionamento.

### Modelação do equipamento

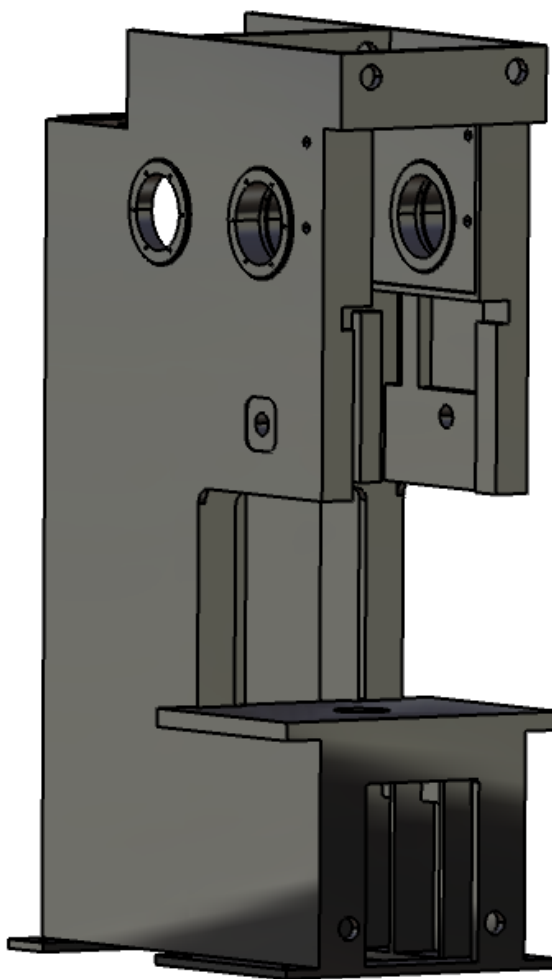


Figura 19 - Modelação do modelo de referência

Na figura 19, podem visualizar-se as condições de fronteira aplicadas na estrutura.

A fixação à base foi assumida como encastramento uma vez não deverá permitir deslocamentos em nenhuma direção, contudo esta é uma decisão simplista, porque a estrutura da prensa é um sistema estrutural “fechado”, encontrando-se em equilíbrio quasi-estático, quando a máquina executa trabalho de conformação. A força recebida na corrediça, transmite-se aos apoios da cambota e daqui à parte superior do corpo; por sua vez, estas reações são equilibradas pela força que a ferramenta exerce sobre o material a conformar contra a mesa da máquina e daqui, à parte inferior do corpo. O sistema deverá estar em equilíbrio a menos de efeitos dinâmicos decorrentes da aceleração e

desaceleração do volante de inércia; contudo estas forças adicionais podem claramente ser desprezadas e portanto, o modelo de encastramento na base pode ser usado sem erros importantes.

A força atuante na mesa de trabalho e nas guias foi dividida pela área da superfície onde são aplicadas e foi expressa em  $\text{N}/\text{mm}^2$ , as forças atuantes em superfícies circulares, foram também divididas pela área em que atuam e expressas em  $\text{N}/\text{mm}^2$ , no entanto foram aplicadas à metade da circunferência correspondente ao sentido da força, ou seja uma força apontar para cima apenas incidirá na parte superior da circunferência.

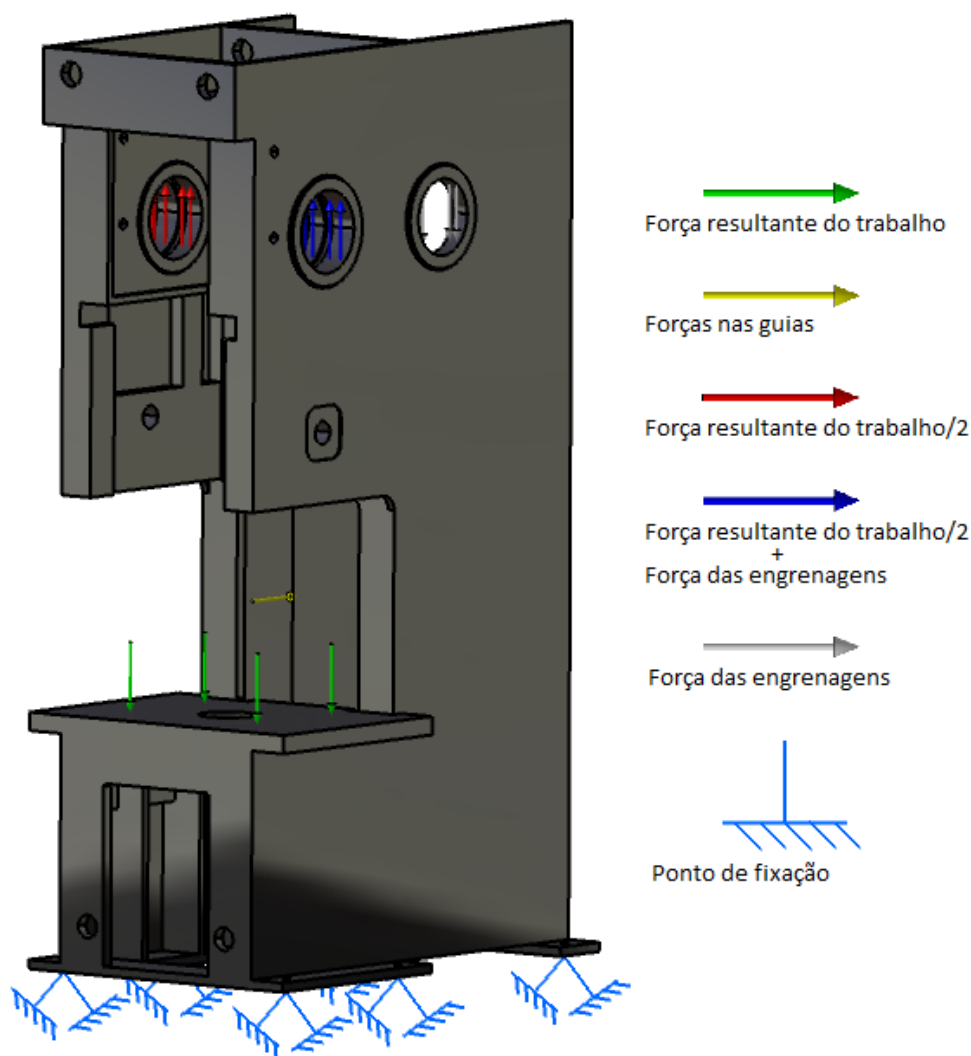


Figura 20 - Condições de fronteira

Magnitude das forças:

- Força resultante do trabalho – 1000KN;



- Força nas guias - 56KN;
- Força resultante do trabalho/2 – 500KN;
- Força resultante do trabalho/2 + Força das engrenagens – 569.4KN;
- Força das engrenagens – 69.4KN.

Definidos os pontos de amarração e as superfícies de atuação das forças, estão reunidos todos os dados para se poder avançar para a simulação.

Nas simulações efetuadas, foi utilizada uma malha tetraédrica parabólica de 60mm, este é um tipo de malha bastante utilizado por vários autores que fazem análises estruturais a equipamentos deste género (Strano, M.; et al. 2013), (Lan, J.; et al. 2011), (Song, Y.H.; et al, 2004).

A malha do equipamento é constituída por um total de 42674 elementos que perfazem um total de 83529 nós.

Na figura 20, pode observar-se as tensões de Von Misses presentes na estrutura, como seria de esperar, as maiores tensões registam-se na zona das guias, devido às descontinuidades de material.

Os valores de tensão máximo registados não apresentam aparentemente problemas de maior, porque estão significativamente abaixo dos valores de tensão de cedência não havendo por isso o risco de ocorrer deformação plástica permanente da estrutura.

Na figura 21, têm-se os deslocamentos normais da estrutura. Os deslocamentos dos pontos P3 e P4, presentes na figura 25 serão os valores de referência na para a estrutura a projetar.

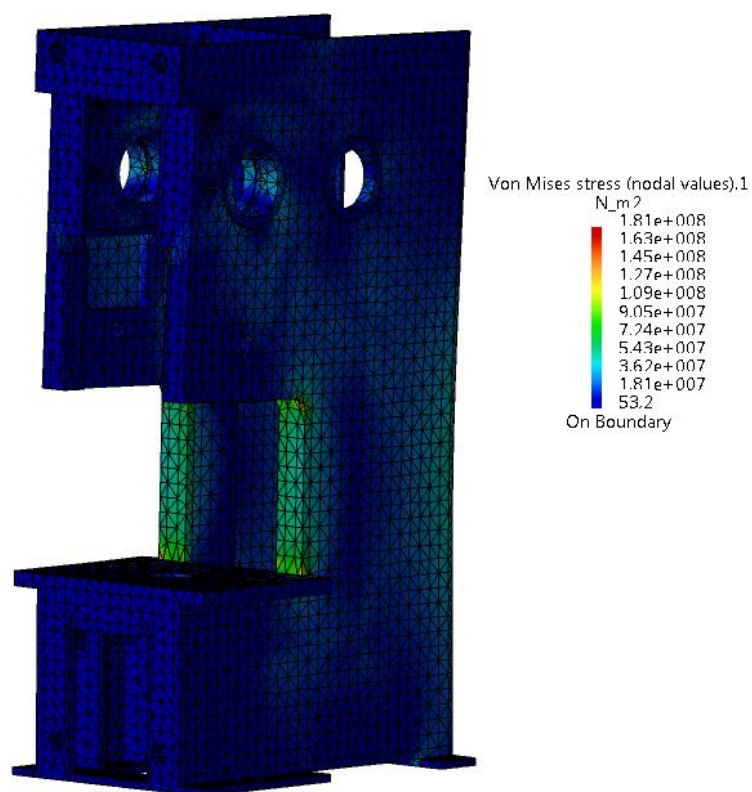


Figura 21 - Tensões de Von Mises na estrutura da prensa

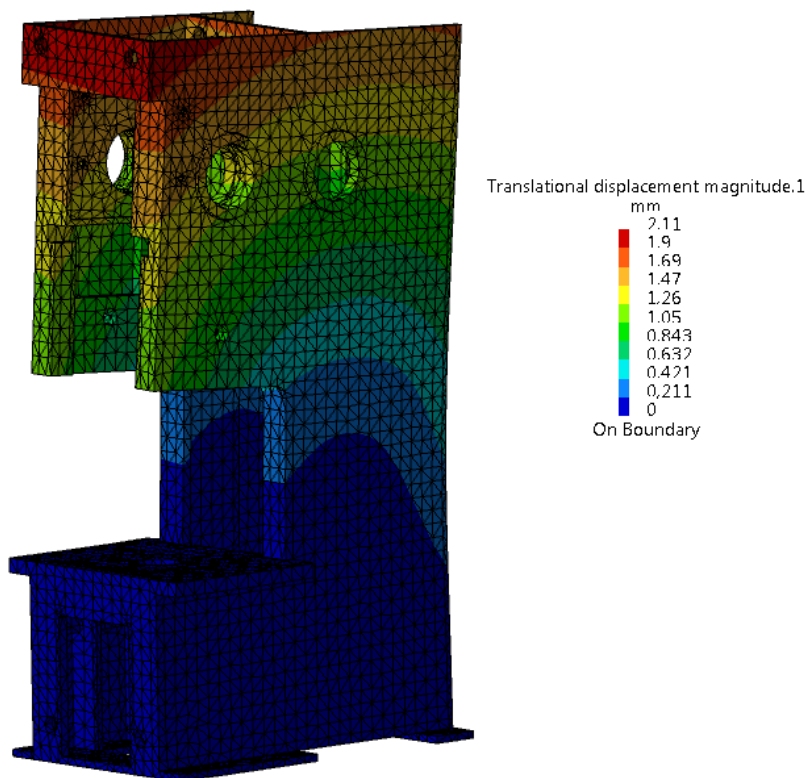


Figura 22 - Deslocamentos normais da estrutura da prensa

---

### 6.1.1 Aplicação de força descentrada

As prensas são equipamentos que no qual os esforços devem de ser distribuídos uniformemente pela mesa, no entanto por vezes más condutas de utilização fazem com que os esforços não sejam uniformemente distribuídos, causando na estrutura esforços de assimétricos, como tal serão realizadas simulações em que serão aplicadas na estrutura cargas assimétricas para se perceber de que formas estas podem influenciar o bom funcionamento do equipamento.

Nos apoios da cambota, ao invés de se considerar 500KN em cada um dos apoios, considerou-se uma carga de 450KN no apoio oposto ao lado das engrenagens, e 550KN no lado do apoio das engrenagens. Sendo que no lado das engrenagens a resultante é de aproximadamente 620KN devido à componente da reação das engrenagens.

Como se pode observar nas ilustrações 22 e 23 as tensões e os deslocamentos sofreram um ligeiro aumento, no entanto esses aumentos não representam perigo de maior para a estrutura no que diz respeito a deformações plásticas permanentes.

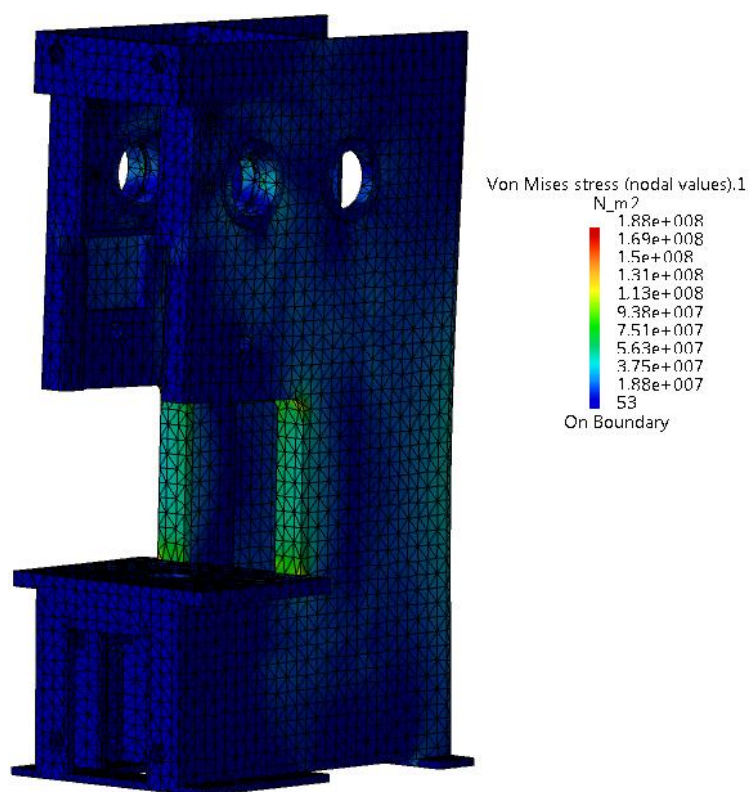


Figura 23 - Tensões de Von Mises para cargas descentrada

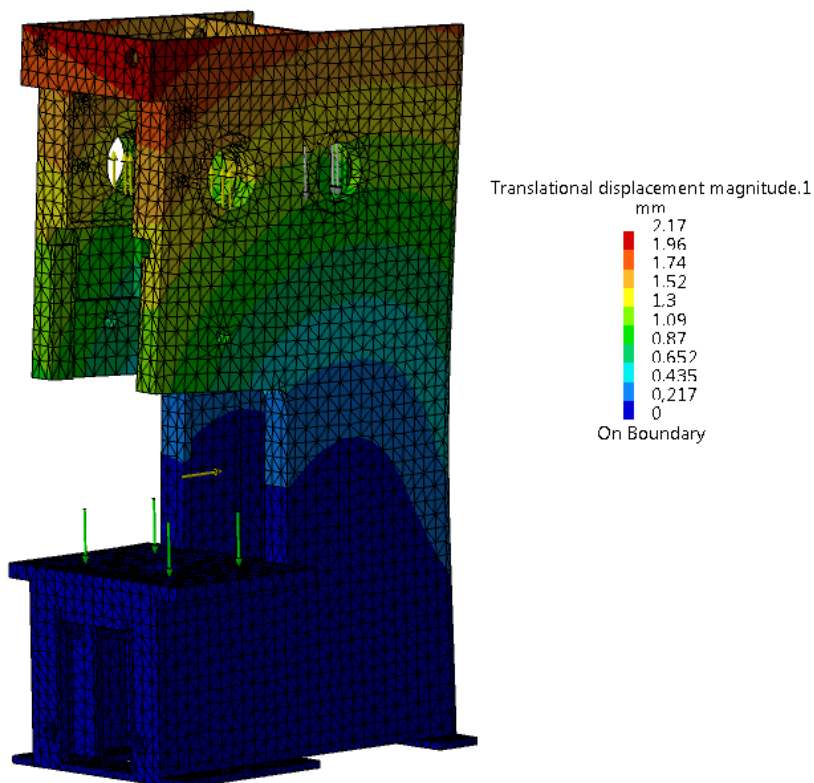


Figura 24 - Deslocamentos normais para cargas descentrada

## 6.1.2 Análise dos deslocamentos

De forma a verificar a influência das forças sobre as estruturas, serão também calculados os ângulos de deflexão da estrutura.

Os ângulos calculados de seguida, consideram a situação mais desfavorável aplicada na estrutura, ou seja a presença de cargas assimétricas.

### Ângulo de deflexão lateral

Para o cálculo da deflexão lateral da prensa, foram consideradas duas linhas imaginárias na estrutura (linha 1 e linha 2). Considera-se que a linha 2 permanece na mesma posição mesmo depois de aplicadas as forças na estrutura e que a linha 1 acompanha o deslocamento vertical dos pontos P1 e P2, estando estes pontos distanciados 859mm.

O ângulo que se forma entre a linha 1 e a linha 2 quando a prensa está sujeita a esforços, será chamado de  $\beta_{1-2}$ .

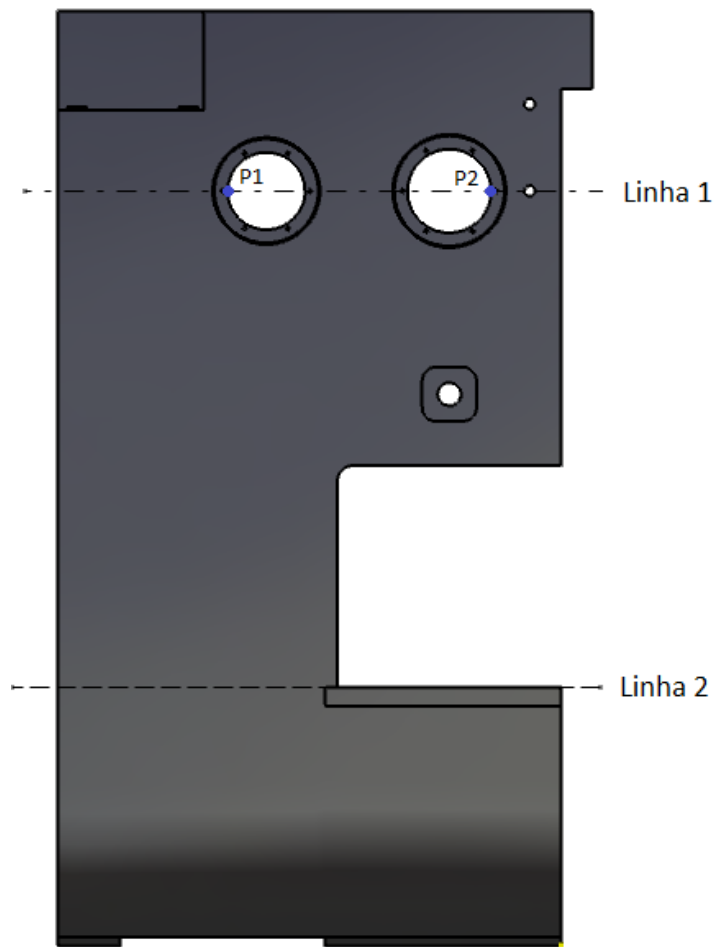


Figura 25 - Linhas para cálculo da deflexão lateral

Tendo-se registado um deslocamento vertical de 0.062mm para P1 e 0.925mm Para P2, a diferença entre a distância vertical dos dois pontos é de 0.863mm. O ângulo de abertura  $\beta_{1-2}$  pode ser obtido por:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta_{1-2}) &= \frac{0.863}{859} \\ \Leftrightarrow \beta_{1-2} &= \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0.863}{859}\right) = 0.0576^\circ \end{aligned}$$

### Ângulo de deflexão frontal

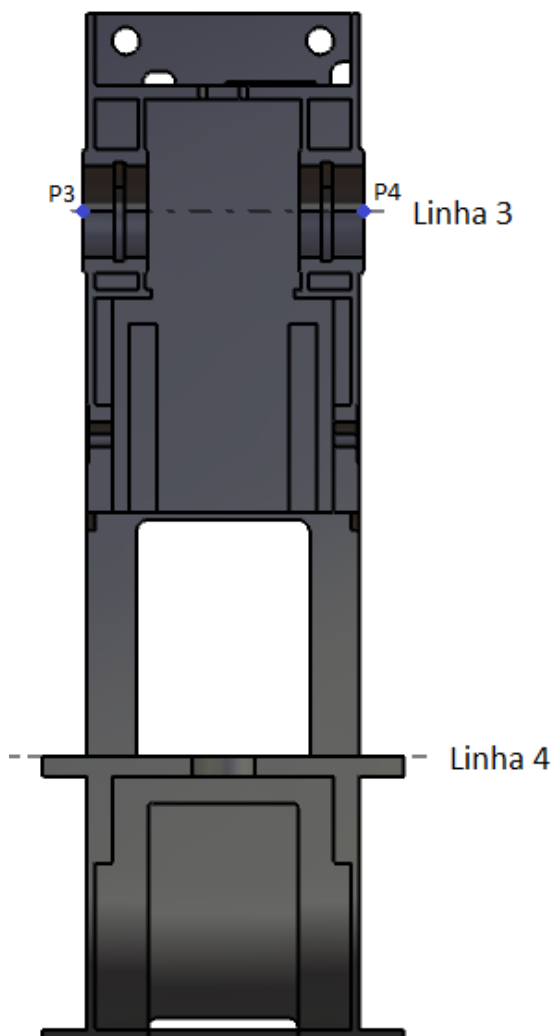


Figura 26 - Linhas para o cálculo da deflexão frontal

Neste caso o ângulo a calcular será entre a linha 3 e a linha 4, sendo o ângulo definido por  $\beta_{3-4}$ . Também aqui, se considera que a linha 4 permanece na mesma posição mesmo depois de aplicadas as forças na estrutura e que a linha 3 acompanha o deslocamento vertical dos pontos P3 e P4, estando estes pontos distanciados 800mm. Tendo-se registado um deslocamento de 0.782mm para P3 e 0.882m para P4. Com os dados anteriores pode calcular-se o ângulo entre as duas linhas:

$$tg(\beta_{3-4}) = \frac{0.782 - 0.682}{800}$$

$$\Leftrightarrow \beta_{3-4} = tg^{-1}\left(\frac{0.1}{800}\right) = 0.00716^\circ$$

### 6.1.3 Aplicação da norma ANSI B5.52 M

Segundo a norma ANSI B5.52 M, nas prensas mecânicas tipo C, a medição do desalinhamento angular é medido com uma barra de ensaios e dois comparadores.

O processo de medição é realizado da seguinte forma:

1. Dois comparadores espaçados 100mm são colocados sobre a mesa de trabalho e cuidadosamente ajustados a zero;
2. Através de um cilindro hidráulico é aplicada uma força correspondente à capacidade máxima da prensa, na mesa de trabalho e na corredeira;
3. Quando a força estiver aplicada a diferença entre os dois comparadores não deve de ser superior a 0.12mm (Smith, 1994).

Neste caso apenas se tem a estrutura da prensa sem nenhum outro acessório, em vez de se considerar a corredeira, considerou-se a parte da prensa mais próxima da mesa de trabalho como está representado na figura seguinte.

Para que a prensa cumpra com a norma, quando aplicadas as forças na estrutura a diferença das distâncias entre P5-P6 e P7-P8 não deve de ser superior a 0.12mm.



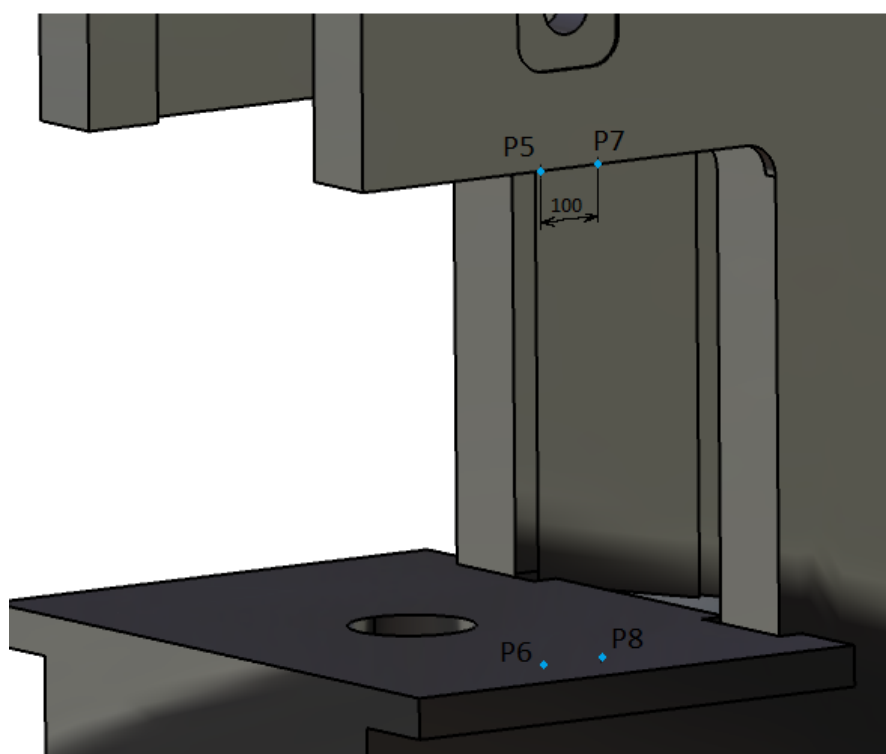


Figura 27 - Aplicação da norma ANSI B5.52 M

De acordo com as simulações realizadas em CATIA, obtiveram-se deslocamentos de 0.779mm em P5 e de 0.667mm em P7, o que equivale a uma diferença total de 0.112mm, podendo assim concluir-se que o desalinhamento deste modelo de prensa cumpre esta exigência da norma ANSI B5.52 M.

## 6.2 Modelação e análise da estrutura *sandwich*

Pretende-se com esta dissertação realizar o projeto de construção da estrutura da prensa tipo *sandwich* que seja de fácil montagem e com um baixo tempo de produção, garantindo no entanto a rigidez necessária para o desempenho das suas funções.

Para garantir um baixo tempo de produção, o projeto deve ser realizado tendo sempre em vista os processos produtivo, tentando que as peças sejam o mais simples possível, que sejam possíveis de produzir em processos automatizáveis e tentando eliminar ao máximo o processo de soldadura para que não sejam necessários tratamentos posteriores para reduzir os estado de tensão da estrutura.

O facto de a estrutura ter um tempo de montagem/desmontagem reduzido, tem a vantagem de para além de reduzir o tempo/custo de montagem do equipamento, torna mais fácil o transporte do mesmo, uma vez que a estrutura desmontada, ocupa um volume menor. Existindo ainda a possibilidade de ser criado um manual de montagem e deixar esta tarefa a cargo do cliente reduzindo assim o preço do produto.

O projeto será considerado validado quando os valores dos ângulos de deflexão da estrutura *sandwich* forem similares aos do modelo de referência, quando esta cumprir com a especificação da norma ANSI B5.52 M aplicada ao modelo de referência e tiver garantido um tempo de vida infinito (superior a  $10^7$  ciclos).

Nos parágrafos seguintes serão descritas as várias alterações que foram sendo realizadas até se obter o modelo final.

### 6.2.1 Descrição da estrutura

A estrutura da prensa é constituída por seis chapas igualmente espaçadas entre si, era importante que a estrutura tivesse um número de chapas par para que fosse possível colocar um extrator no centro da mesa. O espaçamento é garantido pelos espaçadores, estas peças têm também como funcionalidade

reduzir a deflexão frontal do equipamento, quando este é sujeito a forças assimétricas, uma vez que estas peças estão ligadas às chapas da prensa por vários pontos garantindo assim uma estrutura rígida, a ligação de todos estes componentes é feita por diversas cavilhas que cruzam a estrutura da prensa. Estas cavilhas servem também de fixação para a unidade de potência e são também utilizadas para fixar as bases das prensas.

A mesa usa ligações aparafusadas, estas servem também para garantir o espaçamento das chapas.

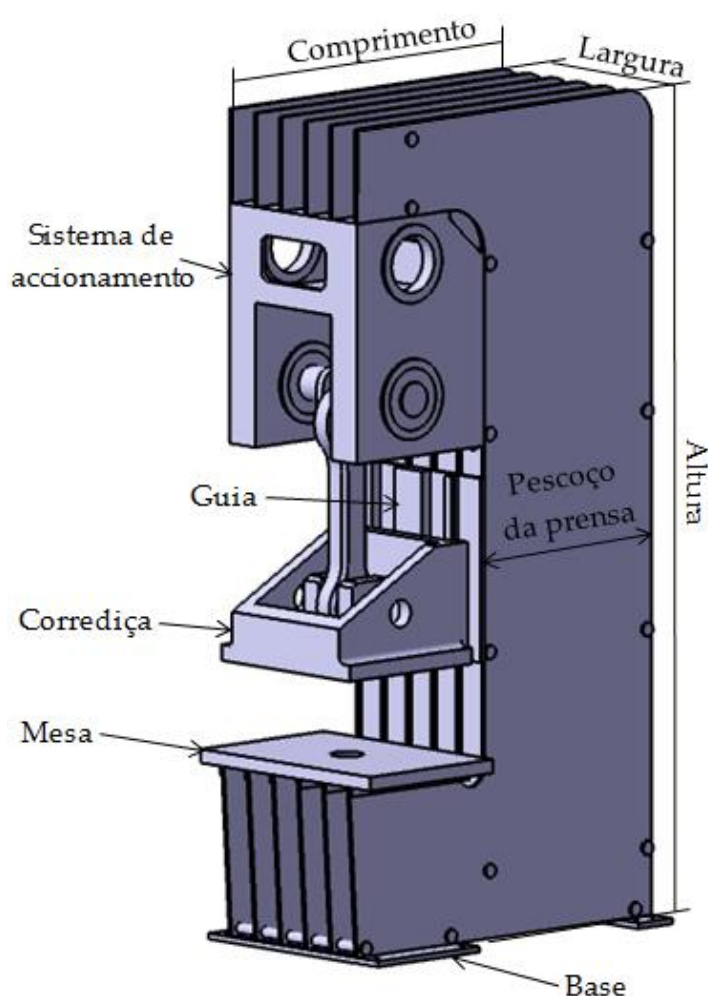


Figura 28 - Descrição da prensa

Nesta estrutura a unidade de potência foi colocada em posição vertical, ao contrário do que acontece no modelo de referência. Isso acontece porque se optou por ter uma unidade de potência separada da estrutura. Se neste tipo de

estrutura se tivesse optado por colocar a unidade de potência na horizontal o comprimento do pescoço da prensa ficaria mais reduzido o que iria exigir uma estrutura de maiores dimensões e mais robusta para se conseguir obter um nível de tensões e deslocamentos desejados.

### **Unidade de potência**

As dimensões da unidade de potência foram baseadas no modelo de referência. E podem ser consultadas em anexo.

Esta é uma parte fundamental no projeto da estrutura, porque como foi referido anteriormente vai ter influência nas suas dimensões.

A distância entre o veio excêntrico e o topo da mesa foi também baseada no modelo de referência, sendo essa distância de 1595mm

Optou-se por se ter a unidade de potência em separado com o objetivo de se obter maior versetabilidade do equipamento, porque assim poderia manter-se a mesma estrutura e modificar as características do equipamento apenas alterando a unidade de potência, poderia inclusive recorrer a um mecanismo hidráulico usando a mesma estrutura.

## **6.2.2 Modelação e simulações**

Nos parágrafos seguintes, será feita a descrição das soluções construtivas adotadas e serão descritas as simulações realizadas através do método dos elementos finitos para verificar de que forma essas alterações se refletiram nas tensões da estrutura e nos seus deslocamentos.

Durante as simulações, não foram montados todos os componentes da prensa, uma vez que alguns deles, não têm influência nos resultados a obter e iriam aumentar o peso computacional da simulação.

Os componentes da base não foram considerados nas simulações, porque mesmo que estes sofram deformação, esta não influencia o ângulo de deflexão da prensa e este é o aspeto mais importante para garantir o bom funcionamento do equipamento.

A mesa também não foi considerada nas simulações uma vez que esta transmite as forças que lhe são aplicadas para a estrutura através do contacto, tendo por isso as forças sido aplicadas diretamente na estrutura (figura 28).

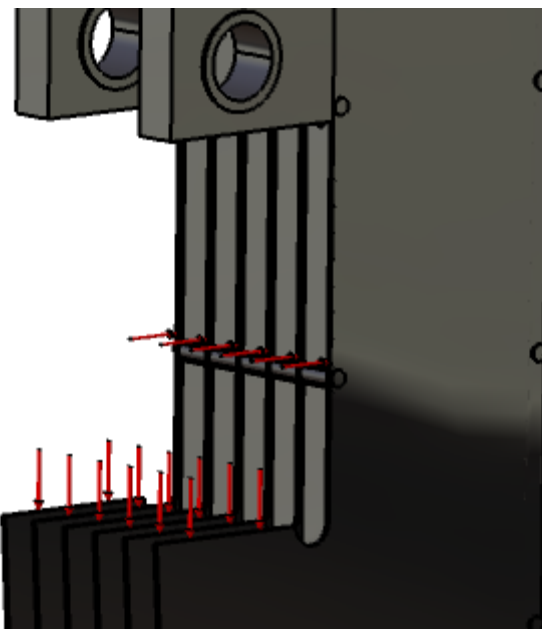


Figura 29 - Força da mesa e da guia aplicadas na estrutura

Também a guia não foi montada durante a simulação, porque tal como os componentes referidos anteriormente este não terá influencia nos resultados finais, tendo-se adotado a mesma solução que se usou na mesa, as forças foram aplicadas diretamente na estrutura (figura 28).

### Simulação 1

Na figura 29 pode examinar-se o modelo que foi usado na primeira simulação, nesta figura foram retirados alguns componentes para que se tenha melhor perceção do método de montagem, para que se possa ver como foram aplicados os espaçadores e como foi feita a fixação da unidade de potência.

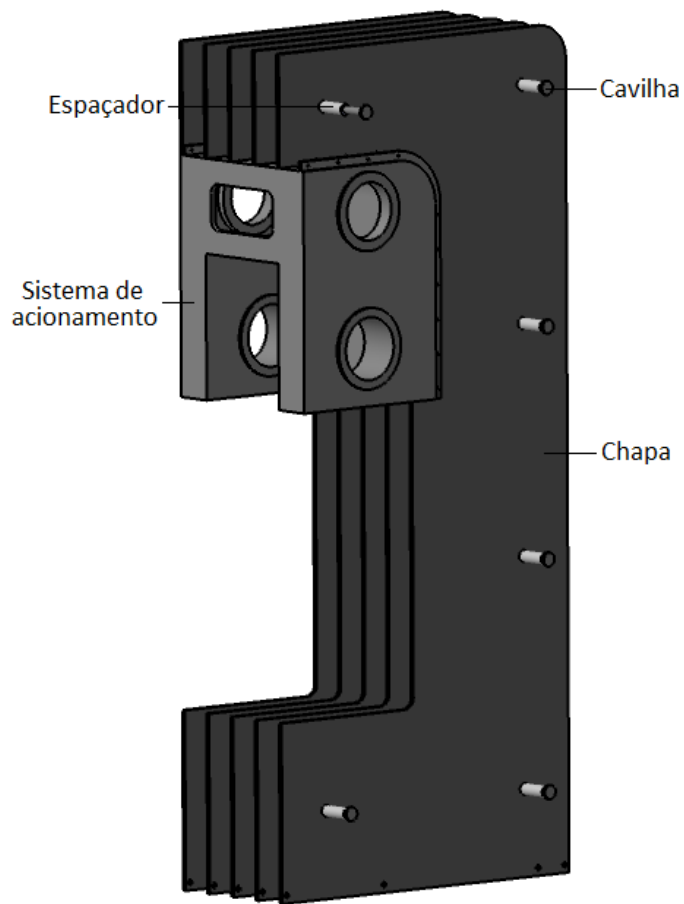


Figura 30 - Modelação da simulação 1

Neste primeiro modelo os espaçadores utilizados tinham somente como função fazer o espaçamento das placas. A unidade de potência é fixa por duas barras ao longo das extremidades que eram aparafusadas às duas chapas das extremidades.

Nesta primeira simulação, o comprimento da prensa foi de 1620mm, o comprimento do pescoço da prensa foi de 875mm a altura de 3650mm e a largura de 800, este ultimo parâmetro foi mantido constante ao longo de todo o projeto.

Após a primeira simulação percebeu-se que seria necessário fazer algumas correções na estrutura, uma vez que se obtiveram deslocamentos relativamente elevados e tensões elevadas que obrigariam ao uso de um aço de elevada tensão de cedência. Nas ilustrações 30 e 31, podem ver-se respetivamente os deslocamentos e as tensões do equipamento.

Nas primeiras análises foram utilizadas malhas de grandes dimensões, para reduzir o tempo de computação e só quando os deslocamentos se aproximaram dos pretendidos se começou a fazer um refinamento da malha.

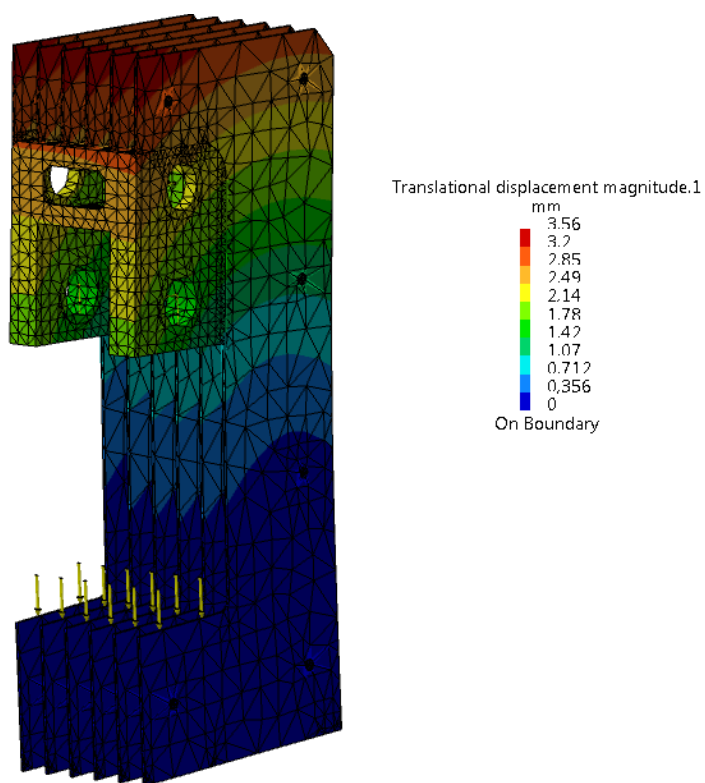


Figura 31 - Deslocamentos normais da simulação 1

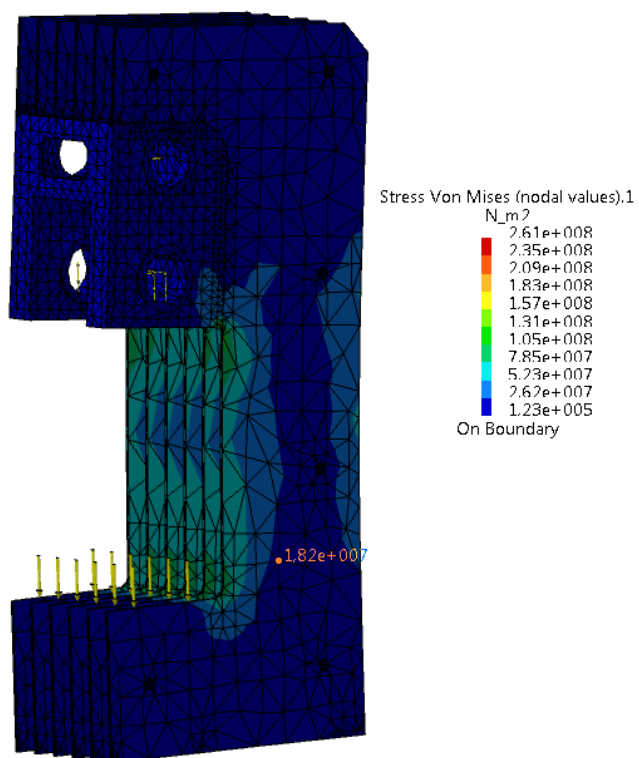


Figura 32 - Tensões de Von Mises da simulação 1

Apesar de não ser perceptível na imagem, a tensão máxima ocorre na zona inferior da ligação da unidade de potência às chapas, para reduzir essas tensões, na simulação seguinte a unidade de potência utilizará fixações aparafusadas a todas as chapas da estrutura (figura 32).

Foi também realizada uma simulação em que foram aplicadas forças assimétricas na estrutura, tendo sido aplicada carga de 550KN no apoio do lado direito e uma carga de 450KN no apoio do lado esquerdo do equipamento, estas cargas provocaram uma diferença de cerca de 0.4mm entre os deslocamentos máximos do lado esquerdo e do lado direito. Este valor é demasiado elevado quando comparado com os 0.048mm obtidos no modelo de referência.

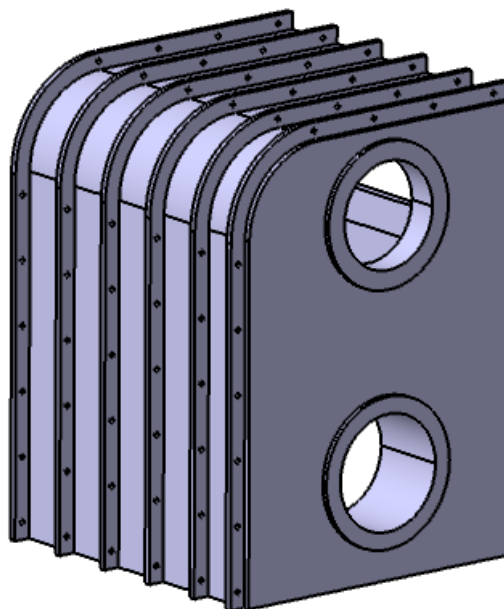


Figura 33 – Unidade de potência

### Simulação 2

Como na simulação anterior os deslocamentos obtidos foram consideravelmente elevados, nesta simulação, optou-se por aumentar o comprimento da prensa.

Como se pode observar na simulação 1 a zona do pescoço da prensa é a que está sujeita a maiores tensões, o que se reflete nos deslocamentos, é por isso necessário aumentar a área de secção daquela zona da estrutura. Para fazer esse aumento têm-se duas opções, o aumento da espessura da chapa ou o aumento do comprimento do pescoço da prensa.

A zona do pescoço da prensa está sujeita a esforços de tração e de flexão. Sendo que o aumento da secção do pescoço da prensa diminui linearmente os esforços de tração, o mesmo não acontece com os esforços de flexão, uma vez



que estes são inversamente proporcionais ao momento de inércia da secção sobre a qual é exercido o esforço, por essa razão, preferiu-se aumentar a profundidade uma vez que este fator aumenta o momento de inércia ao cubo, enquanto que um aumento de espessura das chapas aumenta o momento de inércia linearmente. Assim sendo aumentou-se o comprimento da prensa em 50mm, passando esta agora a ter 1670mm de comprimento e o pescoço da prensa a ter 915mm.

O número de barras para a fixação da unidade de potência foi aumentado, com o objetivo de distribuir a tensões localizadas que se verificaram na simulação anterior.

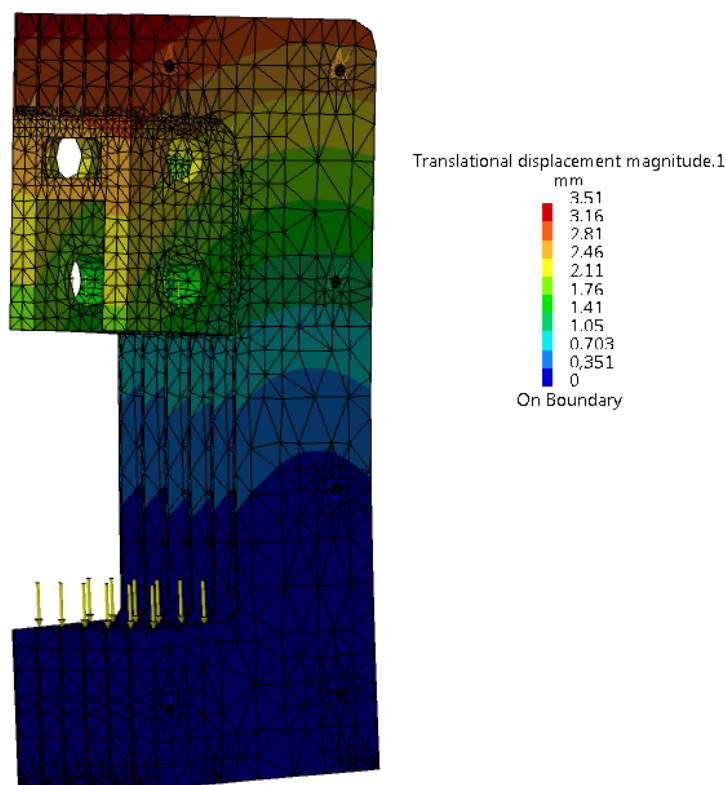


Figura 34 - Deslocamentos normais da simulação 2

Apesar da solução adotada, a diminuição dos deslocamentos foi muito reduzida, face à primeira simulação tendo sido de apenas 0.05mm, sendo por isso necessário adotar novas soluções para reduzir os deslocamentos.

Relativamente às tensões, as alterações efetuadas revelaram-se bastante eficazes uma vez que estas desceram para metade do valor inicial.

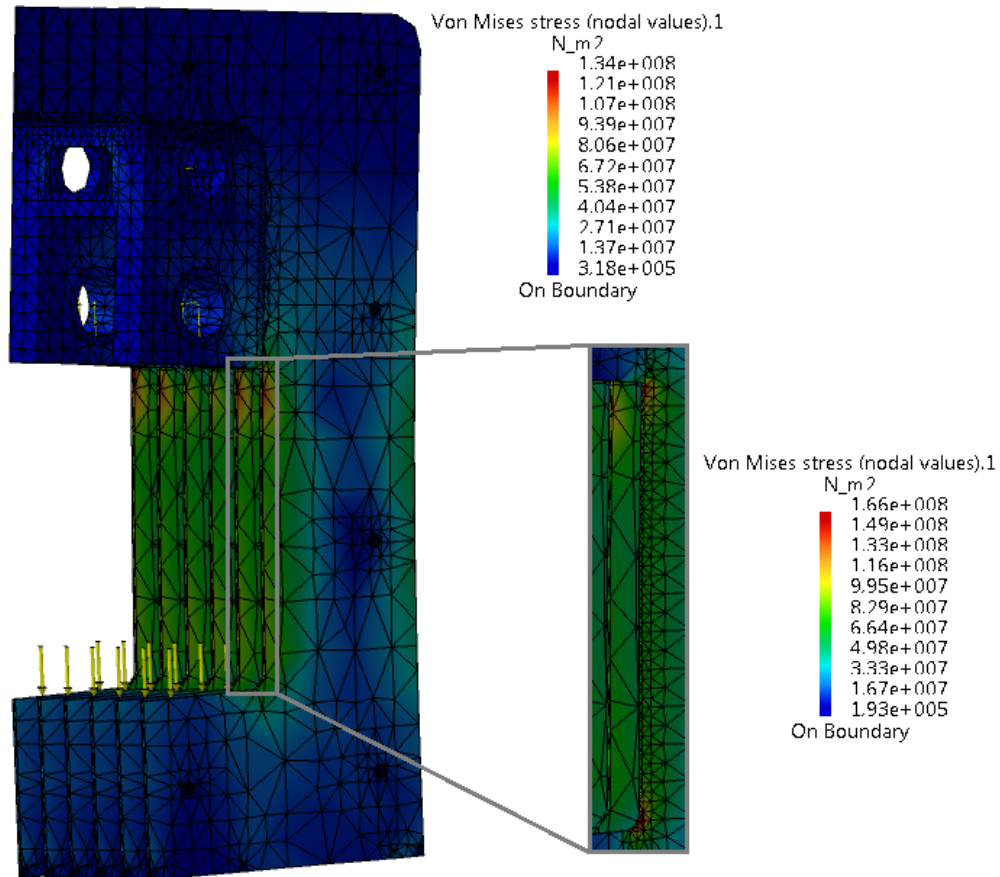


Figura 35 - Tensões de Von Mises da simulação 2

Na figura 34, pode visualizar-se uma malha localizada cerca de dez vezes menor do a que é usada (22mm de aresta) para se perceber a influência que esta tem na estrutura. Apesar de esta ter sido realizada apenas numa das zonas mais solicitadas da chapa, os resultados foram bastante diferentes dos obtidos anteriormente, tendo a tensão passado de 134MPa para 166MPa, também os deslocamentos sofreram um aumento de 0.05mm, comprovando assim a importância que o refinamento da malha tem nos resultados finais.

### Simulação 3

Como os deslocamentos da simulação anterior continuaram acima do valores desejados, nesta simulação voltou-se a aumentar-se o comprimento da prensa, tendo agora ficado com 1700mm e os espaçadores foram substituídos por um novo sistema, este foi chamado de sistema anti torção (régua separadoras). Este sistema melhora a rigidez da estrutura ao corte devido à maior superfície de contacto entre as régua separadoras e as chapas do conjunto *sandwich*.

O sistema anti torção faz a ligação entre todas as cavilhas (figura 35), distribuindo de forma mais uniforme os esforços pela estrutura, aumentando também a área de material que está sujeita a esforços de tração contribuindo assim para a redução dos deslocamentos. Na figura 36 tem-se um esboço que ilustra a forma como estas barras aumentam a rigidez da estrutura ao corte.

Através da simulação realizada, pode comprovar-se que as soluções adotadas se refletiram numa diminuição nos deslocamentos, apesar disso, esta melhoria é ainda insuficiente sendo por isso necessário efetuar algumas alterações estruturais. No campo de tensões estas como seria de esperar quase não sofreram alterações.

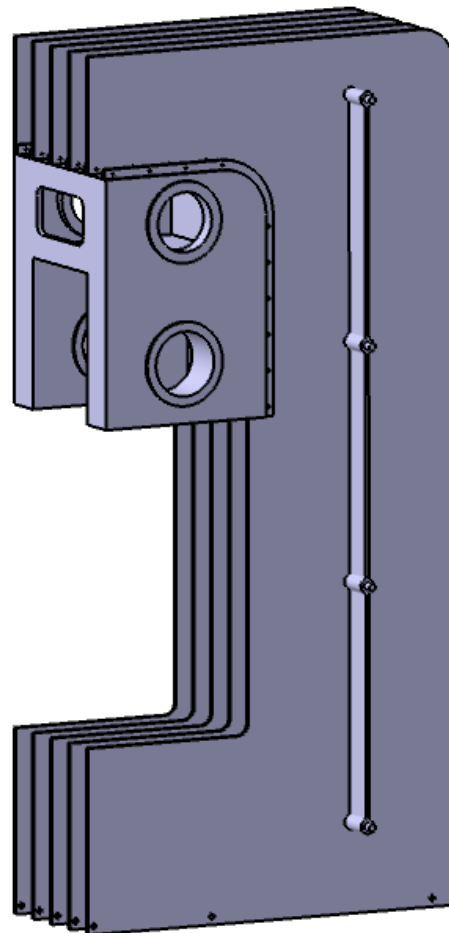


Figura 36 - Montagem do sistema anti torção

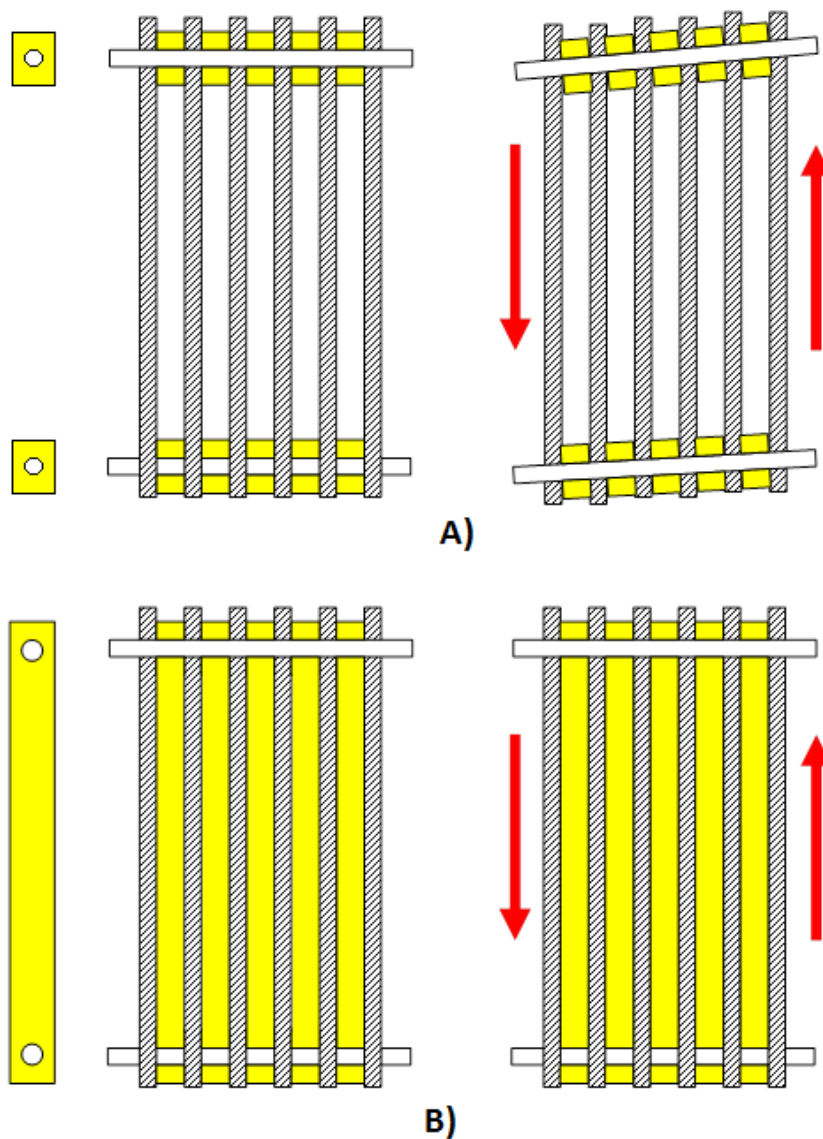


Figura 37 A) Rigidez ao corte mediana; B) Rigidez ao corte elevada

Foi realizada também uma simulação com forças assimétricas e o sistema anti torção permitiu reduzir para 0.22mm a diferença entre os deslocamentos verticais entre o lado direito e o lado esquerdo da prensa. Apesar da melhoria significativa que do sistema de anti torção, são ainda necessárias melhorias.

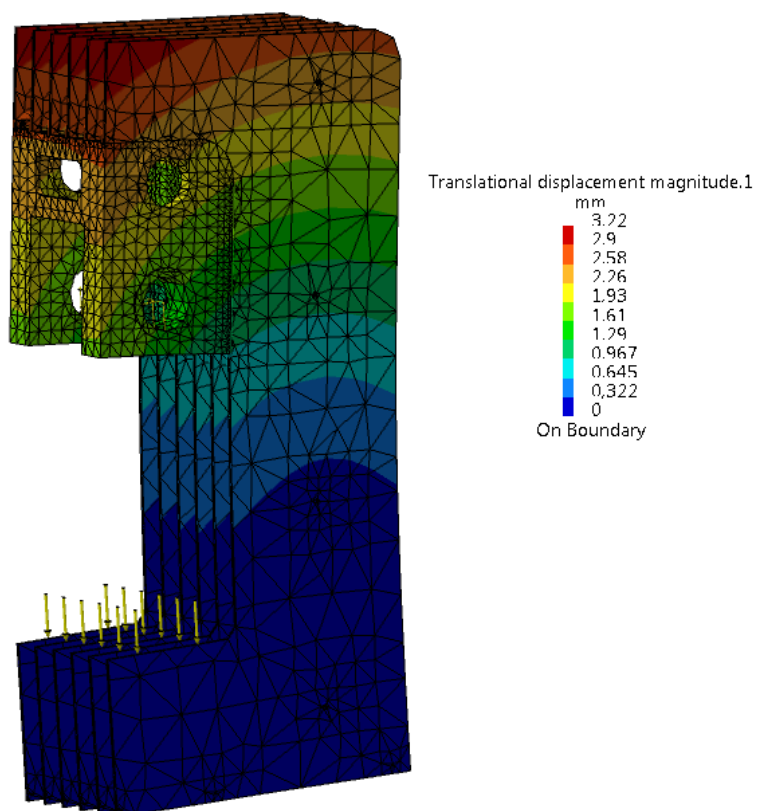


Figura 38- Deslocamentos normais da simulação 3

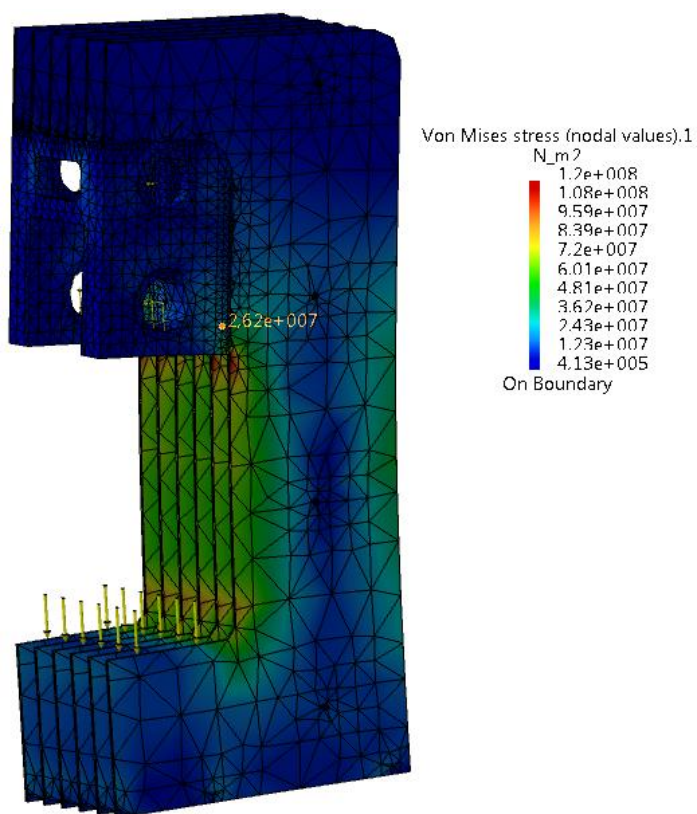


Figura 39 - Tensões de Von Mises da simulação 3

### Simulação 4

Como se obtiveram bons resultados com o primeiro sistema anti torção, decidiu-se utilizar um segundo sistema, estando agora um em cada extremidade do pescoço da prensa (figura 40). Estes sistemas reduzem os deslocamentos relativos aos esforços tração, porque aumentam a área de secção e reduzem também os esforços de flexão porque ao estarem mais chegados possível para as extremidades do pescoço da prensa, estão também mais afastados da linha neutra o que se reflete num aumento do momento de inércia daquela secção aumentando assim a sua eficácia na diminuição dos esforços por flexão.

Também o modo de fixação da unidade de potência foi alterado, porque a alteração do sistema anti torção obrigaria à alteração das barras de fixamento, no entanto estas foram retiradas e foi usado um outro método mais simples de fixação.

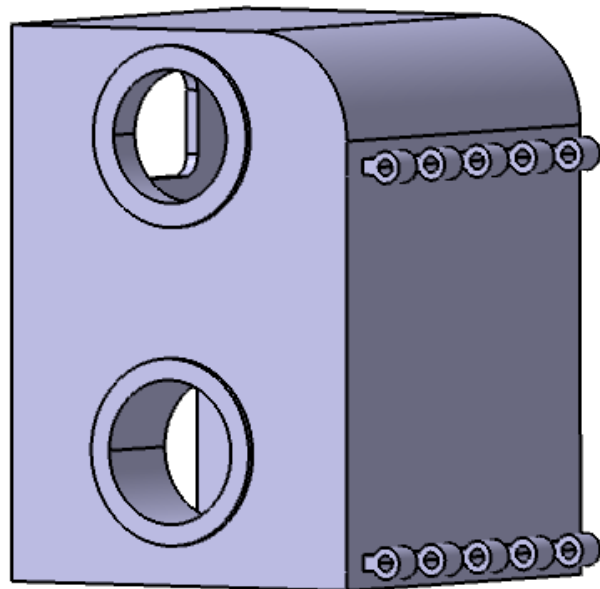


Figura 40 - Alteração da unidade de potência

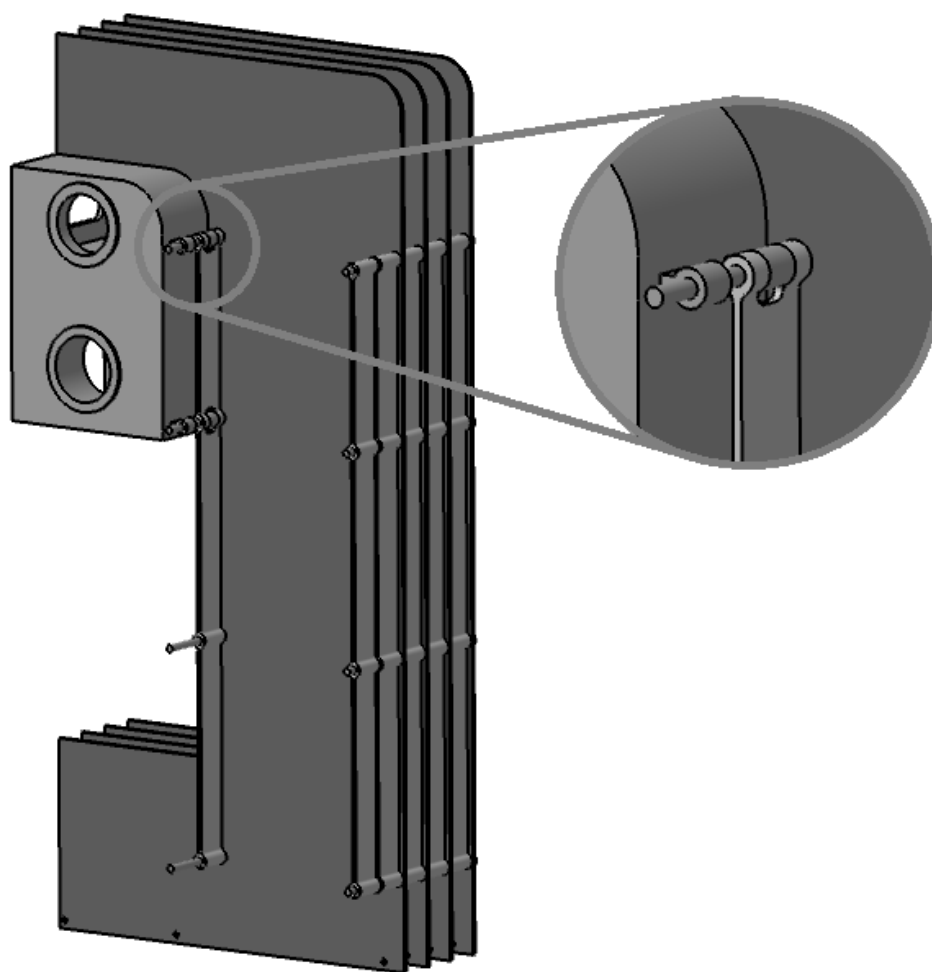


Figura 41 - Aplicação dos sistemas de anti torção

O sistema anti torção trouxe uma excelente melhoria nos deslocamentos reduzindo aproximadamente 0.8mm face à simulação anterior. Também no caso de cargas assimétricas a melhoria registada foi bastante boa, tendo-se agora uma diferença de 0.13mm nos deslocamentos verticais entre o lado direito e o lado esquerdo.

Ainda se colocou a hipótese de se utilizar uma régua maciça de traçado simples, no entanto essa hipótese iria provocar um aumento de peso considerável o que ia contra um dos objetivos do trabalho, razão pela qual se optou por este traçado um pouco mais dispendioso.

A alteração do método de fixação da unidade de potência provocou um aumento das tensões no entanto estas ainda estão longe das tensões de cedência do material.

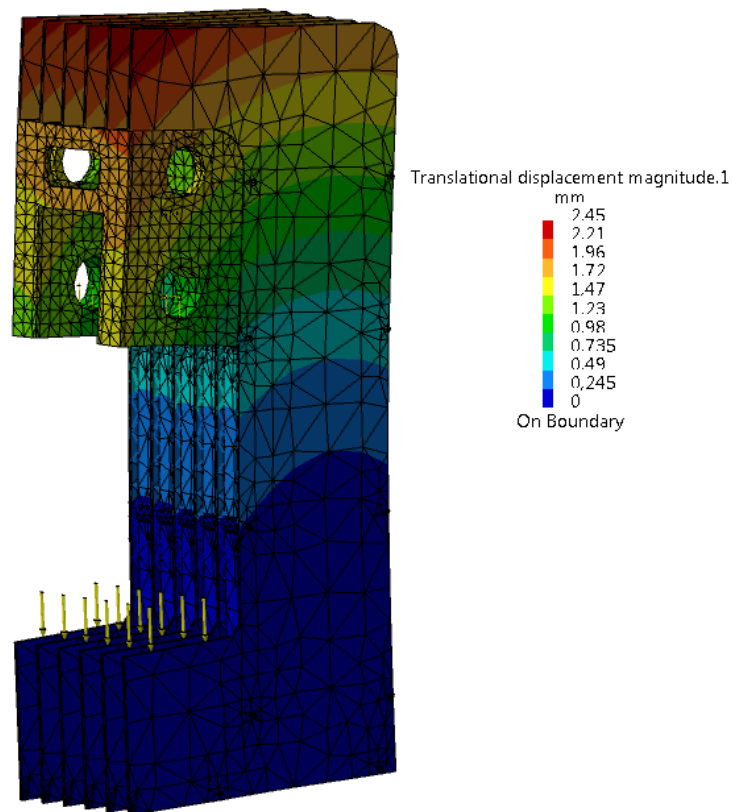


Figura 42 - Deslocamentos normais da simulação 4

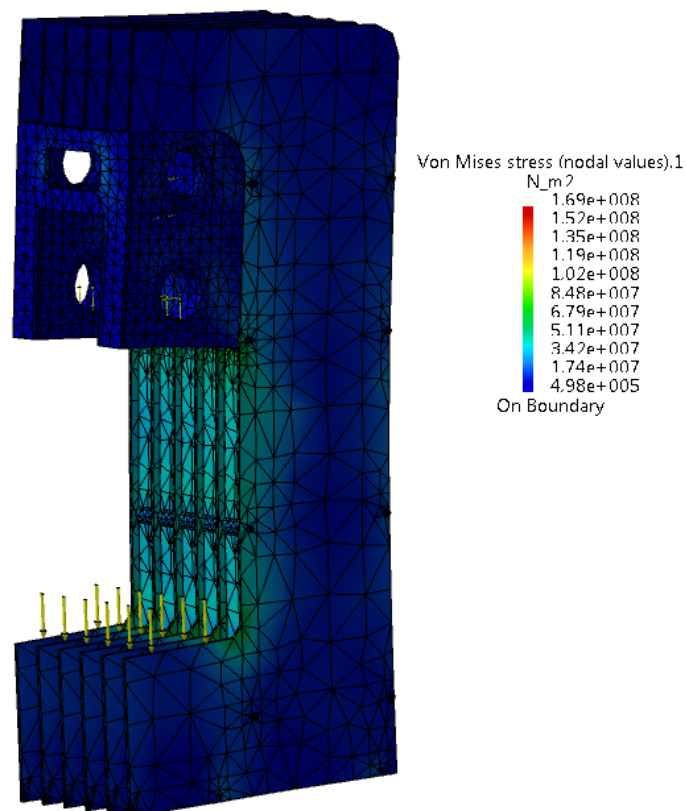


Figura 43 - Tensões de Von Mises da simulação 4



### Simulação 5

Nesta simulação utilizou-se também um sistema anti torção na parte superior da unidade de potência (figura 43) principalmente com o objetivo de diminuir a diferença dos deslocamentos verticais entre o lado direito e o lado esquerdo da prensa. Como se pode ver na figura 44, houve uma ligeira redução dos deslocamentos, e pela primeira vez os deslocamentos verticais no ponto P1 foram inferiores aos dos registados no modelo de referência, no entanto é previsível que o refinamento da malha provoque um aumento dos deslocamentos.

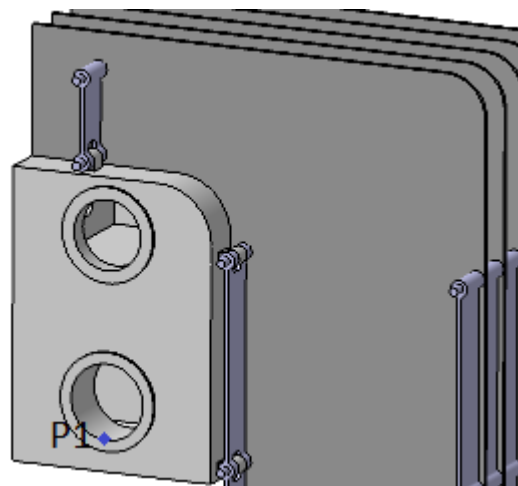


Figura 44 - Sistema de torção na parte superior

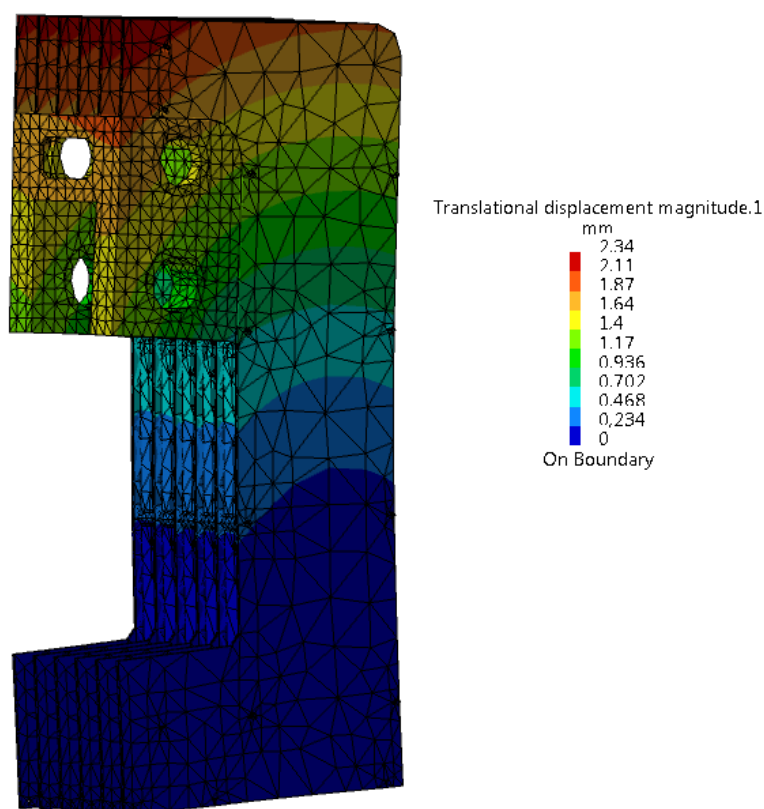


Figura 45 - Deslocamentos normais da simulação 5

### Simulação 5 - Refinamento da malha

Como seria de esperar um refinamento da malha conduziu a maiores tensões e deslocamentos, como tal será necessário fazer algumas alterações estruturais.

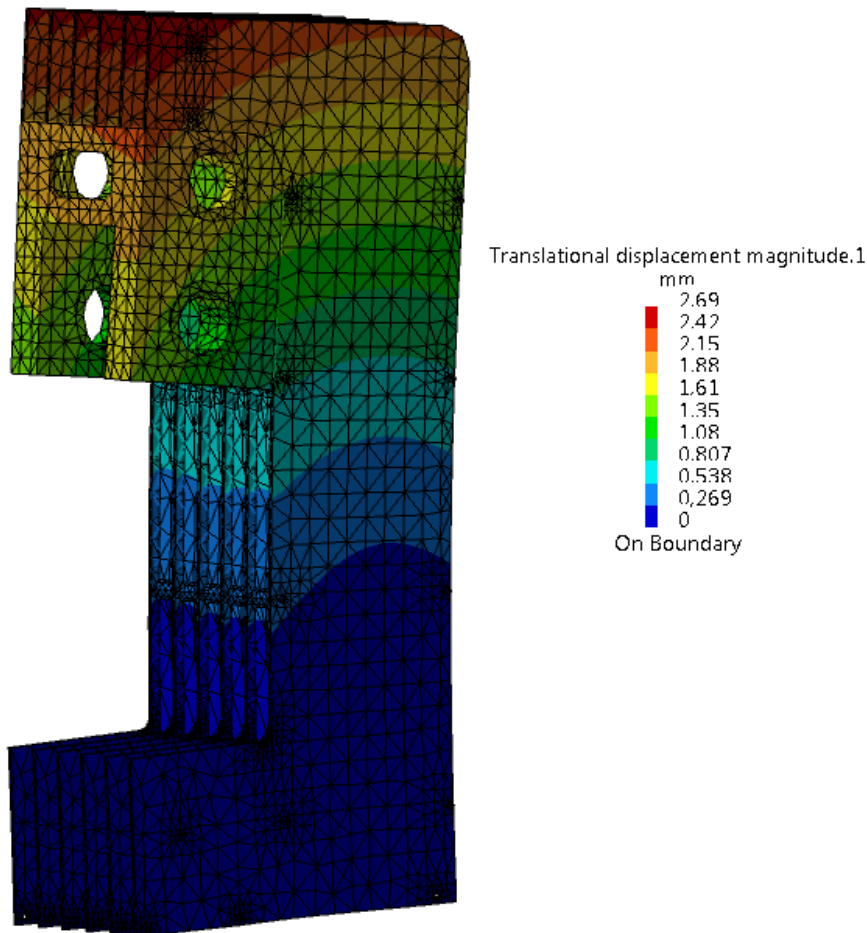


Figura 46 - Deslocamentos normais obtidos no refinamento da malha

O refinamento da malha e a utilização de uma malha localizada na zona que é mostrada em detalhe na figura 46 levaram a um aumento considerável das tensões máximas. Como o raio de canto no qual se regista a tensão máxima não pode ser aumentado, dado que iria afetar a colocação da mesa, será utilizada uma técnica que pode ser vista na simulação seguinte.

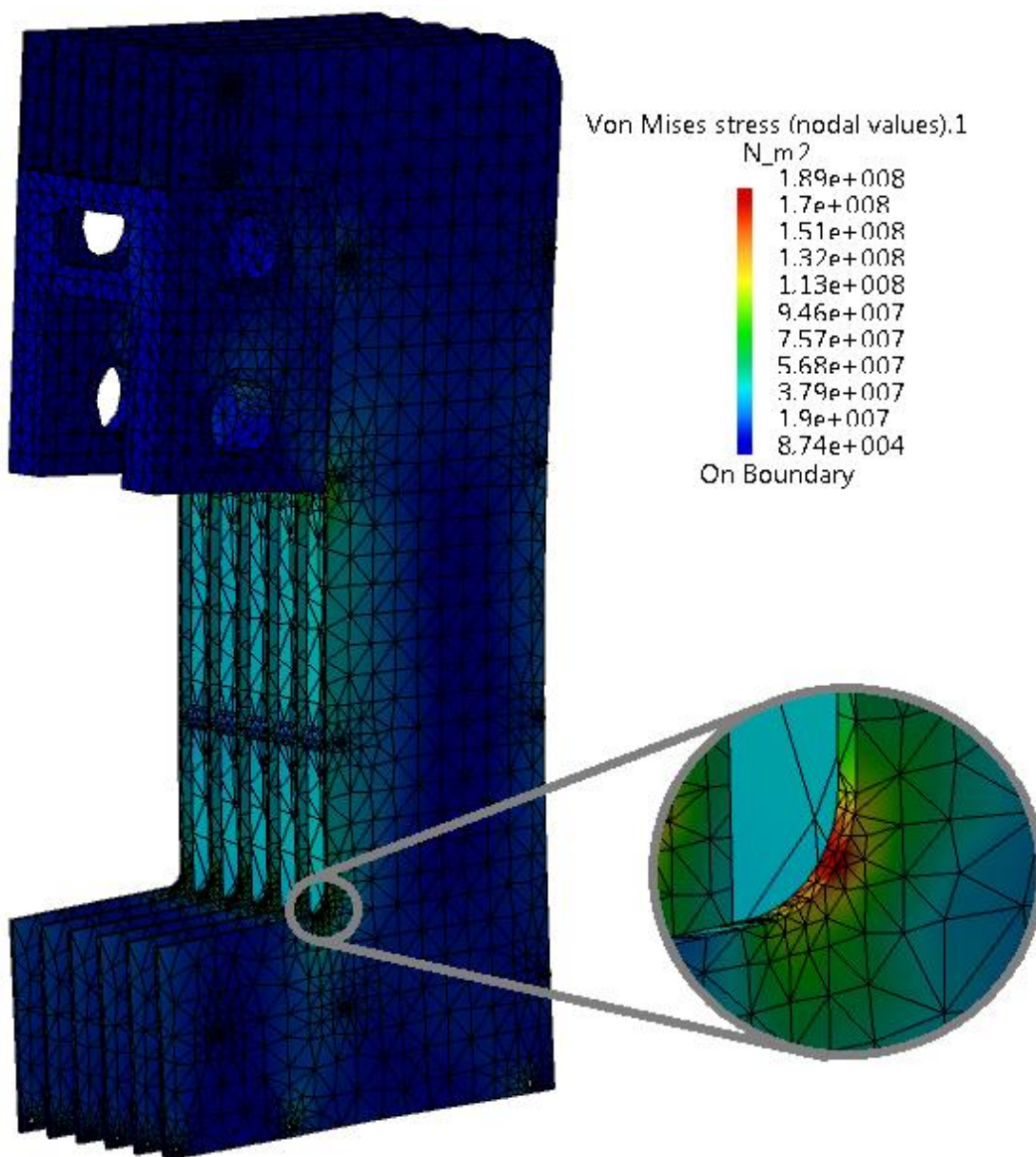


Figura 47 - Tensões de Von Mises obtidas no refinamento da malha

### Simulação 6

Nesta simulação foram feitas algumas alterações de modo a facilitar os processos produtivos e a reduzir os deslocamentos e tensões do equipamento que serão descritas de seguida.

A parte curva da unidade de potência que está assinalada com uma elipse na figura 47 foi removida, porque era de difícil produção e não trazia nenhuma mais-valia para o equipamento.

No sistema de anti torção, houve um aumento de espessura, passando o sistema da parte da frente a ter 35mm visto ser este que tem maiores solicitações e o sistema na parte traseira ficou com 22mm de espessura.

Também no comprimento da prensa houve um aumento do comprimento do pescoço da prensa, passando agora a ter 1000mm.

Nas chapas da estrutura (figura 48) na zona 1 removeu-se algum material de para se obter uma pequena poupança de peso mas de modo a não comprometer com os deslocamentos, na zona 2 modificou-se a geometria da chapa para reduzir as tensões localizadas, reduzindo as tensões naquela local de 189MPa para 148MPa e na zona 3 deu-se uma pequena inclinação à estrutura para que esta apoie toda a superfície da mesa de trabalho.

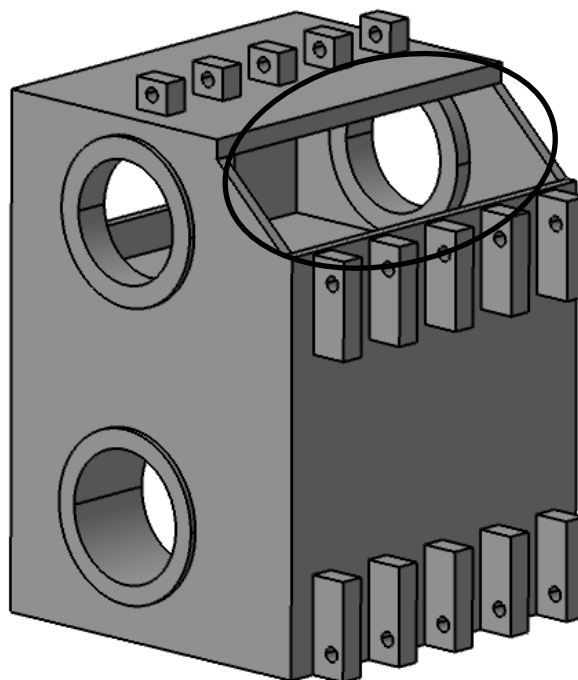


Figura 48 - Alterações da unidade de potência

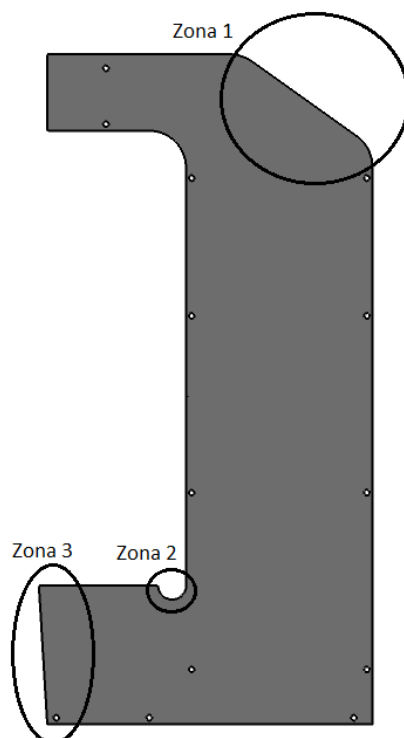


Figura 49 - Alterações da chapa da estrutura

As alterações realizadas reduziram os deslocamentos máximos para 2.15mm estando já abaixo dos deslocamentos máximos obtidos no modelo de referência.

Alcançado o resultado pretendido no campo dos deslocamentos, será também necessário fazer o cálculo da estrutura à fadiga. Pretende-se que o equipamento tenha vida infinita ou vida garantida o que representa uma vida superior a  $10^7$  ciclos. Seguindo o raciocínio demonstrado no ponto 6.2.3-Análise à fadiga, verificou-se que com os valores de tensão presentes no equipamento não era possível garantir vida infinita, o que implicou algumas alterações que são especificadas na simulação 7.

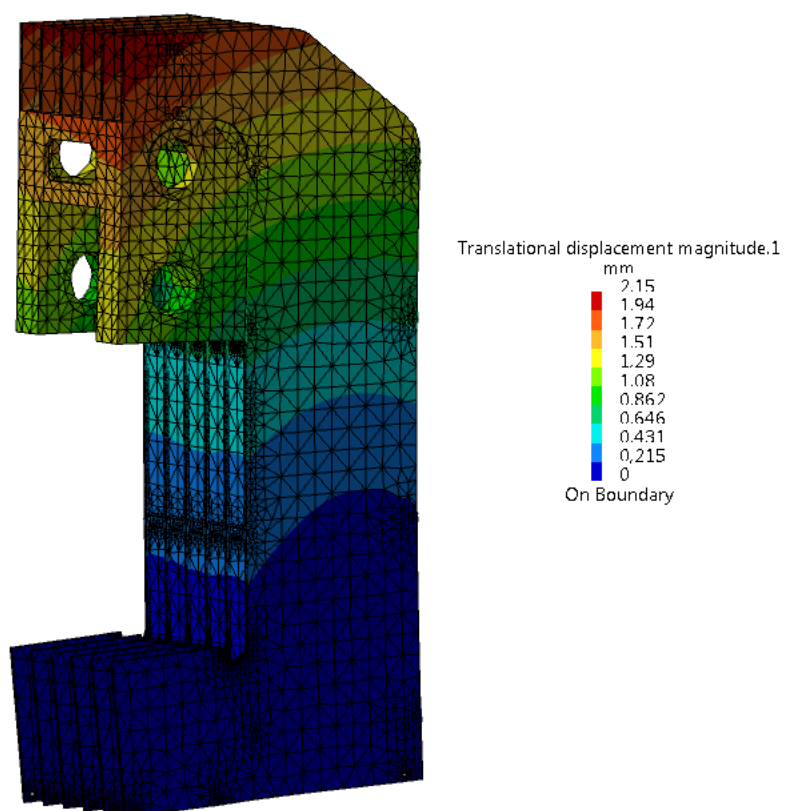


Figura 50 - Deslocamentos normais da simulação 6

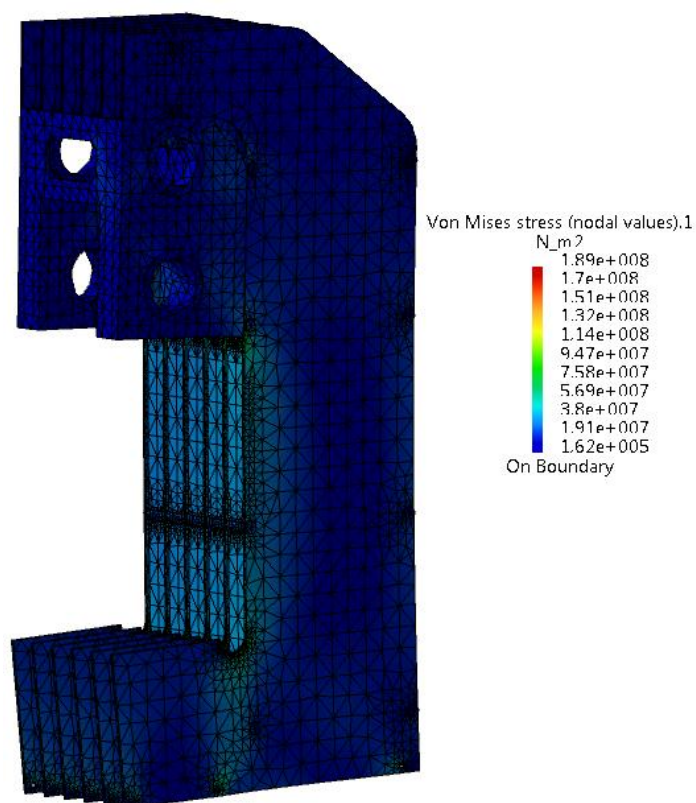


Figura 51 - Tensão de Von Mises da simulação 6

### Simulação 7

De modo a reduzir o valor máximo da tensão de VonMises na estrutura, foi necessário aumentar a espessura da chapa de 15mm para 18mm e aumentou-se também o pescoço da prensa para 1025mm. Essas alterações refletiram-se numa redução acentuada das tensões o que permitiu reduzir a espessura do sistema anti-torção frontal para 22mm e o traseiro para 16mm. Tendo-se obtidos os campos de deslocamentos e tensões presentes nas figuras 51 e 52 respetivamente.

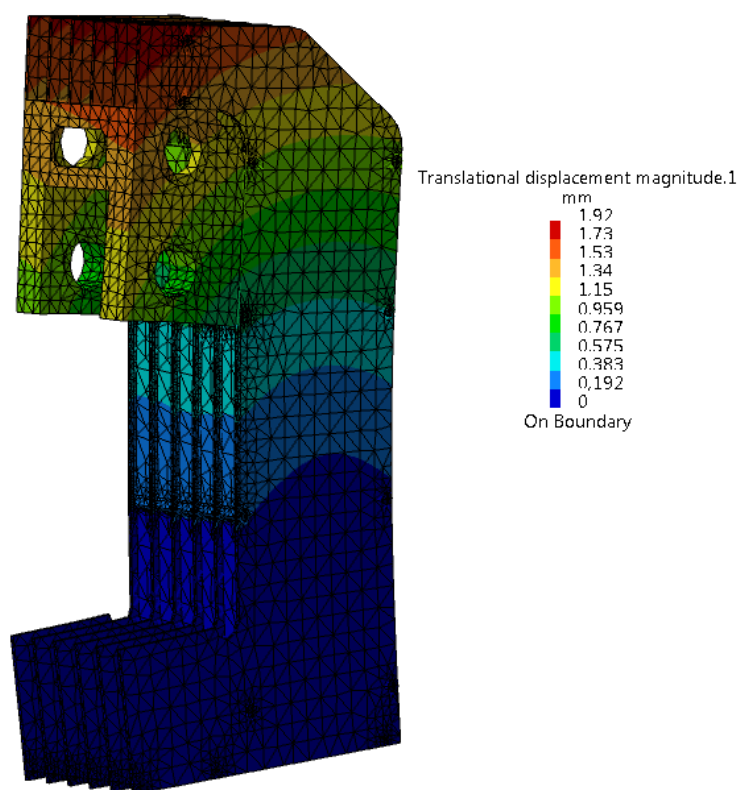


Figura 52 - Deslocamentos normais da simulação 7

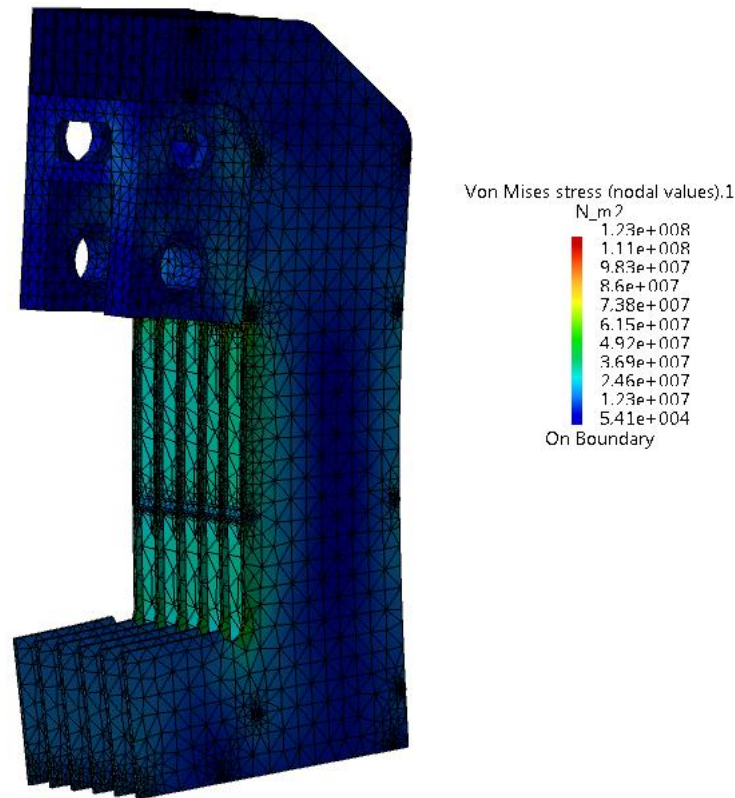


Figura 53 - Tensão de Von Mises da simulação 7

### 6.2.3 Análise à fadiga

Para garantir que o equipamento tem vida infinita, o que representa uma vida superior a  $10^7$  ciclos será realizado o cálculo à fadiga, segundo o critério de Soderberg, porque este dá a margem de segurança mais alta no dimensionamento e é o mais utilizado por se definido para ser usado na tensão de cedência e é o que traduz mais de perto o comportamento real do material. A equação de Soderberg é a seguinte (Morais, 2012):

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_0} \leq 1$$

Em que:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{123 + 0}{2} = 61.5MPa$$



$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{123 - 0}{2} = 61.5MPa$$

$\sigma_0 = \sigma_{ced}$ , conforme especificado no Capítulo 3, a tensão de cedência do material é de 275MPa

$$\sigma_e = k_{as} \cdot k_{ta} \cdot k_{sl} \cdot \frac{\sigma_{eb}}{\gamma_{Me}}$$

$k_{as}$  é um fator de acabamento superficial, calculado pela seguinte expressão:  $k_{as} = a \cdot \sigma_u^b$

$\sigma_u$  é a tensão de rotura do material, e os valores de a e b são obtidos da tabela seguinte:

Tabela 7 - Valor das variáveis para o cálculo de  $k_{as}$  (Morais 2012)

Estado da superfície	a	b
Rectificada	1.58	-0.086
Maquinada ou Laminada a frio	4.45	-0.265
Laminada a quente	56.1	-0.719
Forjada	271	-0.995

Considerando que o material é maquinado ou laminado  $a=4.45$  e  $b=-0.265$

$$k_{as} = 4.45 * 450^{-0.265} = 0.88$$

$k_{ta}$  é um fator de tamanho, no entanto como carga presente no ponto mais solicitado é uma carga axial,  $k_{ta}=1$

$k_{sl}$  é um factor que traduz a influência do tipo de solitação, que para cargas axiais é dado pela seguinte expressão:

$$k_{sl} = 1.43 \cdot \sigma_u^{-0.0778} = 1.143 * 450^{-0.0778} = 0.89$$

$$\sigma_{eb} = 0.506\sigma_u = 227.7MPa$$

$\gamma_{Me}$  é um coeficiente de segurança que para cargas axiais deve de ser 1.9

Estão reunidos todos os dados necessários para o cálculo de  $\sigma_e$ :

$$\sigma_e = 0.88 * 1 * 0.89 * \frac{227.7}{1.9} = 93.9MPa$$

Para verificar o critério de Soderberg temos a seguinte expressão:

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_e} + \frac{\sigma_m}{\sigma_0} \leq 1 \Leftrightarrow \frac{61.5}{93.9} + \frac{61.5}{275} \leq 1 \Leftrightarrow 0.88 \leq 1$$

Está verificado o teorema de Soderberg, pode afirmar-se que a estrutura tem vida infinita.

## 6.2.4 Análise dos deslocamentos

Como forma de comparar os deslocamentos obtidos na estrutura *sandwich* serão em seguida calculados os ângulos de deflexão da estrutura e por fim comparados com os valores obtidos no modelo de referência.

Para o cálculo dos ângulos de deflexão da estrutura *sandwich* foi também considerado o caso mais desfavorável em que foram aplicadas cargas assimétricas.

### Ângulo de deflexão lateral

Para o cálculo da deflexão lateral da prensa, foram consideradas duas linhas imaginárias na estrutura (linha 1 e linha 2). Considera-se que a linha 2 permanece na mesma posição mesmo depois de aplicadas as forças na estrutura e que a linha 1 acompanha o deslocamento horizontal dos pontos P1 e P2, estando estes pontos distanciados 859mm. No caso da estrutura *sandwich* a linha 1 está na vertical para que possa cruzar os dois veios da unidade de potência e neste caso será medida a variação angular entre a linha 1 e a linha 2 tal como foi feito no equipamento de referência.

A variação angular que se forma entre a linha 1 e a linha 2 quando a prensa está sujeita a esforços, será chamado de  $\beta_{S1-2}$ .

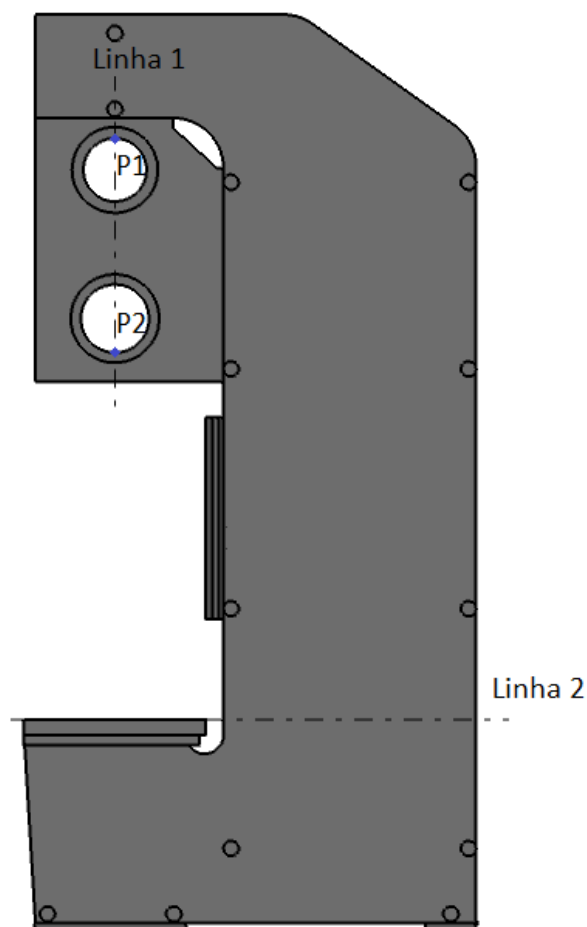


Figura 54 - Linhas para cálculo da deflexão lateral

Tendo-se registado um deslocamento horizontal de 1.20mm para P1 e 0.516mm Para P2, a diferença entre a distância horizontal dos dois pontos é de 0.684mm. Definindo o ângulo de deflexão lateral como  $\beta_{s_{1-2}}$ , este pode ser obtido por:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta_{s_{1-2}}) &= \frac{0.684}{859} \\ \Leftrightarrow \beta_{s_{1-2}} &= \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0.684}{859}\right) = 0.0456^\circ \end{aligned}$$

### Ângulo de deflexão frontal

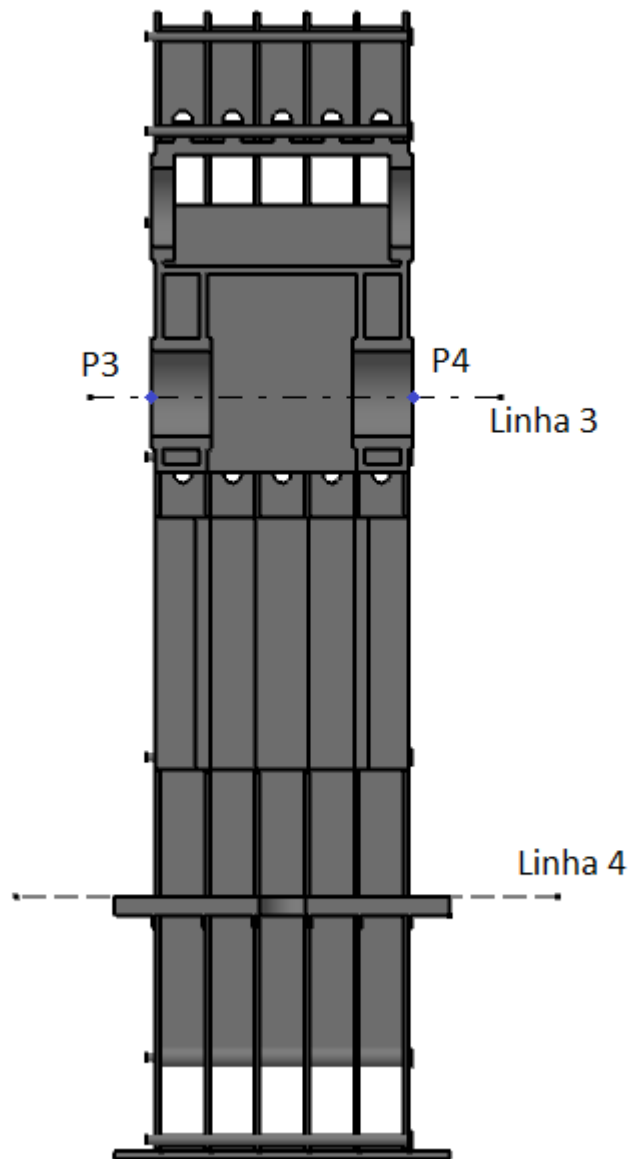


Figura 55 - Linhas para cálculo da deflexão frontal

Neste caso o ângulo a calcular será entre a linha 3 e a linha 4, sendo o ângulo definido por  $\beta_{S3-4}$ . Também aqui, se considera que a linha 4 permanece na mesma posição mesmo depois de aplicadas as forças na estrutura e que a linha 3 acompanha o deslocamento vertical dos pontos P3 e P4, estando estes pontos distanciados 800mm. Tendo-se registado um deslocamento de 0.741mm para P3 e 0.842m para P4. Com os dados anteriores pode calcular-se o ângulo entre as duas linhas:

$$\begin{aligned} \operatorname{tg}(\beta_{s_{3-4}}) &= \frac{0.842 - 0.741}{800} \\ \Leftrightarrow \beta_{3-4} &= \operatorname{tg}^{-1}\left(\frac{0.101}{800}\right) = 0.0072^\circ \end{aligned}$$

### 6.2.5 Aplicação da norma ANSI B5.52 M

Na estrutura tipo *sandwich* será aplicada a norma ANSI B5.52 M, seguindo os mesmos passos que foram utilizados para a verificação do modelo de referência. Na figura 55 pode ver-se a disposição dos pontos utilizados na medição.

Para que a prensa cumpra com a norma, quando aplicadas as forças na estrutura a diferença das distâncias entre P5-P6 e P7-P8 não deve de ser superior a 0.12mm.

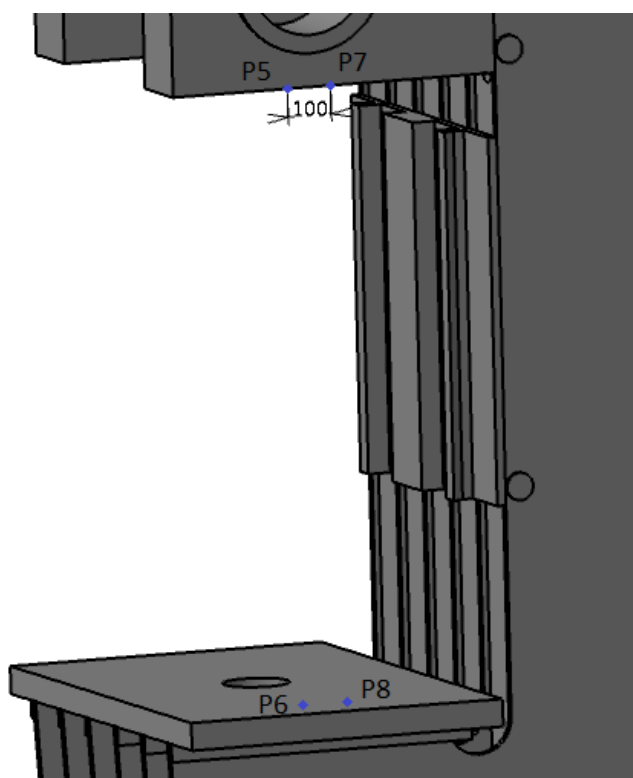


Figura 56 - Aplicação da norma ANSI B5.52 M

De acordo com as simulações realizadas em CATIA, obtiveram-se deslocamentos de 0.889mm em P5 e de 0.831mm em P7, o que equivale a uma diferença total de 0.058mm, podendo assim concluir-se que o desalinhamento deste modelo de prensa cumpre esta exigência da norma ANSI B5.52 M

### 6.2.6 Frequências naturais de vibração

A ressonância é um fenómeno que acontece quando um sistema físico recebe energia por meio de excitações de frequência igual a uma das suas frequências naturais de vibração. Assim, o sistema físico passa a vibrar com amplitudes cada vez maiores.

Cada sistema físico capaz de vibrar possui uma ou mais frequências naturais, isto é, que são características do sistema, mais precisamente da maneira como este é construído.

Quando ocorrem excitações periódicas sobre o sistema, sejam elas naturais, ou provocadas artificialmente, acontece um fenómeno de superposição de ondas que alteram a energia do sistema, modificando sua amplitude.

De forma a verificar a frequências naturais do equipamento, foi realizada uma simulação em CATIA, da qual se obtiveram as 5 primeiras frequências naturais do sistema, e que podem ser vista na tabela seguinte

Tabela 8 - Lista de frequências naturais da estrutura

Frequência	Hz
1	34,4
2	61,3
3	113,8
4	160,9
5	208,6

Tendo em conta que uma frequência de 34.4Hz equivale a 2064 oscilações por minuto, valor que fica muito acima das excitações provocadas pelo

---

funcionamento do equipamento que tem um máximo de 90 ciclos por minuto. O motor elétrico que faz o acionamento do equipamento poderia representar um problema caso tenha uma velocidade de rotação muito elevada, de modo que será aconselhável que este não ultrapasse as 1500RPM garantindo assim o funcionamento do equipamento fora da gama de frequências naturais do sistema.

### **6.2.7 Análise da deformação do corpo da prensa**

Nesta etapa, serão utilizados conceitos associados à deformação de vigas para se obter o cálculo aproximado dos deslocamentos máximos presentes no corpo da prensa, sendo este valor depois comparado com os deslocamentos obtidos pelo método dos elementos finitos.

Os elementos viga deformam-se por tração, flexão e esforço de corte. O corpo de prensa foi simplificado e decomposto em elementos retangulares simples e foram calculados os seus respetivos momentos de inércia. Foi também determinado o eixo baricêntrico que é necessário para determinar a secção denominada por lado.

Como para calcular a deformada do corpo da prensa, considerando as ligações que a unidade de potência tem com a estrutura seriam necessários cálculos de elevada complexidade, considerou-se que este é parte integrante da estrutura e que tem o mesmo perfil de material utilizado na estrutura.

Na figura 56 pode observar-se uma simplificação do corpo da prensa com as respetivas seções assinaladas, Alto, Lado e Baixo e os tipos de deformação que estão associados a cada uma das zonas. Estão também identificadas as dimensões gerais da estrutura e o local da resultante da força aplicada na estrutura representado com as setas vermelhas.

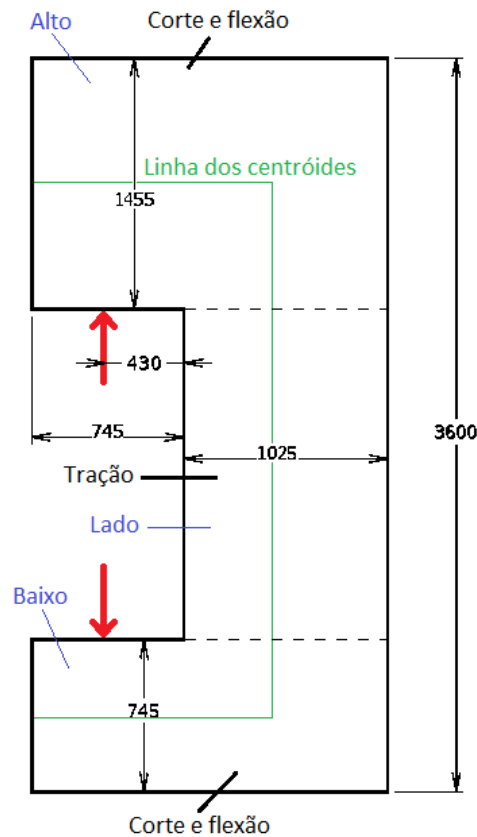


Figura 57 – Simplificação e descrição do corpo da prensa

Em seguida será calculada a linha do centro de gravidade da secção apresentada, o cálculo será feito considerando o somatório das 6 chapas da estrutura e os sistemas anti torção apenas será considerado na secção Lado.

$$X_G(\text{Alto}) = \frac{1455 * 18 * 6 * \left(\frac{410}{2}\right)}{410 * 18 * 6} = 727.5\text{mm}$$

$$\begin{aligned} X_G(\text{Lado}) &= \\ &= \frac{1025 * 18 * 6 * \left(\frac{1025}{2}\right) + 22 * 139 * 5 * \left(964 + \frac{22}{2}\right) + 16 * 139 * 5 * \left(27 + \frac{16}{2}\right)}{1025 * 18 * 6 + 22 * 139 * 5 + 16 * 139 * 5} \\ &= 525.3\text{mm} \end{aligned}$$



$$X_G(\text{Baixo}) = \frac{745 * 18 * 6 * \left(\frac{745}{2}\right)}{745 * 18 * 6} = 372.5$$

Na figura 57 está representada a chapa da prensa e a linha do centro de gravidade calculada anteriormente.

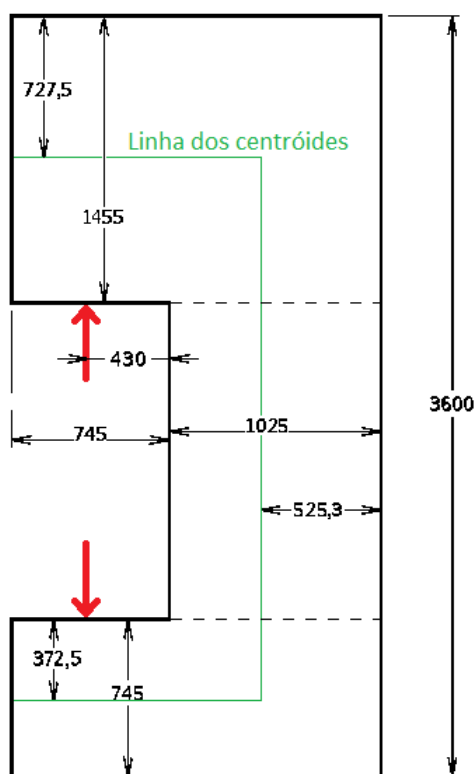


Figura 58 - Linha de centróide

Em seguida serão calculados os momentos de inércia das secções Alto, Lado e Baixo:

$$I(\text{Alto}) = \frac{18 * 1455^3 * 6}{12} = 2.77 * 10^{10} \text{mm}^4$$

$$\begin{aligned}
 I(\text{Lado}) &= \\
 &= \frac{18 * 1025^3 * 6}{12} + \frac{139 * 22^3 * 5}{12} + \frac{139 * 16^3 * 5}{12} + 1025 * 18 * 6 \\
 &* \left( \frac{1025}{2} - 523.5 \right)^2 + 139 * 22 * 5 * \left( 964 + \frac{22}{2} - 523.5 \right)^2 + 139 * 16 * 5 \\
 &* \left( 27 + \frac{16}{2} - 521 \right)^2 \\
 &= 1.545 * 10^{10} \text{mm}^4
 \end{aligned}$$

$$I(\text{Baixo}) = \frac{18 * 745^3 * 6}{12} = 3.72 * 10^9 \text{mm}^4$$

Nesta fase serão calculados os diagramas necessários à obtenção dos deslocamentos nos pontos principais de carregamento. Na figura estão representados a distribuição de momentos fletores e esforços transversos devido à aplicação da força máxima na estrutura.

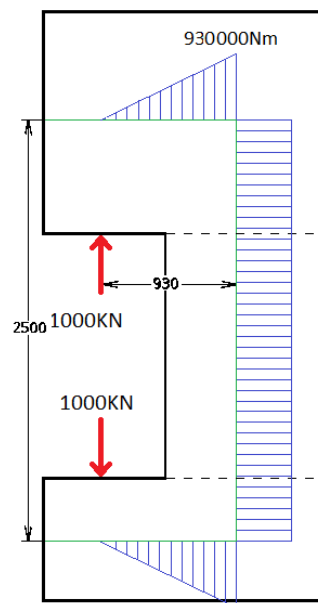


Figura 59 - Diagrama de momentos fletores da estrutura

Em seguida serão efetuados os cálculos dos deslocamentos da estrutura. O primeiro cálculo será o da deformação por flexão nas zonas designadas por

Alto, Lado e Baixo, o segundo será a deformação por esforço de corte e por fim a deformação por esforço de tração.

Nos cálculos seguintes serão utilizadas as propriedades do aço referido no capítulo 3, e os momentos de inércia e área das respetivas secções transversais calculados antes.

$$\begin{aligned}\delta(\text{flexão}) &= \\ &= \frac{1000000 * 930^3}{3 * 210000 * 2.77 * 10^{10}} + \frac{930 * 10^6 * 930 * 2500}{210000 * 1.545 * 10^{10}} + \frac{1000000 * 930^3}{3 * 210000 * 3.72 * 10^9} \\ &= 1.36mm\end{aligned}$$

$$\delta(\text{Corte}) = \frac{1000000 * 930}{81000 * (1455 * 18 * 6) * \frac{5}{6}} + \frac{1000000 * 930}{81000 * 745 * 18 * 6 * \frac{5}{6}} = 0.57mm$$

$$\delta(\text{Tração}) = \frac{1000000 * 3022}{210000 * (1000 * 15 * 6 + 142 * 30 * 5 + 142 * 22 * 5)} = 0.1$$

$$\delta(\text{total}) = 1.2 + 0.57 + 0.1 = 1.702mm$$

O valor de deslocamentos máximos obtido pela análise clássica da deformação do corpo da prensa foi ligeiramente inferior aos resultados obtidos pelo método dos elementos finitos. Este desvio de valores estará provavelmente associada ao facto de a unidade de potência ter sido considerada parte integrante da estrutura nesta análise. No entanto, apesar da unidade de potência ter vários pontos de fixação não se comporta como um corpo rígido. Contudo, os valores obtidos pelo cálculo manual estão dentro da mesma ordem de grandeza dos cálculos obtidos pelo método dos elementos finitos e estão também relativamente próximos, servindo então de base para concluir que os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos estão correto.

### 6.3 Comparação de resultados

Nos parágrafos seguintes serão apresentados os dados obtidos relativamente à estrutura convencional e à estrutura *sandwich*, serão comparados deslocamentos em vários pontos da estrutura, tensões máximas resultantes, peso e dimensões.

De seguida será apresentada a comparação de resultados, em que Z se refere ao eixo no sentido da altura do equipamento, Y no sentido do comprimento e X no sentido da largura. Em todas as comparações foi considerada a situação mais desfavorável de se ter uma força assimétrica.

Tabela 9 - Deslocamentos máximos da estrutura (mm)

	Normal	Largura (X)	Comprimento (Y)	Altura (Z)
Prensa <i>Sandwich</i>	1.92	0.172	1.59	1.1
Modelo de referência	2.15	0.441	1.74	1.27

Tabela 10 - Deslocamentos no ponto 1 (mm)

	Normal	Largura (X)	Comprimento (Y)	Altura (Z)
Prensa <i>Sandwich</i>	0.988	0.036	0.516	0.842
Modelo de referência	1.27	0.0184	1.03	0.744

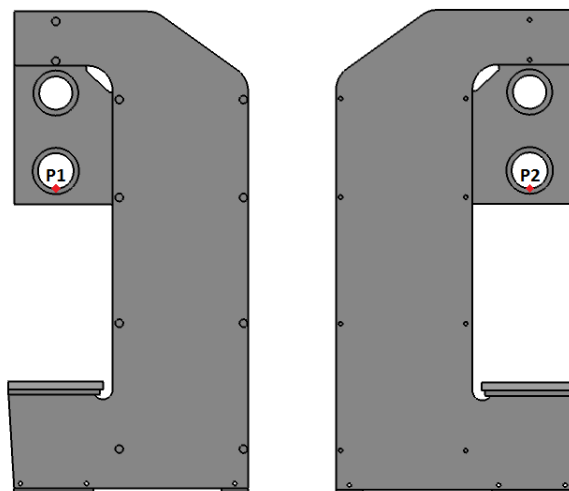


Figura 60 - Representação dos pontos P1 e P2

Tabela 11 - Deslocamentos do ponto 2 (mm)

	Normal	Largura (X)	Comprimento (Y)	Altura (Z)
Prensa <i>Sandwich</i>	0.886	0.0231	0.501	0.731
Modelo de referência	1.16	0.0231	0.937	0.682

Comparando os deslocamentos normais obtidos em ambas as estruturas pode examinar-se que o modelo *sandwich* consegue sempre melhores resultados, apesar disso quando se faz uma comparação detalhada nos pontos 1 e 2, verifica-se que o modelo *sandwich* tem deslocamento no eixo Z maiores o que significa que o efeito de tração presente no pescoço da prensa é mais acentuado.

Quanto ao deslocamento no eixo Y no sentido do comprimento verifica-se que a prensa *sandwich* tem um melhor comportamento, o valor deste deslocamento é tanto maior, quanto maior for o angulo de deflexão lateral, como se calculou anteriormente, confirmando assim o menor valor de angulo da prensa *sandwich*, este deslocamento é também importante porque quanto maior for este deslocamento mais acentuado será o degaste da ferramenta.

Quanto ao deslocamento no eixo X em ambos os casos obtêm-se valores muito reduzidos, pode constatar-se que o sistema anti torção aplicado no modelo *sandwich* teve bons resultados porque conseguiu-se uma rigidez da estrutura semelhante à estrutura de construção soldada.

É de salientar o facto de que os menores deslocamentos da estrutura *sandwich* se conseguiram à custa de um aumento do peso como se pode observar na Tabela 13 apesar disso esse aumento de peso foi necessário para se conseguir manter o campo das tensões em valores aceitáveis.

Tabela 12 - Ângulo de deflexão (graus)

	<b>Angulo de deflexão lateral</b>	<b>Angulo de deflexão frontal</b>
Prensa <i>Sandwich</i>	0.0456	0.00723
Modelo de referência	0.0576	0.00716

Tabela 13 - Geometria e peso da estrutura

	<b>Prensa <i>Sandwich</i></b>	<b>Modelo de referência</b>
Peso (Kg)*	6107	4902
Altura (mm)	3625	3010
Largura (mm)	800	800
Comprimento (mm)	1815	1720

\*Pesos obtidos através do software CATIA

Com a utilização da mesma quantidade de material e recorrendo à construção soldada seria certamente possível obter menores deslocamentos, tensões e uma estrutura com dimensões inferiores ao modelo *sandwich* projetado, porque a construção soldada tem uma maior flexibilidade de *design* e permite colocar mais facilmente reforços em pontos estratégicos que se refletem numa maior eficiência, na redução de deslocamentos e tensões da estrutura. Outra razão para as maiores dimensões da estrutura *sandwich* é o facto de a unidade de potência ser numa estrutura independente, o que obrigou a estrutura a crescer bastante em altura e conseqüentemente em peso.

Em anexo podem ver-se os desenhos detalhados dos componentes da estrutura.

# Capítulo 7

## Conclusões e trabalhos futuros

---

### 7.1 Conclusões

Neste trabalho foi desenvolvido um processo iterativo no qual foram sendo improvisadas melhorias na estrutura da prensa *sandwich*, melhorias essas que incidiram especialmente sobre os elementos que têm com função absorverem as forças geradas pelo funcionamento do equipamento. Este processo iterativo teve como objetivo culminar numa estrutura que possa concorrer com as prensas convencionais no que à precisão diz respeito e tempo de vida, tendo sido por isso feita uma análise comparativa de tensões e deslocamentos numa prensa convencional e na estrutura sugerida tipo *sandwich*.

As análises foram realizadas recorrendo ao método dos elementos finitos, que demonstrou ser uma ferramenta determinante para a compreensão da distribuição das tensões pela estrutura e para a verificação dos deslocamentos da estrutura, que são também um fator determinantes nestas estruturas visto que estes condicionam normalmente o tolerânciamentos das peças a obter e a duração das ferramentas.

As simulações realizadas estão documentadas no capítulo 6 onde está descrito o percurso que conduziu à estrutura final.

De um modo geral, podem destacar-se as seguintes conclusões das simulações realizadas:

- A simulação por elementos finitos constitui nos tempos atuais uma ferramenta de elevado interesse no estudo de estruturas;
- O recurso à simulação numérica permite obter importantes informações durante a fase de projeto, possibilitando a correção de erros numa fase precoce dos projetos;
- A definição das condições de fronteira e o refinamento da malha são fatores de elevada importância na precisão dos resultados que se pretendem obter.

Quando a estrutura *sandwich* é comparada com um modelo de prensa convencional existente no mercado, podem tirar-se algumas conclusões, nas quais se destacam pela positiva:

- Polivalência - Facto do modelo *sandwich* utilizar a unidade de potência em separado, dá-lhe a possibilidade de usar a mesma estrutura com acionamento hidráulico ou mecânico podendo tirar partido das vantagens de ambos os sistemas.
- Maior facilidade de manutenção da estrutura, como a estrutura é modular em caso de danificação de algum dos módulos é possível proceder à sua substituição e a estrutura continuar a manter a sua resistência inicial;
- Facilidade/rapidez de produção - Como detemos uma variedade reduzida de componentes e todos de fácil produção, pode afirmar-se que esta estrutura terá um tempo reduzido de produção.

O trabalho desenvolvido permitiu também concluir que a estrutura *sandwich* apresenta também algumas limitações, que podem inviabilizar a sua produção em massa, nas quais se destacam:

- Maior peso da estrutura - o que requer maior investimento em matéria-prima e pode influenciar os custos de transporte e exportações;
- Maior volume - esta é uma estrutura com mais altura e comprimento;



- Impossibilidade de eliminar completamente as soldaduras.

Como conclusões finais podem afirmar-se que esta estrutura *sandwich* é viável no entanto deve ter-se sempre em conta que a redução do número de soldaduras contrapõe com o aumento de peso e volume da estrutura, não sendo por isso viável uma estrutura modular que não recorra em caso algum a ligações soldadas. Este tipo de ligações é especialmente vantajoso, porque permite colocar reforços em pontos estratégicos de forma a reduzir tensões e deslocamentos.

Apesar da estrutura *sandwich* fazer uso de ligações soldadas, fá-lo em número muito menor do que as estruturas convencionais o que aliado ao reduzido número de peças diferentes permite um automatização muito maior do processo produtivo que pode ter como resultado, um tempo de produção e custo de produção muito menor fazendo com que este tipo de estruturas tenha potencial para aparecer em maiores quantidades no mercado.

## 7.2 Trabalho Futuro

O objetivo desta dissertação foi projetar uma solução construtiva da estrutura de uma prensa tipo *sandwich* de 1000KN, dando especial ênfase à redução do número de ligações soldadas.

Com a realização desta dissertação verifica-se que estas estruturas apresentam algumas limitações, apesar de tudo apresentam também pontos fortes que poderiam ser aprofundados em trabalhos seguintes.

Para o futuro ficam então em aberto um conjunto de estudos que podem ser desenvolvidos para se perceber melhor a viabilidade deste tipo de estruturas, sendo eles:

- Análise do custo de produção da estrutura *Sandwich* comparada com uma estrutura convencional, podendo também abordar-se o

custo de transporte do equipamento, dado o maior peso e volume da estrutura *sandwich*;

- Estudar e definir soluções de implementação de todos os sistemas de acionamento e comando da prensa;
- Estudar a viabilidade de implementação quer de uma a unidade de potência mecânica quer de uma unidade de potência hidráulica na mesma estrutura;
- Padronizar a capacidade de carga suportada por cada placa para que se possa ter uma estrutura modular que ao se adicionarem placas se possa aumentar a dimensão de mesa de trabalho e a capacidade de carga do equipamento.

# Referências Bibliográficas

## Bibliografia

- Clough, R. W. – “*The finite element method in plate stress analysis*”, Proceedings of the 2nd ASCE Conference on Electronic Computation, pp. 345-378, Estados Unidos da América, (1960).
- Courant, R. – “*Variational methods for the solution of problems of equilibrium and vibration*”, Bulletin of the American Mathematical Society, vol. 49, pp. 1-23, (1943).
- Dayton Die Cushions – “*Machine Products Handbook*”
- Irons, B. M. – “*Numerical integration applied to finite element methods*”, Conference on the Use of Digital Computers in Structural Engineering, Newcastle, (1966).
- Folha.com. Mercado: “*Produção mundial de veículos atingirá recorde de 70 milhões em 2010.*” Jornal folha de São Paulo, 01 jun. 2010
- Lan, J.; Hu, J.; Song, C.; Hua, L.; Zhao, Y. – “*Modeling and Optimization of a 10000KN Fine Blanking Press Frame*”. Wuhan University of Technology, pp.8353-8357, (2011).
- Lascoe, O. – “*Handbook of Fabrication Processes*”, United States of América, Carnes Publication Services, Inc, (1998).
- Mäkelt, H. – “*Mechanical Press*”, Munique, German Editora. (1968)
- Morais, Alfredo B.; “*Apontamentos de sistemas mecânicos*”. Universidade de Aveiro, (2012).
- Rueda, C. – “*Melhoria na capacidade de produção das prensas mecânicas excêntricas existentes na indústria brasileira*”, 2011. Dissertação (Pós-graduação em Energia). Universidade federal do ABC, Santo André
- Schuler – “*Metal Forming Handbook*”, Berlin, Springer (1998).
- Smith & Associates – “*Press Selection and Maintenance*”, Michigan, (2005).
- Smith, D. A. – “*Fundamentals of Pressworking*”, United States of America (1994).

- Smith, D. A. – *“Mechanical Press Types and Nomenclature”*, Michigan, (2005).
- Song, Y.H.; Yan, Y.N.; Zhang, R.J. – *“Finite element analysis of the prestress wire winding press”*. Journal of Materials Processing Technology, pp.255-257, (2004).
- Strano, M.; Monno, M.; Rossi, A. – *“Optimized design of press frames with respect to energy efficiency”*, Journal of Cleaner Production, pp. 140-149, (2013)
- Teixeira-Dias, F. – *“Mecânica Computacional – Uma introdução aos métodos aproximados de engenharia”*, Universidade de Aveiro, (2001).
- Trebuna, F.; Simcak, F.; Bocko, J.; Trebuna, P.; Pastor, M.; Sarga, P. – *“Analysis of crack initiation in the press frame and innovation of the frame to ensure its further operation”*, Engineering Failure Analysis, pp. 244-255, (2010).
- Turner, M. J.; Clough, H. C.; Martin; Topp, L. J. – *“Stiffness and deflection analysis of complex structures”*, Journal of the Aeronautical Sciences, Vol. 23, (1956).
- Werner, G., Klaus, S., Lothar, S., Horst, W., Christoph, S., & Klaus, W. (2005). *Patente N.º US 6,851,358 B2*. United States.
- Zienkiewicz, O. C.; Cheung, Y. K. – *“The Finite Element Method in Structural and Continuum Mechanics”*. Londres: McGraw-Hill, (1967).

## Webgrafia

[1]-<http://qqzhenghai.en.made-in-china.com/productimage/NMqnHgYxhvWI-2f0j00PvmTFhdCwZqg/China-Deep-Drawing-Mechanical-Press.html>  
(acesso em 16-07-2013)

[2]- <http://www.balticnordic.com/j31-single-crank-straight-side-press/supplier.html> (acesso em 07-06-2013)

[3]- <http://indianpressshearing.com/our-products/c-frame-pneumatic-fix-inclinable-machine/> (acesso em 07-06-2013)

[4]- <http://www.directindustry.com/prod/mecamaq/horizontal-hydraulic-presses-57501-415187.html> (acesso em 07-06-2013)

[5]- <http://www.thefabricator.com/product/presstechnology/straight-side-press-accommodates-capacities-from-315-to-1250-tons> (acesso em 07-06-2013)

[6]- [http://www.siempelkamp.com/index.php?id=1909&tx\\_ttnews\[tt\\_news\]=189&cHash=23e9199e82ce26fa4bd255ba821c7898](http://www.siempelkamp.com/index.php?id=1909&tx_ttnews[tt_news]=189&cHash=23e9199e82ce26fa4bd255ba821c7898) (acesso em 17-05-2013)

[7]- <http://www.siempelkamp.com/>



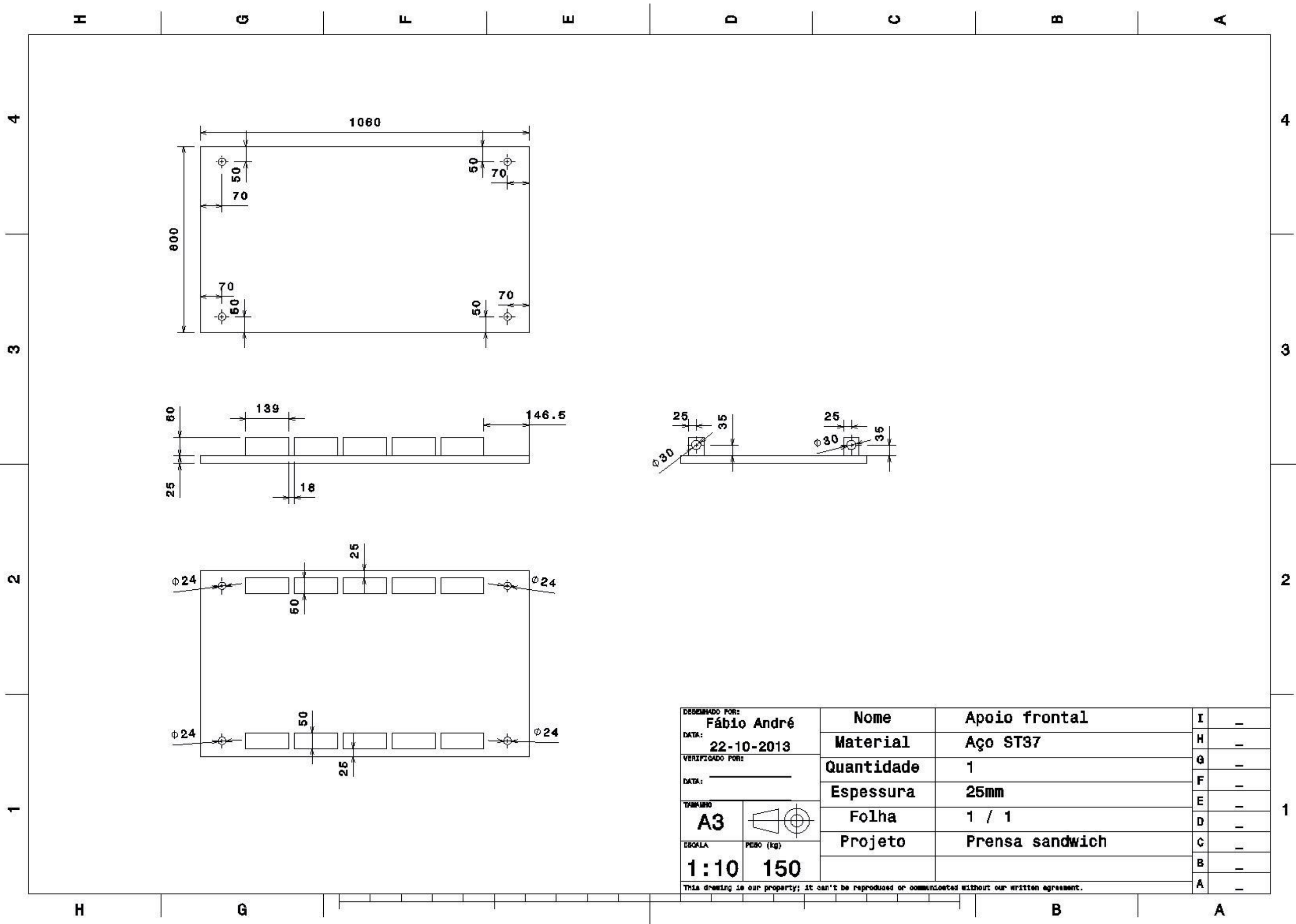
# Capítulo 8

## Anexos

---

- 8.1- Apoio Frontal
- 8.2- Apoio Traseiro
- 8.3- Cavilha
- 8.4- Placa sandwich
- 8.5- Mesa de trabalho
- 8.6- Sistema anti-torção superior
- 8.7- Sistema anti-torção frontal
- 8.8- Sistema anti-torção traseiro
- 8.9- Unidade de potência
- 8.10- Desenho de conjunto

# 8.1- Apoio Frontal

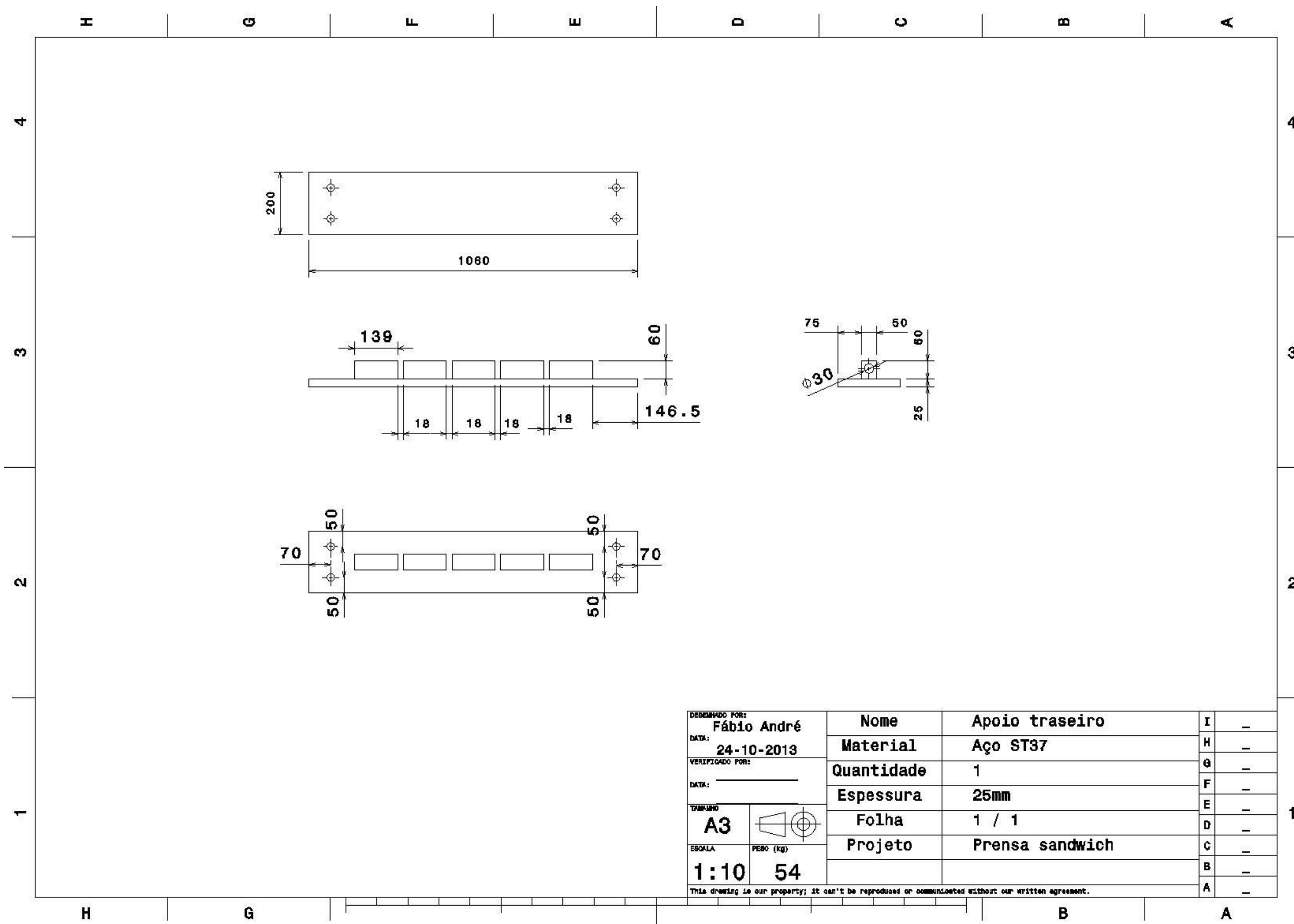


DESENHADO POR: <b>Fábio André</b>	<b>Nome</b>	<b>Apoio frontal</b>	I	-
DATA: <b>22-10-2013</b>	<b>Material</b>	<b>Aço ST37</b>	H	-
VERIFICADO POR:	<b>Quantidade</b>	<b>1</b>	G	-
DATA:	<b>Espessura</b>	<b>25mm</b>	F	-
TAMANHO <b>A3</b>	<b>Folha</b>	<b>1 / 1</b>	E	-
ESCALA <b>1:10</b>	<b>Projeto</b>	<b>Prensa sandwich</b>	D	-
PESO (kg) <b>150</b>			C	-
			B	-
			A	-

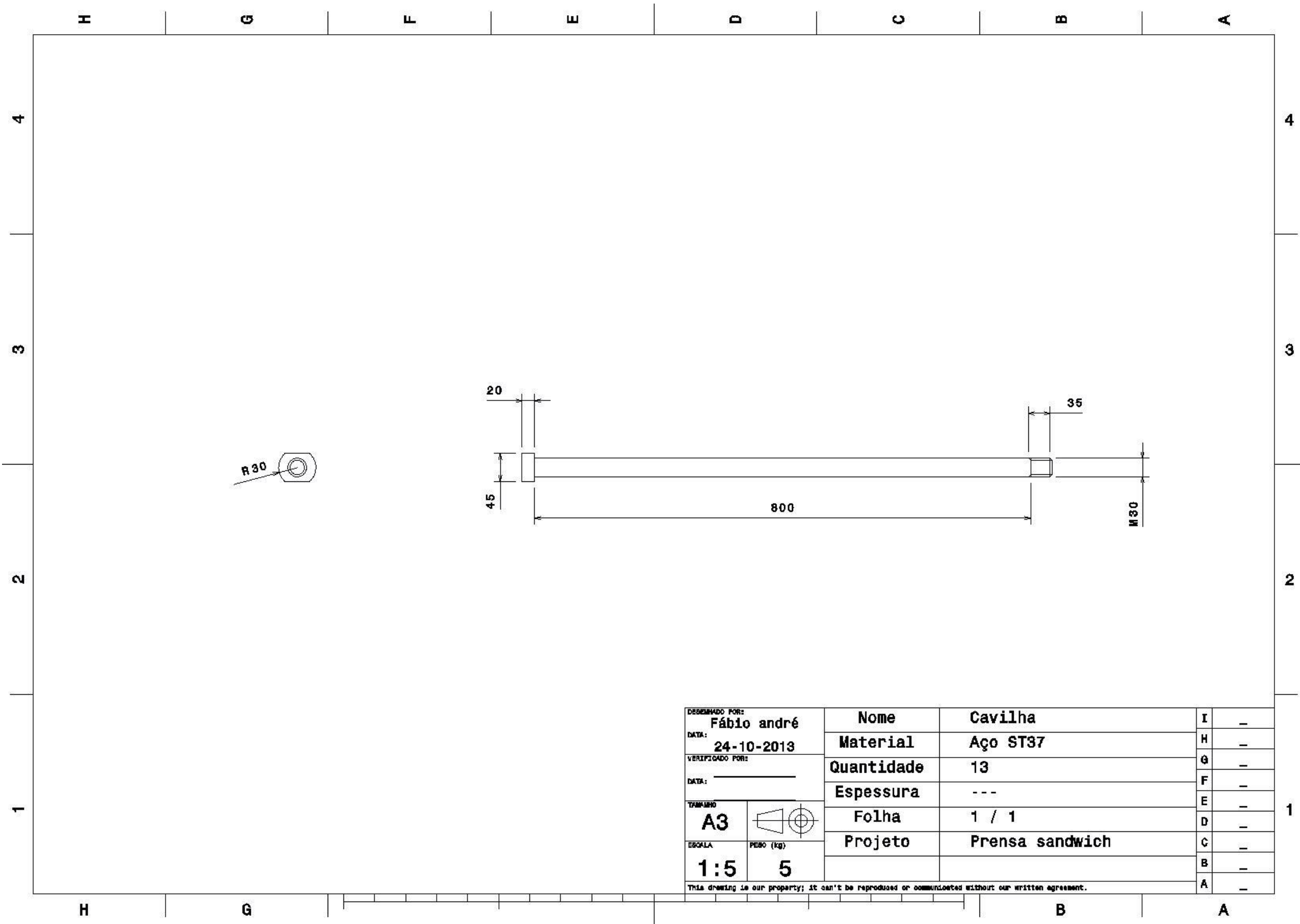
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



## 8.2- Apoio Traseiro



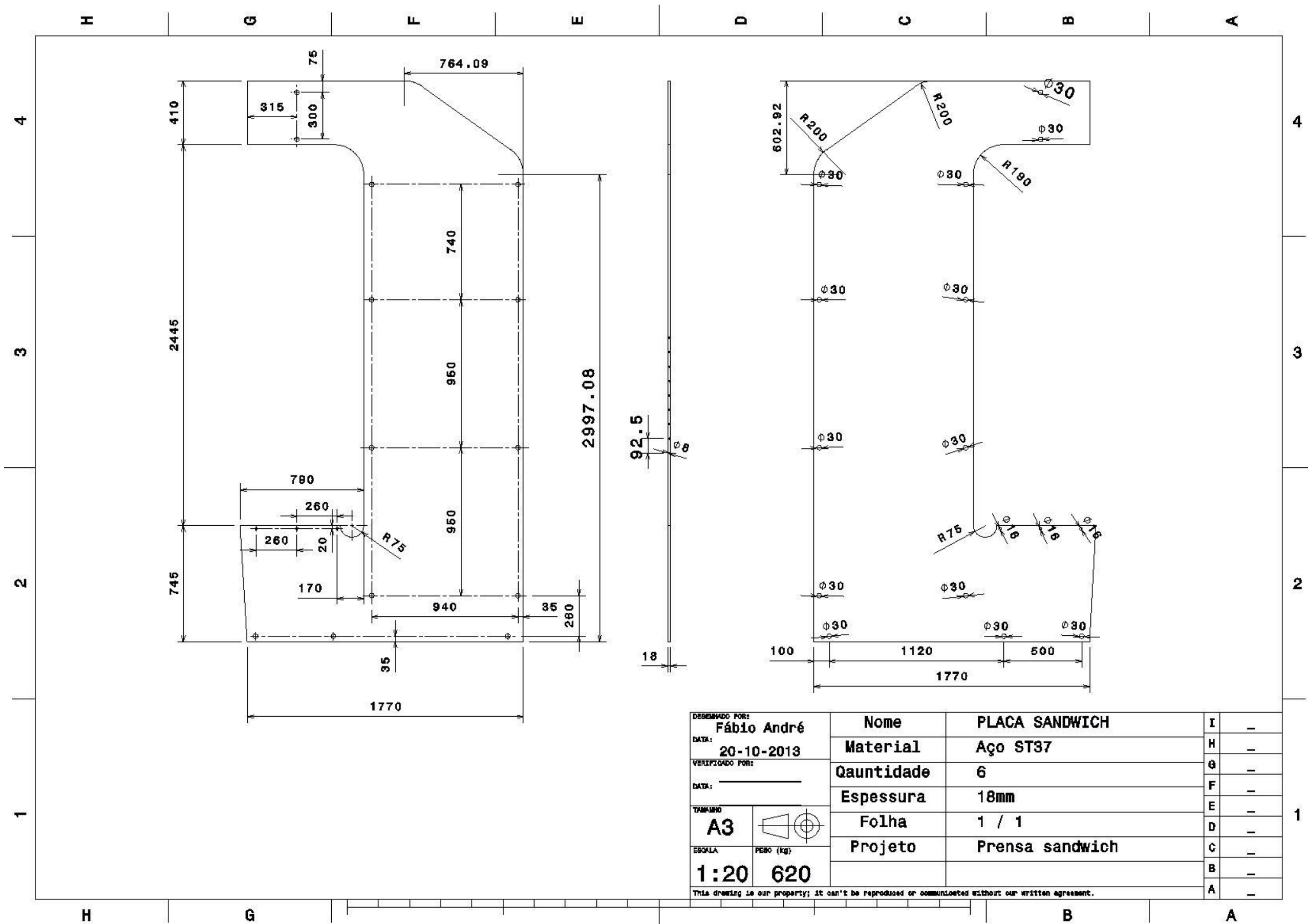
8.3- Cavilha



DESENHADO POR: <b>Fábio andré</b>		<b>Nome</b>	<b>Cavilha</b>	I	-
DATA: <b>24-10-2013</b>		<b>Material</b>	<b>Aço ST37</b>	H	-
VERIFICADO POR:		<b>Quantidade</b>	<b>13</b>	G	-
DATA:		<b>Espessura</b>	<b>---</b>	F	-
TAMANHO <b>A3</b>		<b>Folha</b>	<b>1 / 1</b>	E	-
ESCALA <b>1:5</b>		<b>Projeto</b>	<b>Prensa sandwich</b>	D	-
PESO (kg) <b>5</b>				C	-
				B	-
				A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

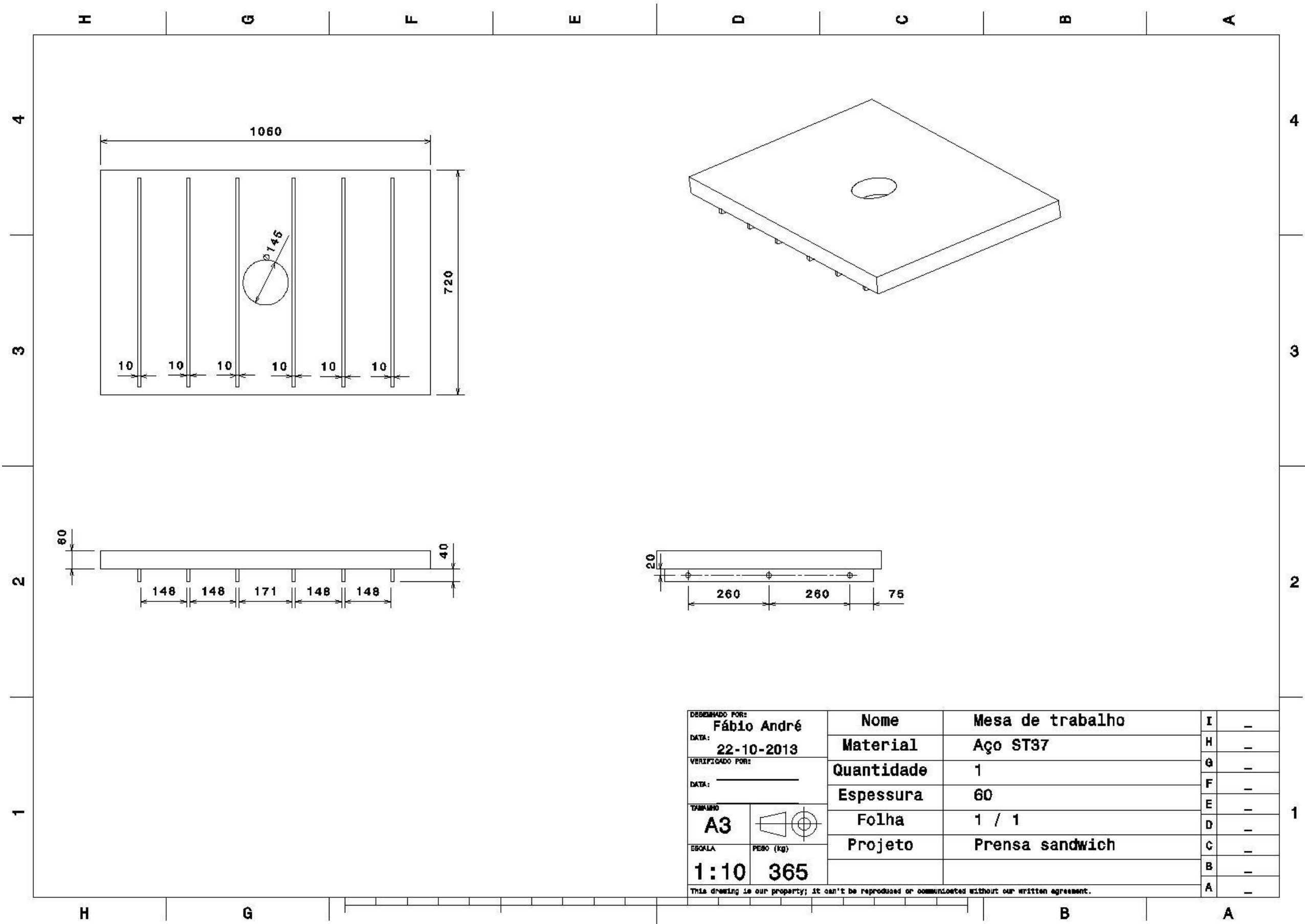
8.4- Placa Sandwich



DESENHADO POR: <b>Fábio André</b>	Nome	PLACA SANDWICH	I	-
DATA: <b>20-10-2013</b>	Material	Aço ST37	H	-
VERIFICADO POR:	Qauntidade	6	G	-
DATA:	Espessura	18mm	F	-
TAMANHO <b>A3</b>	Folha	1 / 1	E	-
ESCALA <b>1:20</b>	Projeto	Prensa sandwich	D	-
PESO (kg) <b>620</b>			C	-
			B	-
			A	-

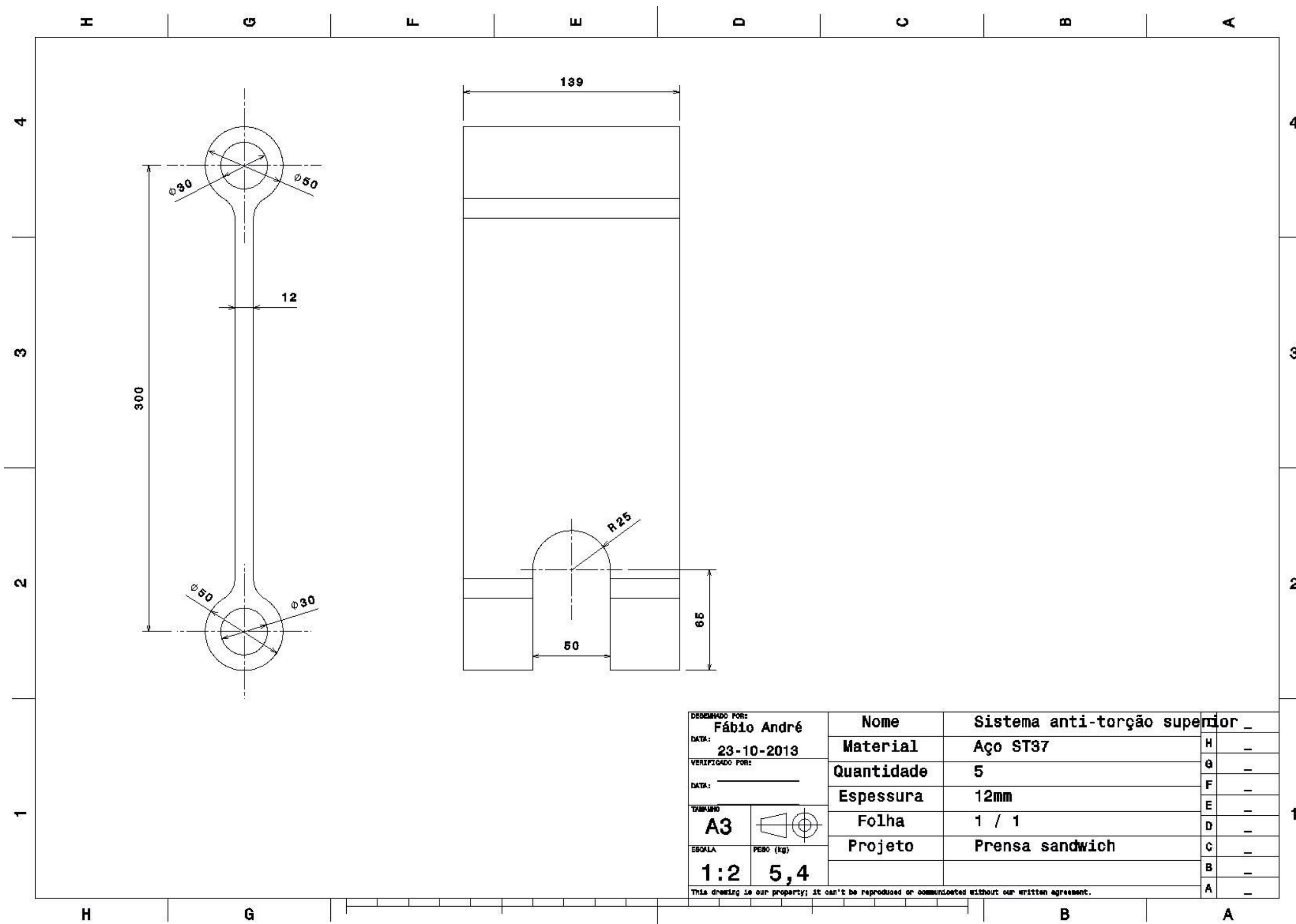
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

8.5- Mesa de trabalho



DESENHADO POR: <b>Fábio André</b>	<b>Nome</b>	<b>Mesa de trabalho</b>	I	-
DATA: <b>22-10-2013</b>	<b>Material</b>	<b>Aço ST37</b>	H	-
VERIFICADO POR:	<b>Quantidade</b>	<b>1</b>	G	-
DATA:	<b>Espessura</b>	<b>60</b>	F	-
TAMANHO <b>A3</b>	<b>Folha</b>	<b>1 / 1</b>	E	-
ESCALA <b>1:10</b>	<b>Projeto</b>	<b>Prensa sandwich</b>	D	-
PESO (kg) <b>365</b>			C	-
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.			B	-
			A	-

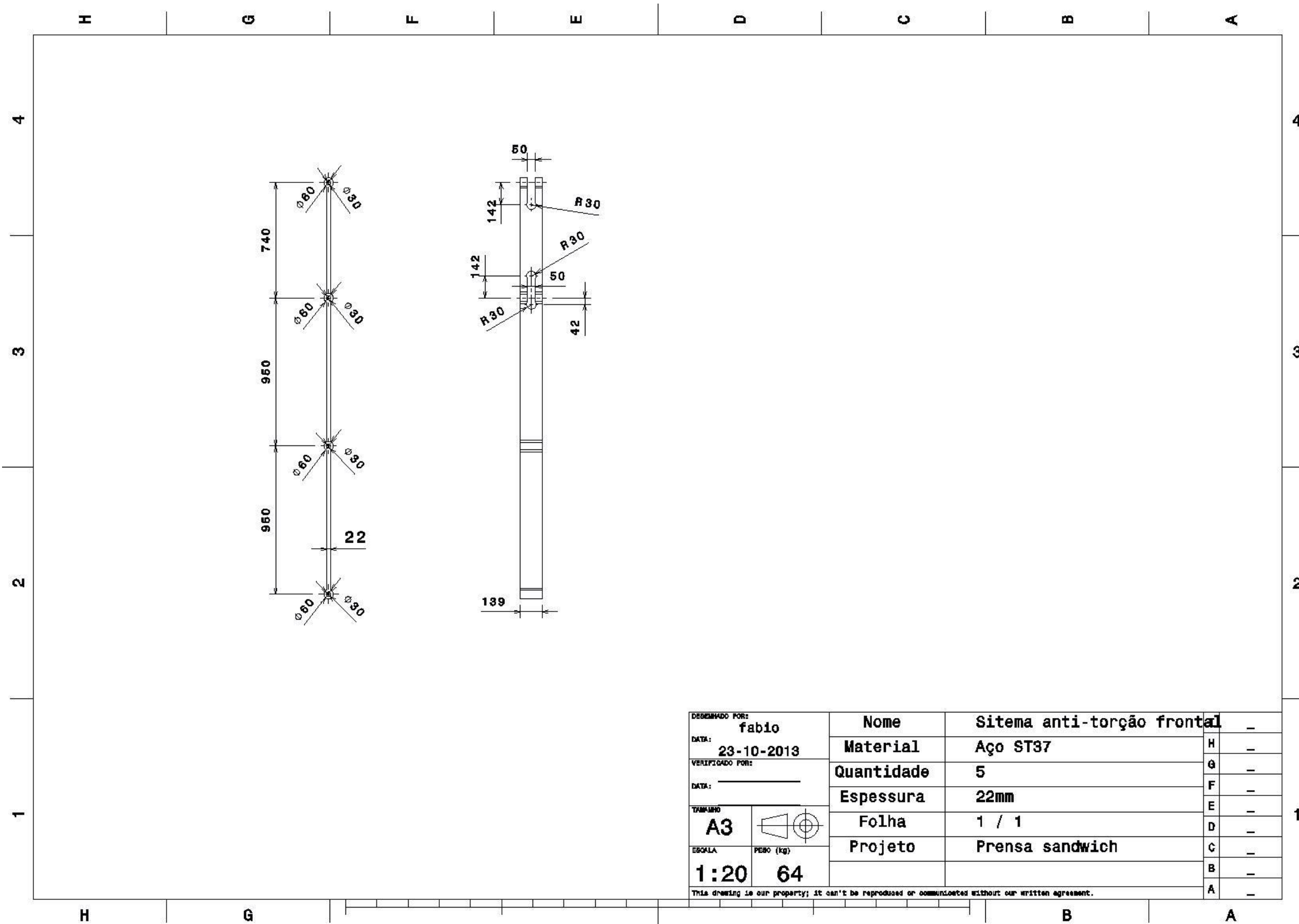
8.6- Sistema anti-torção superior



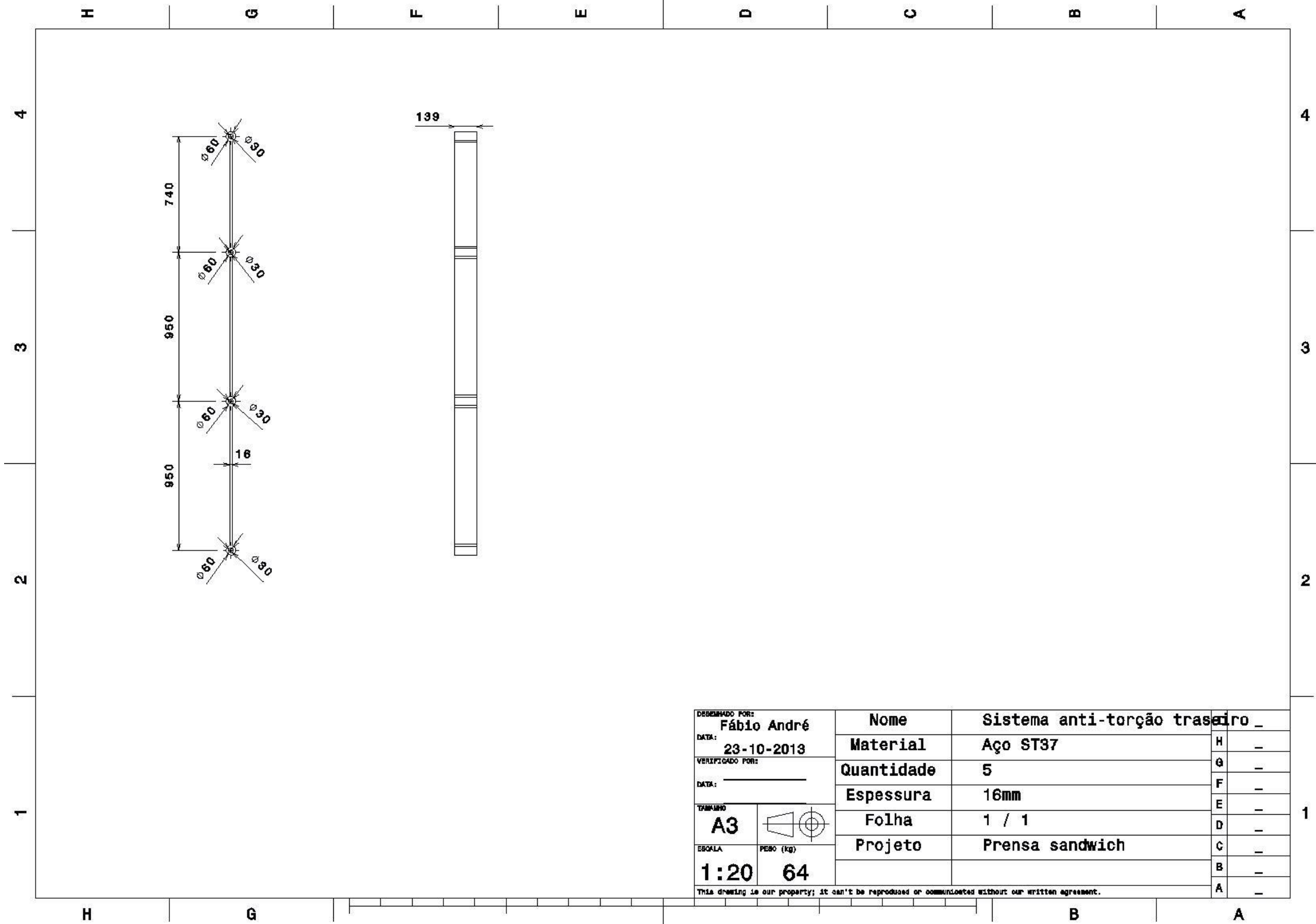
DESENHADO POR: <b>Fábio André</b>		<b>Nome</b>	<b>Sistema anti-torção superior</b>	
DATA: <b>23-10-2013</b>		<b>Material</b>	<b>Aço ST37</b>	H -
VERIFICADO POR:		<b>Quantidade</b>	<b>5</b>	G -
DATA:		<b>Espessura</b>	<b>12mm</b>	F -
TAMANHO <b>A3</b>		<b>Folha</b>	<b>1 / 1</b>	E -
ESCALA		<b>Projeto</b>	<b>Prensa sandwich</b>	D -
PESO (kg) <b>5,4</b>				C -
				B -
				A -

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.

8.7- Sistema anti-torção frontal

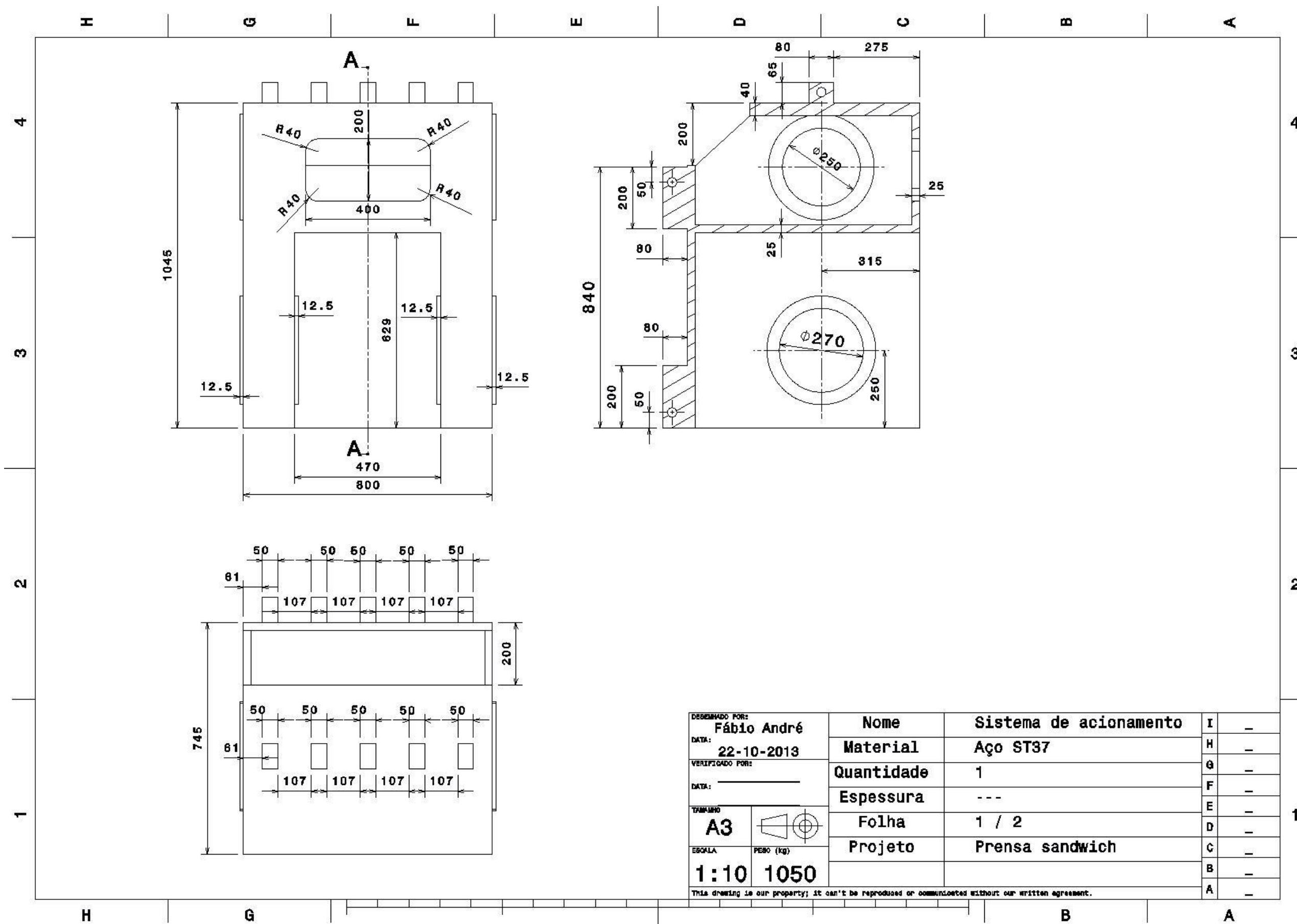


8.8- Sistema de anti-torção traseiro



DESENHADO POR: <b>Fábio André</b>		<b>Nome</b>	<b>Sistema anti-torção traseiro</b>	
DATA: <b>23-10-2013</b>		<b>Material</b>	<b>Aço ST37</b>	H -
VERIFICADO POR:		<b>Quantidade</b>	<b>5</b>	G -
DATA:		<b>Espessura</b>	<b>16mm</b>	F -
TAMANHO <b>A3</b>		<b>Folha</b>	<b>1 / 1</b>	E -
ESCALA <b>1:20</b>		<b>Projeto</b>	<b>Prensa sandwich</b>	D -
PESO (kg) <b>64</b>				C -
This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.				B -
				A -

8.9- Unidade de potência

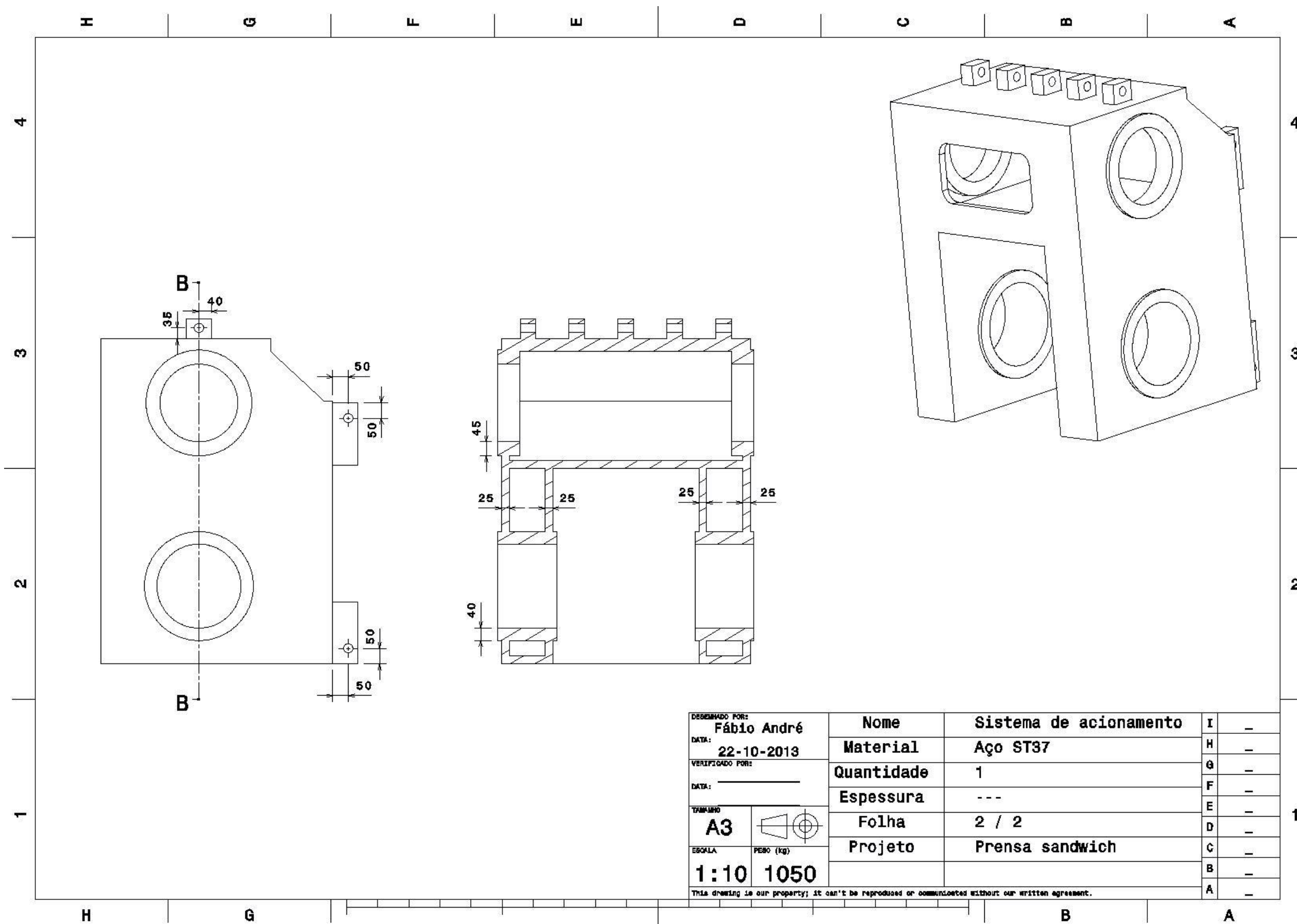


DESENHADO POR: <b>Fábio André</b>	<b>Nome</b>	<b>Sistema de acionamento</b>	I	-
DATA: <b>22-10-2013</b>	<b>Material</b>	<b>Aço ST37</b>	H	-
VERIFICADO POR:	<b>Quantidade</b>	<b>1</b>	G	-
DATA:	<b>Espessura</b>	<b>---</b>	F	-
TAMANHO <b>A3</b>	<b>Folha</b>	<b>1 / 2</b>	E	-
ESCALA <b>1:10</b>	<b>Projeto</b>	<b>Prensa sandwich</b>	D	-
PESO (kg) <b>1050</b>			C	-
			B	-
			A	-

This drawing is our property; it can't be reproduced or communicated without our written agreement.



8.9- Unidade de potência



8.10- Desenho de conjunto

