

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO
RIO DE JANEIRO

PROJETO EM GRADUAÇÃO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de garra mecânica

Estudante:

Antoine Camille
ROSTAGNAT

Orientador:

Jaime Tupiassú PINHO DE
CASTRO

2015.2



Conteúdo

0.1	Palavras-chave	3
0.2	Keywords	3
1	Estado da arte	4
2	Desenho	6
2.1	Calculos	6
2.2	Copia	7
2.3	Escolha dos parafusos	10
3	Modelização	12
3.1	Desenho do cabeçote	12
3.2	Calculo das tensões	16
3.3	Refinamento dos calculos	24
4	Conclusão	30
5	Bibliografia	31
6	Apêndice	32

Lista de Figuras

1	2716 Series Manual Wedge Action Grips da Instron, capacidade até 150kN, somente para tracção	4
2	The Advantage Mechanical Wedge Grips da MTS, capacidade até 300kN, somente para tracção	4
3	The Advantage Screw Action Grips da MTS, capacidade até 10kN, somente para tracção	5
4	MTS 810 Material Test System 2 colunas Modelo 318.25B, capacidade de 25 toneladas	6
5	Angulo do cunho	7
6	Mordantes com recartilhos	8
7	Maquina de tracção compressão da MTS de 50 toneladas	9
8	Bomba hidraulica de 34,5 MPa da maquina de tracção compressão	9
9	Propriedades dos parafusos Allen métricos	10
10	Primeira extrusão	12
11	Espaço para o cilindro de aperto	13
12	Furos inferiores	13
13	Modelização do plano inclinado	14
14	Parafusos de aperto	15
15	Chanfradura	16
16	Propriedades mecânicas do aço H11 UNS20811 dadas pelo website: www.matweb.com	16
17	Modelização dos esforços atuando no cabeçote	17
18	Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2, 15° de inclinação	18
19	Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2, 22° de inclinação	19

20	Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2 dispostos não circularmente, 15° de inclinação	20
21	Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2, 15° de inclinação, sem chanfradura	21
22	Tensões no cabeçote 8 parafusos M12x1,75, 15° de inclinação	22
23	Tensões no cabeçote mais pequeno 6 parafusos M14x2, 15° de inclinação	23
24	Cabeçote com quantos vivos arredondados	24
25	Malha refinada	25
26	Calculo das tensões com chanfros	26
27	Calculo das tensões com chanfros e malha refinada	27
28	Calculo das tensões com chanfros e malha refinada ainda mais	28
29	Calculo das tensões mais refinado	28
30	Ponto de singularidade geométrica	29
31	Assemblagem Catia da garra mecânica	32
32	Mordante para corpos de prova cilindricos	33
33	Cilindro de aperto	33
34	Cabeçote inferior	34
35	Arruela	34
36	Pistão	35
37	Cabeçote superior com todos os componentes	36

Introdução

Conhecer as propriedades mecânicas dos materiais é essencial para os engenheiros. Sabendo o módulo de elasticidade, as resistências a ruptura e ao escoamento permite a conceição e o dimensionamento das peças mecânicas para que funcionem como desejado e para que não quebrem durante o funcionamento. Para medir essas características existem varias maquinas, uma das mais usadas delas seria a maquina de ensaio de tracção e compressão. Ela serve para puxar ou comprimir um corpo de prova até ele quebrar. Os corpos de prova são geralmente feitos de metais, e então as forças requeridas para chegar até suas rupturas são muitas altas. Essas forças de tracção e de compressão sendo muitas altas, significa que as forças que mantem os corpos de prova imoveis são também muitas altas. Hoje em dia, a maioria dessas maquinas funcionam com bombas hidraulicas para fornecer esforços muitos grandes. Contudo, ainda não existe no mercado garras mecânicas somente operadas por componentes mecânicos. Isso é precisamente o assunto deste projeto em graduação, desenhar, modelar e construir uma garra de maquina de ensaio de tracção compressão, que seja mecânica.

Knowledge of basic mechanical properties is critical for engineers. Knowing Young's modulus, yield strength, the rupture point of materials, allows us to design and dimension mechanical parts so that they do not fail while functioning. Several devices already exist in order to measure these characteristics, the most popular of which would be the universal testing machine. It either pushes or pull on a tensile specimen until failure. The tensile specimen usually being made out of metals, require high tensions in order to fail. Those compression or traction forces being quite high, logically lead to important forces to maintain the tensile specimen motionless. Nowadays, the vast majority of those machines are hydraulically powered to provide high forces. However, there does not exist mechanical clamps powered only by mechanical components. This is precisely the aim of this project, to design, model and build a clamp for a universal testing machine, that would be purely mechanical.

0.1 Palavras-chave

Garra mecânica, maquina de tracção compressão, elementos finitos, cabeçote, pistão hidraulico, modelização

0.2 Keywords

Mechanical clamp, universal testing machine, finite elements method, hydraulic piston, modeling,

1 Estado da arte

Já existem poucas garras mecânicas porém elas não servem para compressão.



Figura 1: 2716 Series Manual Wedge Action Grips da Instron, capacidade até 150kN, somente para tracção



Figura 2: The Advantage Mechanical Wedge Grips da MTS, capacidade até 300kN, somente para tracção



Figura 3: The Advantage Screw Action Grips da MTS, capacidade até 10kN, somente para tracção

As garras hidráulicas que existem e que formam a grande maioria das máquinas, funcionam com pistões hidráulicos. Então elas precisam de uma bomba, de um cabeçote bastante grande para que caiba o pistão. Isso faz que as máquinas que existem hoje são muito pesadas, e somente podem ser movidas com a ajuda de um elevador. O preço delas é muito alto também, por todas essas razões construir uma garra mecânica representa um interesse certo.

2 Desenho

2.1 Calculos



Figura 4: MTS 810 Material Test System 2 colunas Modelo 318.25B, capacidade de 25 toneladas

Acima esta a foto da maquina de tracção compressão da MTS de 25 toneladas utilizada para este projeto. O primeiro calculo que pode ser feito conhecendo esta simples informação é o curso da garra. Sabendo que os metais mais resistentes que serão utilizados serão aços H11 e que os metais mais fracos serão aluminios, podemos deduzir o tamanho minimo e maximo dos corpos de prova, sendo cilindricos.

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{250'000}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

A resistência a ruptura do alumínio é de 80 GPa.

$$d_{max} = \sqrt{\frac{4 * 250000}{\pi * 80 * 10^9}} = 63,07mm$$

Então o tamanho maximo de um corpo de prova circular de alumínio que pode ser testado é $d_{max} = 63,07mm$

A resistência a ruptura maxima de um aço é de 2 000 MPa.

$$d_{min} = \sqrt{\frac{4 * 250000}{\pi * 2000 * 10^9}} = 12,6mm$$

Então o tamanho minimo de um corpo de prova circular de aço que pode ser testado é $d_{min} = 12,6mm$

2.2 Cópia

Um primeiro calculo para achar a força de aperto da garra foi feito usando de um coeficiente de atrito f de 0,25 (o que é geralmente admitido para os metais), um fator de segurança s de 2, um angulo do cunho θ de 15 °, e uma força de tração de 25 toneladas.

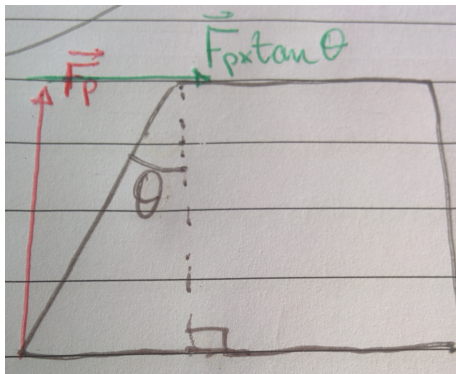


Figura 5: Angulo do cunho

$$F_{aperto} = \frac{F_{tração} * s}{f * \tan(\theta)}$$

Isso dava um resultado demais alto de $F_{aperto} = 7,5 * 10^6 N$. O problema era que este coeficiente de atrito não toma em conta os recatrilhos dos mordantes.



Figura 6: Mordantes com recartilhos

Os mordantes recartilhados penetram no corpo de prova e bloquam o movimento, então não se pode usar de um coeficiente de atrito que somente funciona quando duas superficies deslizam.



Figura 7: Máquina de tracção compressão da MTS de 50 toneladas



Figura 8: Bomba hidraulica de 34,5 MPa da maquina de tracção compressão

Esta maquina de tracção compressão com 4 colunas funciona com uma bomba hidraulica de 34,5 MPa. Medindo aproximadamente o diametro do pistão que atua no mordante, achamos um valor de 250 mm. Vamos assumir que o diametro interno do pistão é de 20 mm (ainda que deve ser maior, mas assim da um resultado ainda mais seguro).

$$F_{aperto} = \frac{Press\tilde{a}o * \pi * (250^2 - 20^2)}{4} = 1700000N$$

2.3 Escolha dos parafusos

Agora sabemos que uma maquina de tracção compressão de 50 toneladas precisa de uma força de aperto de 1700000 N, então nossa maquina de 25 toneladas vai precisar de uma força de aperto de 850 000 N.

1. Resistência a tração

- 6 parafusos classe 12.9:

$$F_{aperto} = 142000N$$

Os parafusos M14x2 têm uma resistência a ruptura por tração de 150 000N, e podem ser escolhidos.

- 8 parafusos classe 12.9:

$$F_{aperto} = 106000N$$

Os parafusos M12x1,75 têm uma resistência a ruptura por tração de 110 000N, e podem ser escolhidos.

- 10 parafusos classe 12.9:

$$F_{aperto} = 85000N$$

Os parafusos M12x1,75 têm uma resistência a ruptura por tração de 110 000N, e podem ser escolhidos.

As resistências as ruptura por tração são dadas na tabela da aula de elementos de maquina seguinte:

PARAFUSO	ROSCA GROSSA					
	ruptura por tração (kN)	carga de prova (kN)	ruptura por cisalhamento (kN)		torque típico (Nm)	
			rosca	haste	normal	Cd
M3x0.5	6.54	5.23	3.86	5.50	2.2	1.6
M4x0.7	11.4	9.13	6.75	9.78	4.9	3.7
M5x0.8	18.5	14.8	10.9	15.3	9.7	7.3
M6x1	26.1	20.9	15.6	22.1	16.7	12.5
M8x1.25	47.6	38.1	28.3	39.2	40	30
M10x1.5	75.4	60.3	44.9	62.2	81	61
M12x1.75	110	87.7	65.2	88.2	140	105
M14x2	150	120	89.5	120	220	165

Figura 9: Propriedades dos parafusos Allen métricos

2. Pré-carga

A pré-carga dos parafusos deve ser feita manualmente então não pode ultrapassar valores demais altas que não podem ser atingidas por um utilizador. Para achar o torque da pré-carga usamos da relação empirica dada na aula de elementos de maquina

$$F = \frac{5 * T}{d}$$

- 6 parafusos classe 12.9 M14x2

$$T = \frac{F * d}{5} = \frac{142000 * 14 * 10^{-3}}{5} = 398N.m$$

- 8 parafusos classe 12.9 M12x1,75

$$T = \frac{F * d}{5} = \frac{106000 * 12 * 10^{-3}}{5} = 255N.m$$

- 10 parafusos classe 12.9 M12x1,75

$$T = \frac{F * d}{5} = \frac{85000 * 12 * 10^{-3}}{5} = 204N.m$$

Com esses dados, escolhi usar 8 parafusos M12x1.75 de classe 12.9 porque com menos parafusos, o custo é menor, a fabricação é mais facil, o cabeçote é menos fragil. Também um torque de 255N.m representa 25kg com um braço de 1m que pode facilmente ser atingindo por um usuario lambda.

3 Modelização

3.1 Desenho do cabeçote

- Primeira extrusão:

Baseando-me nos cabeçotes já existentes nos laboratórios, escolhi um diâmetro de 300 mm para o cabeçote, e um comprimento de 200 mm.

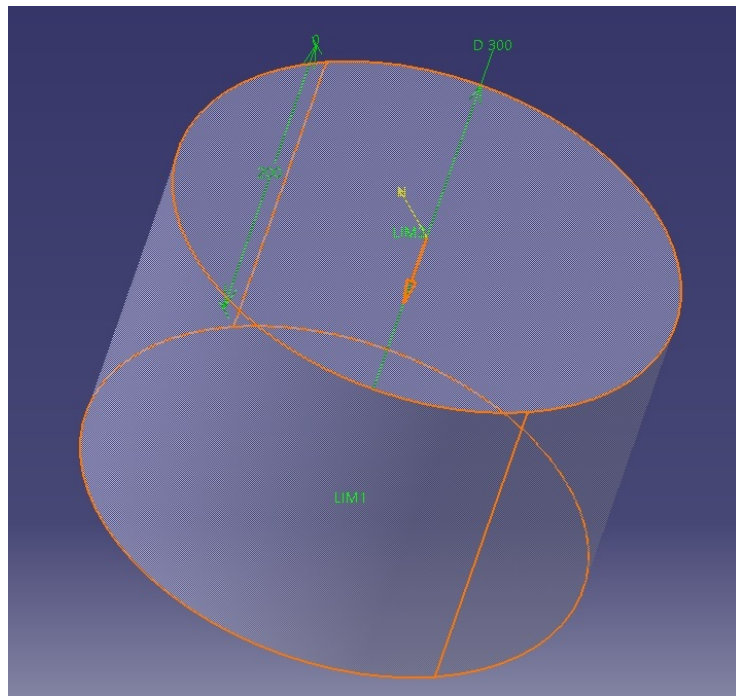


Figura 10: Primeira extrusão

- Cilindro de aperto:

Depois fiz uma outra extrusão de material para deixar espaço para o cilindro de aperto. Escolhi um diâmetro de 225 mm e um comprimento de 100 mm.

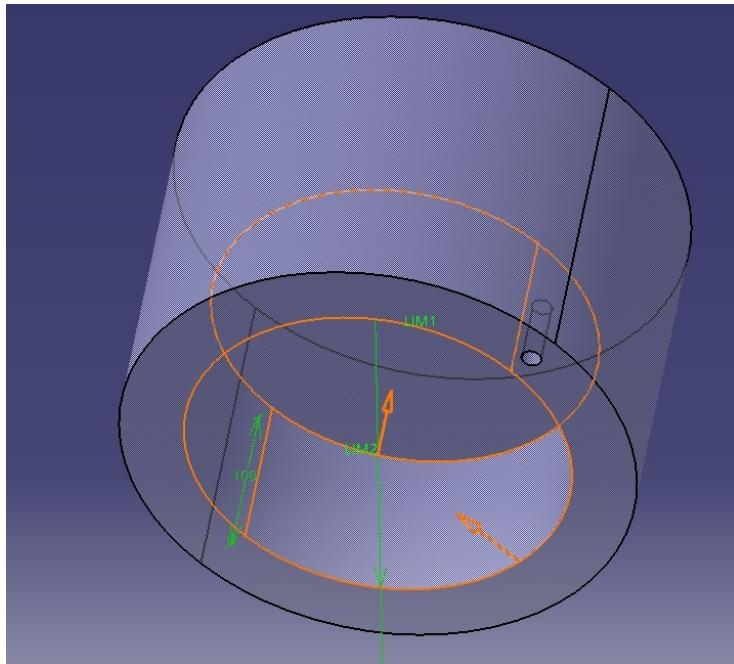


Figura 11: Espaço para o cilindro de aperto

- Furos inferiores:

Para juntar a parte superior do cabeçote com a parte inferior, se usa de parafusos então preciso de furos de diametro 12 mm, repartidos sobre um circulo de diametro de 130 mm.

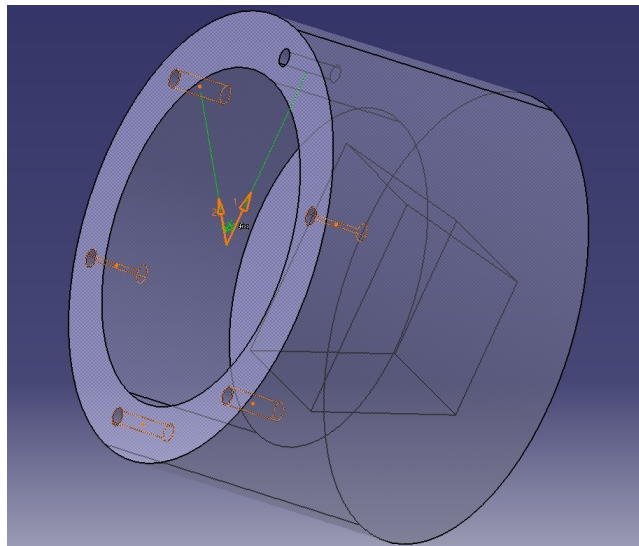


Figura 12: Furos inferiores

- Plano inclinado:

Como já calculamos na parte 2.1 a garra deve ser capaz de apertar corpos de prova de tamanho de 12,6 mm até 63,07 mm. Também o ângulo padrão medido nos planos inclinados existente é de 15° , isso nos impõe de ter um plano inclinado da forma seguinte:

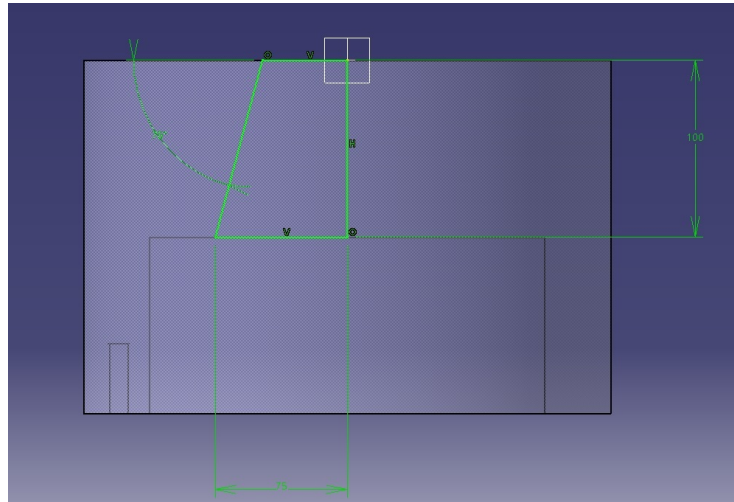


Figura 13: Modelização do plano inclinado

- Parafusos de aperto:

Aqui vamos colocar os parafusos que vão servir para apertar o corpo de prova. Eles vão deslizar um cilindro de aperto que vai deslizar os mordentes até eles apertar suficientemente o corpo de prova. Como já expliquei na seção 2.3, estes parafusos vão ser 8 de classe 12.9 e com dimensões M12x1.75. Eles estão dispostos sobre um círculo de 93 mm de diâmetro, para que não sejam em contato com o plano inclinado nem as paredes do espaço do cilindro de aperto.

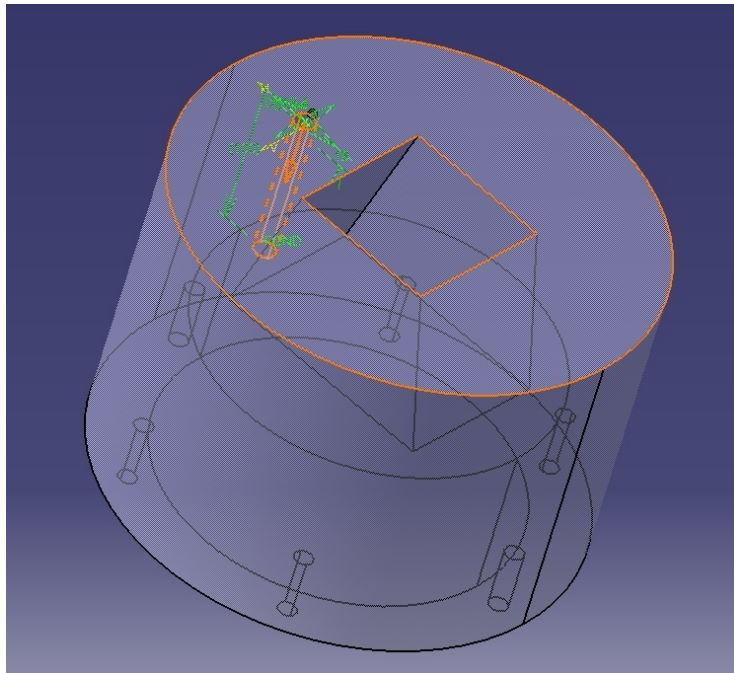


Figura 14: Parafusos de aperto

- Tirando material inutil:

O cabeçote devendo ser relativamente leve, vamos tirar material que não seja muito utilizado fazendo um chanfradura circular na aresta superior.

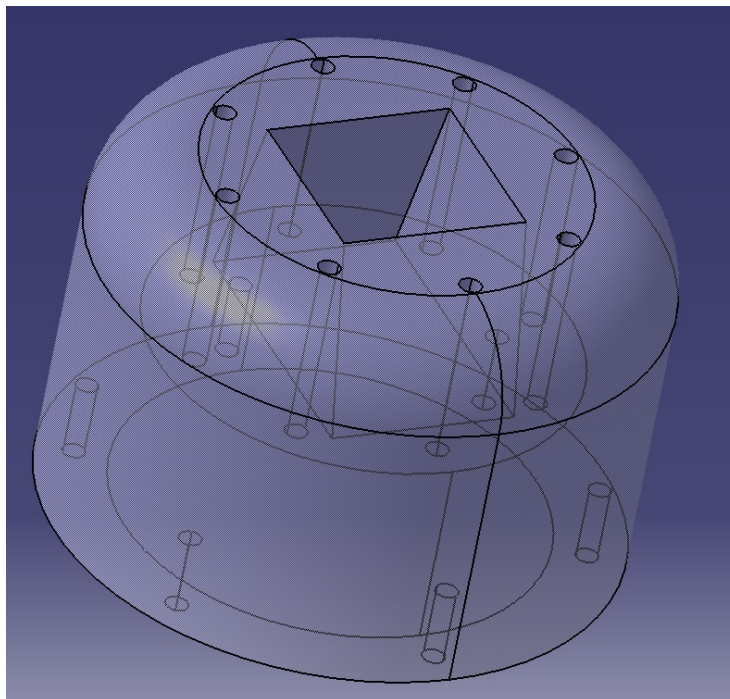


Figura 15: Chanfradura

Nesta configuração, o peso do cabeçote seria de 65,56 kg.

3.2 Calculo das tensões

O Aço H11 que vamos utilizar para a fabricação deste cabeçote tem as propriedades seguintes:

Physical Properties		Metric
Density		7.80 g/cc
Mechanical Properties		Metric
Hardness, Knoop		642
Hardness, Rockwell C		56
Hardness, Vickers		621
Tensile Strength, Ultimate		1990 MPa
Tensile Strength, Yield		1650 MPa
Elongation at Break		9.0 %
Modulus of Elasticity		210 GPa
Bulk Modulus		160 GPa
Poissons Ratio		0.30
Machinability		45 - 55 %
Shear Modulus		81.0 GPa
Charpy Impact		18.0 J

Figura 16: Propriedades mecânicas do aço H11 UNS20811 dadas pelo website: www.matweb.com

Agora vamos modelizar os esforços que atuam neste cabeçote e achar as tensões no material. O cabeçote tem condições de encastramento nos parafusos

inferiores que vão manter a parte superior do cabeçote solidaria com o resto do assemblagem. Os esforços são aplicados sobre toda a superfície do plano inclinado. A força de aperto deve ser de 850 000 N então dividimos por 2 par achar a força de cada lado do plano inclinado, e depois usamos da trigonometria e do angulo do cunho para achar as componentes da força no referencial comum.

$$F_x = 425000 * \cos(15^\circ) = 410000N$$

$$F_y = 425000 * \sin(15^\circ) = 110000N$$

Assim temos uma representação dos esforços que atuam no cabeçote superior:

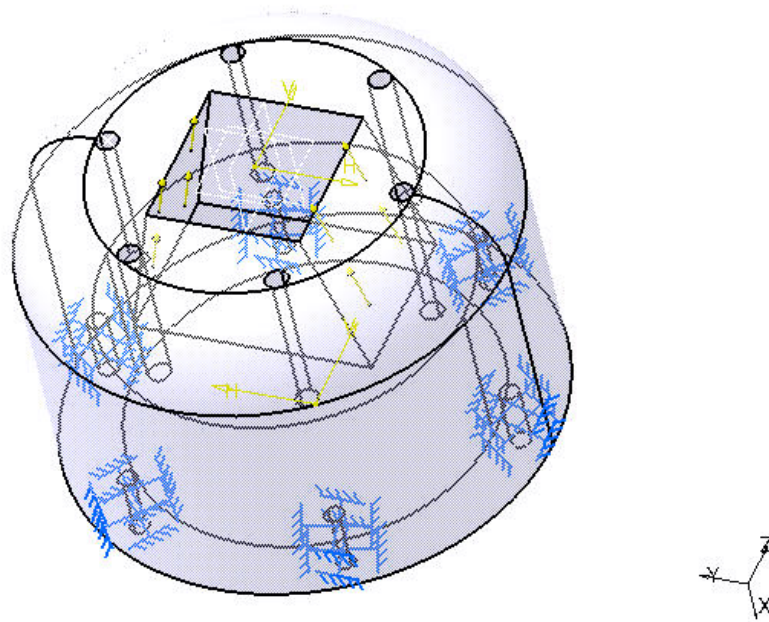


Figura 17: Modelização dos esforços atuando no cabeçote

Agora vamos calcular as tensões de Von Mises nesta situação, usando das propriedades do aço H11 mostrado acima. Com isso, vamos mudar a geometria dele a fim de ver quais são as configurações melhores.

- Cabeçote com 6 parafusos M14x2, plano inclinado de 15°:

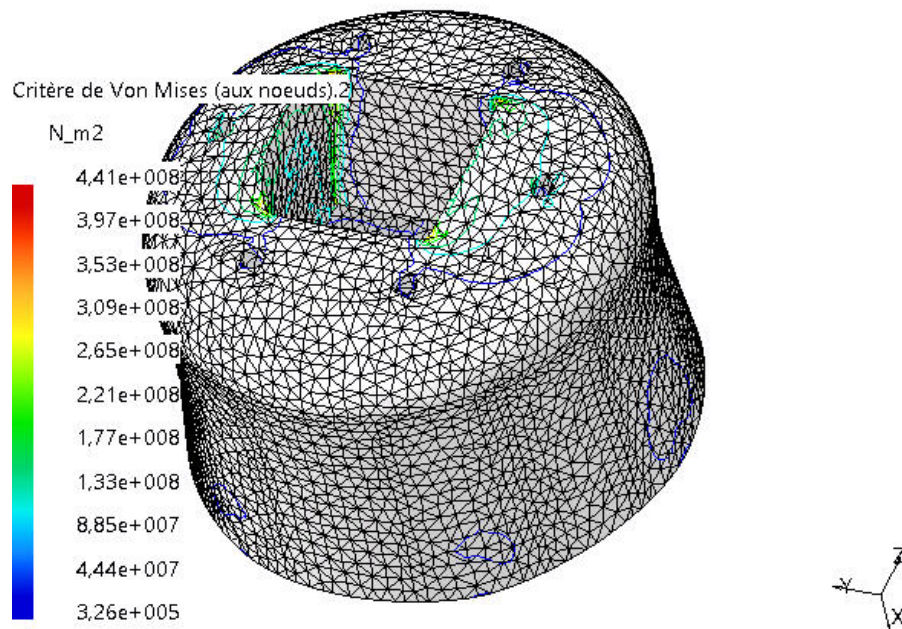


Figura 18: Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2, 15° de inclinação

Nessa primeira configuração, vemos que as tensões maximais sobre o critério de Von Mises são de 441 MPa. Então não danificam o material que tem uma resistência plastica de 1 650 MPa.

- Cabecote com 6 parafusos M14x2, plano inclinado de 22°:

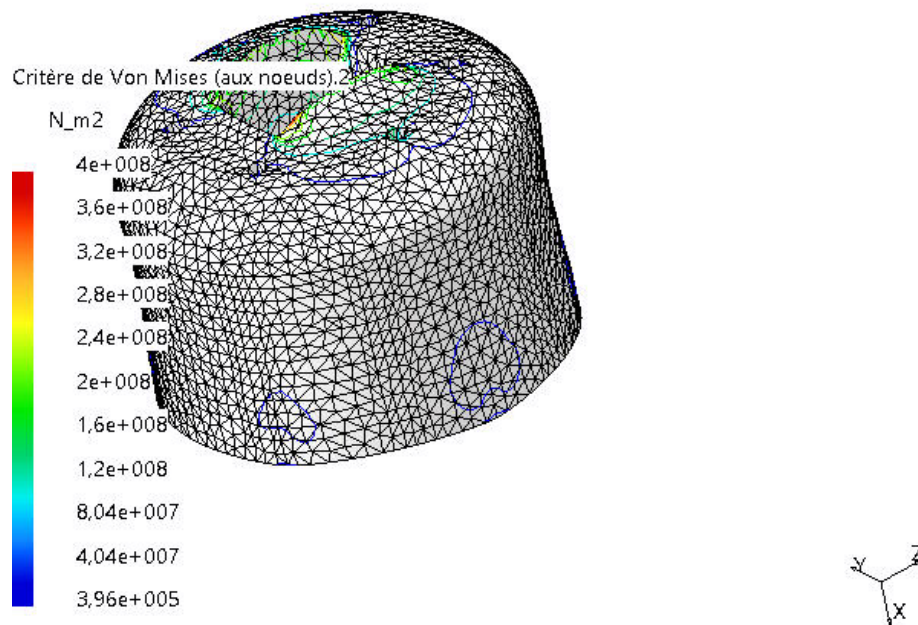


Figura 19: Tensões no cabecote 6 parafusos M14x2, 22° de inclinação

Agora temos um plano inclinado com um angulo maior, as tensões de Von Mises são menores. Isso se pode explicar porque os esforços precisos para apertar o corpo de prova são menores também, por causa da inclinação maior.

- Cabeçote com 6 parafusos M14x2 dispostos não circularmente, 15° de inclinação:

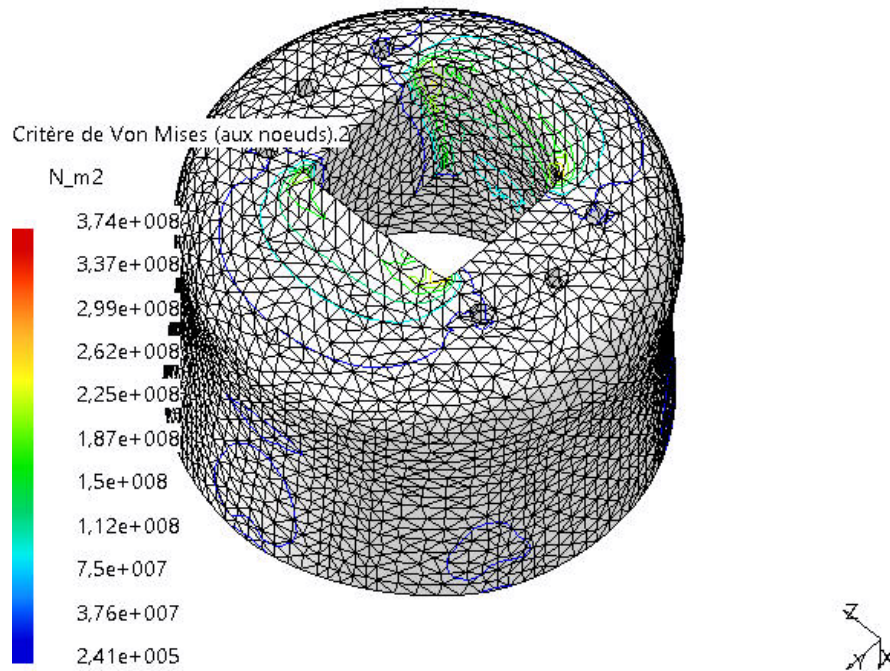


Figura 20: Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2 dispostos não circularmente, 15° de inclinação

Podemos ver que usando de parafusos dispostos não circularmente, reduz de alguns 25 MPa as tensões de Von Mises em comparação à configuração com o mesmo plano inclinado.

- Cabeçote com 6 parafusos M14x2, plano inclinado de 15°, sem chanfradura:

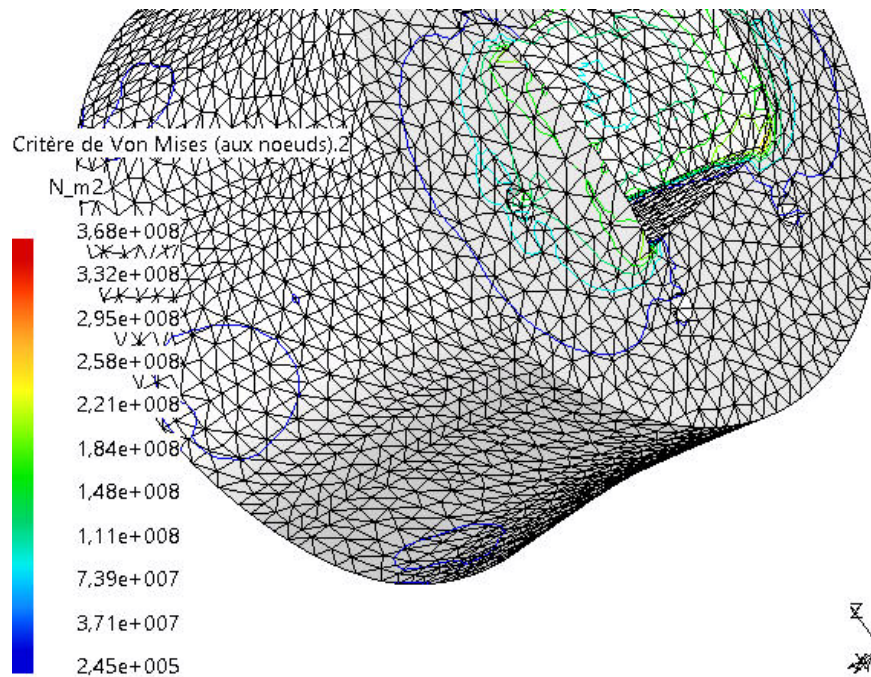


Figura 21: Tensões no cabeçote 6 parafusos M14x2, 15° de inclinação, sem chanfradura

Adicionar material ajuda a resistência total do cabeçote. Porém as tensões já sendo baixas, podemos deixar o cabeçote com chanfradura, o critério de peso total do cabeçote sendo mais importante aqui.

- Cabeçote com 8 parafusos M12x1,75, plano inclinado de 15°:

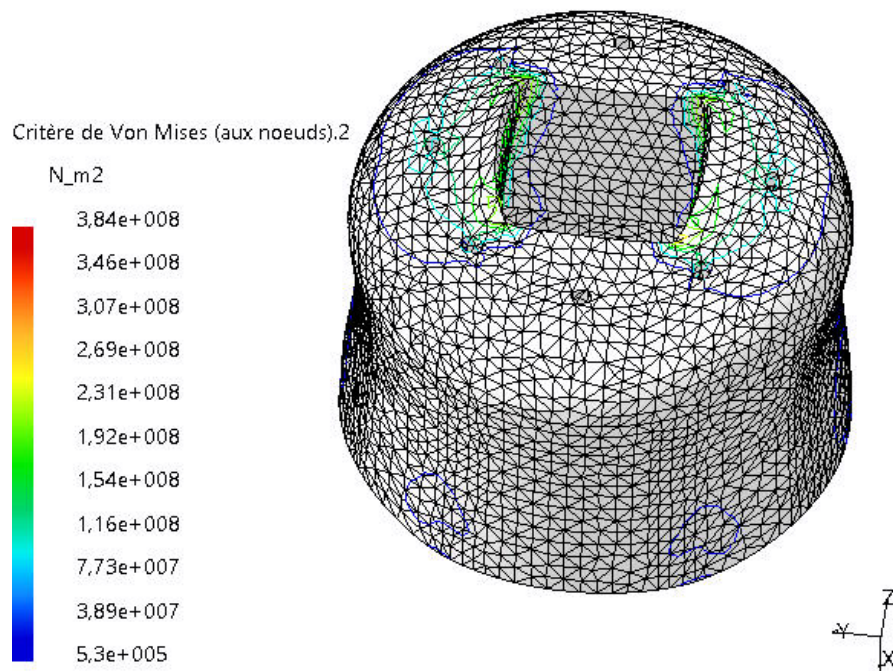


Figura 22: Tensões no cabeçote 8 parafusos M12x1,75, 15° de inclinação

Agora que estamos vendo que as tensões maximais de Von Mises não vão além de 450 MPa (o que está muito abaixo da tensão de deformação plastica de 1650 MPa do aço H11), vamos tentar reduzir o tamanho do cabeçote.

- Cabeçote mais pequeno com 6 parafusos M14x2, plano inclinado de 15°:

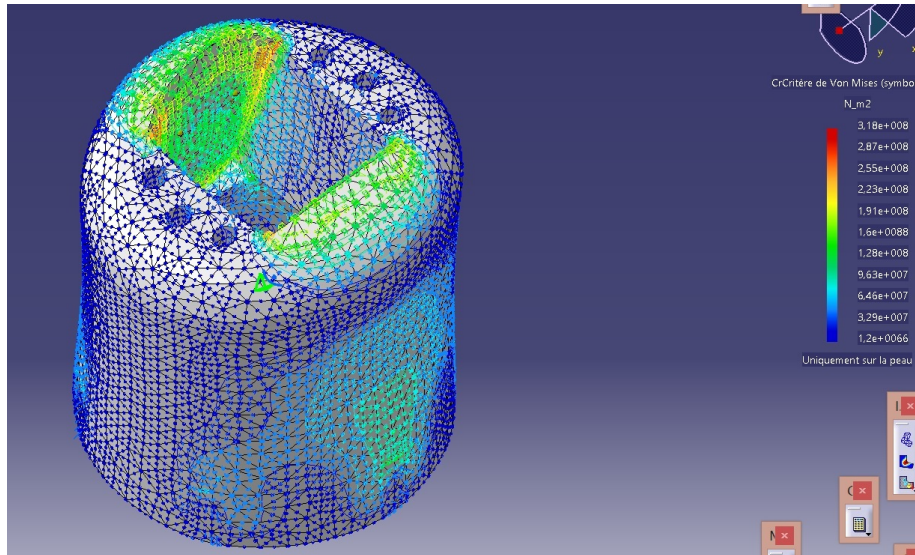


Figura 23: Tensões no cabeçote mais pequeno 6 parafusos M14x2, 15° de inclinação

Este cabeçote foi realizado usando de um cilindro de extrusão inicial de 200 mm em vez do cilindro de 300 mm. Podemos ver que as tensões de Von Mises não são mais altas que nas configurações precedentes.

Ao analisar todos estes calculos, podemos ver que tem um problema. As tensões de Von Mises não crescem quando o tamanho do cabeçote diminuir. Isso não faz sentido fisicamente e pode ser explicado pela resolução dos elementos finitos. O cabeçote assim desenhado tem quantos vivos que fragilizam a resolução numerica com os elementos finitos. Estes pontos têm coeficientes de concentração de tensões muitos altos e devem ser apreendidos com mais precaução.

Existem duas maneiras de enfrentar esse problema:

- Sub-particionar o calculo das tensões. Isso quer dizer de calcular as tensões em uma area perto dos quantos vivos, e logo depois usar esses resultados para calcular as tensões nos quantos vivos., usando do principio de Saint-Venant. Deste jeito, no segundo calculo podemos afinar muito mais a malha, porque o volume de interesse é muito mais pequeno, para ter resultados coerentes.
- Arredondar os quantos vivos usando de chanfros.

Infelizmente não consegui usar da técnica de sub-partição neste projeto porque o meu software (Catia) não possui esta opção. Porém, existem opções que permitem aumentar o tamanho da malha nos lugares que não são interessantes, e afinar a malha nas areas dos quantos vivos. Assim podemos particionar melhor os recursos de calculo do processador e achar tensões maisertas da realidade.

3.3 Refinamento dos calculos

Começamos por arredondar os quantos vivos com chanfros.

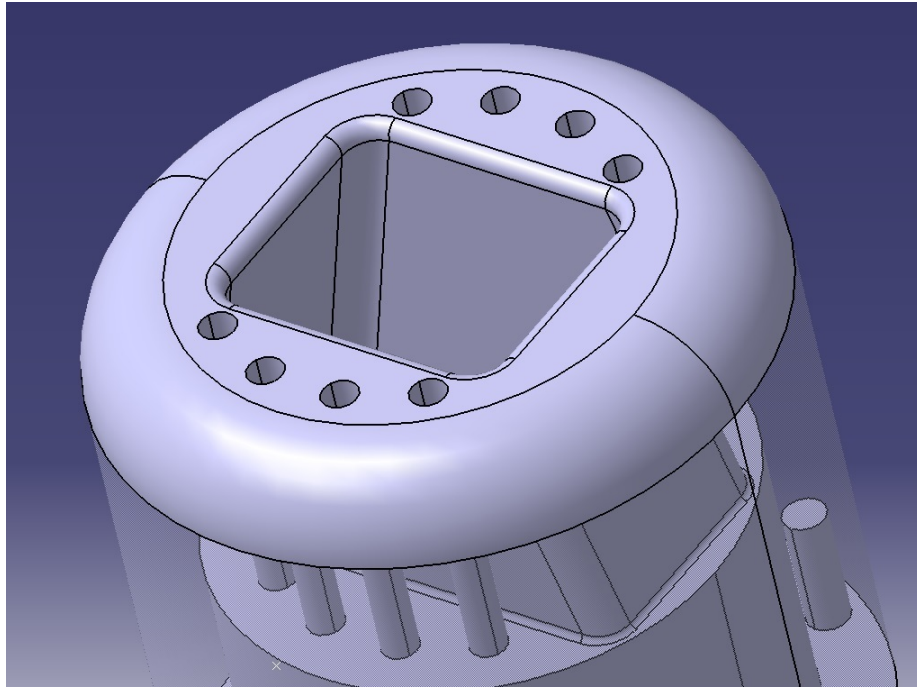


Figura 24: Cabeçote com quantos vivos arredondados

As arestas sendo arredondadas, isso vai facilitar os calculos nesses pontos de geometria singular.

Agora vamos refinar a malha da maneira seguinte:

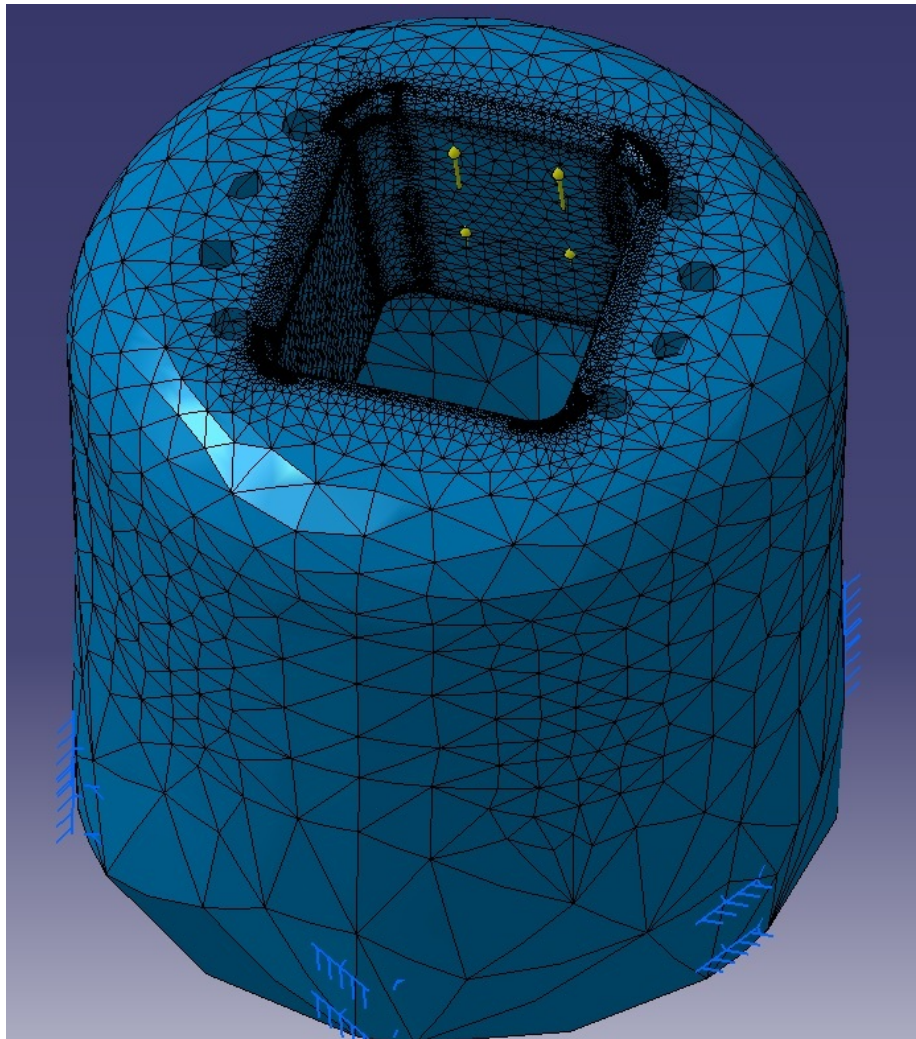


Figura 25: Malha refinada

Ao comparar essa malha com as precedentes podemos ver que os volumes que são longes da area de aplicação das forças, e que por entanto não são submetidos à tensões grandes, são malhado como elementos finitos muito grossos. Ao contrario, as areas onde tivemos as tensões maximais foram refinadas para concentrar os esforços de calculo nessa região mais critica.

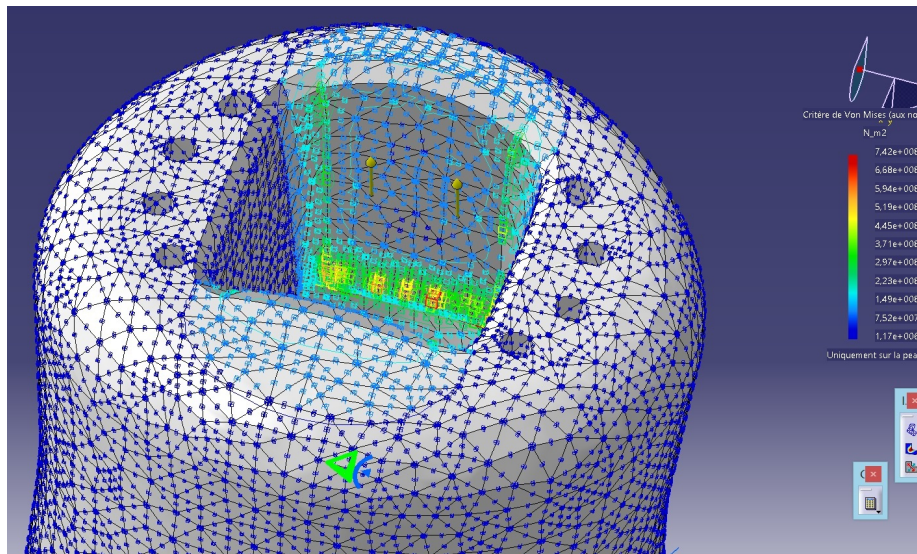


Figura 26: Calculo das tensões com chanfros

Agora que colocamos chanfros, podemos ver que as tensões altas já são mais localizadas nas arestas. Logo vamos refinar a malha porque ainda tem demais pontos críticos.

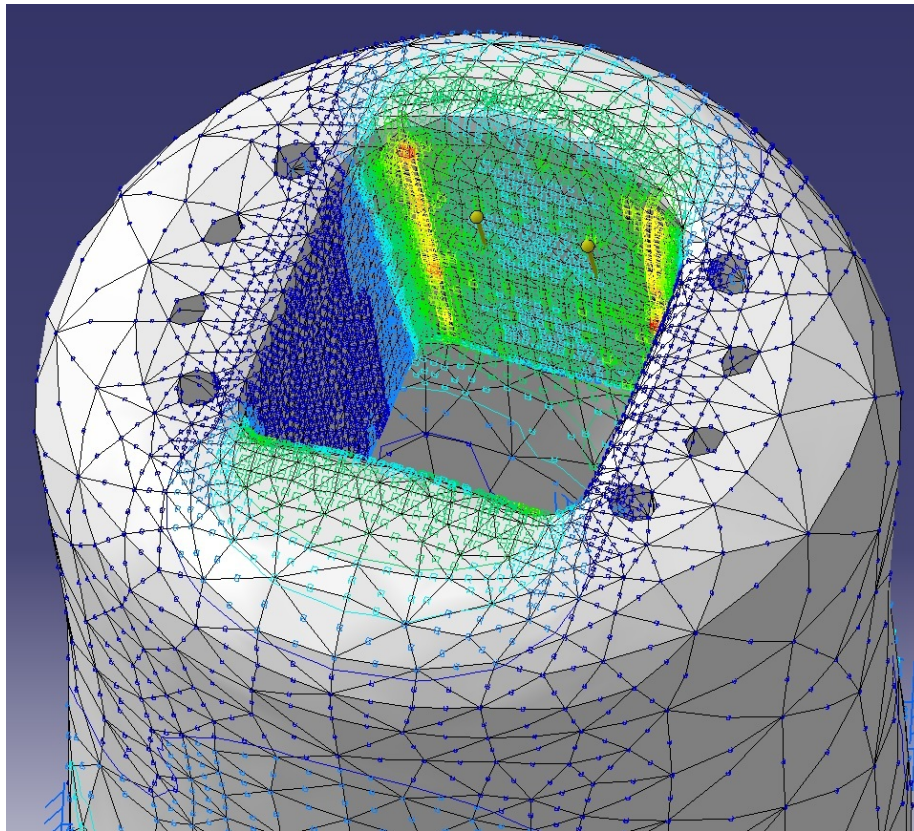


Figura 27: Cálculo das tensões com chanfros e malha refinada

Aqui refinamos a malha nas áreas de interesse e deixamos voluntariamente a malha mais grossa nas áreas onde as tensões são mais baixas. Porém as tensões ainda são demais grandes por causa da geometria, vamos refinar mais.

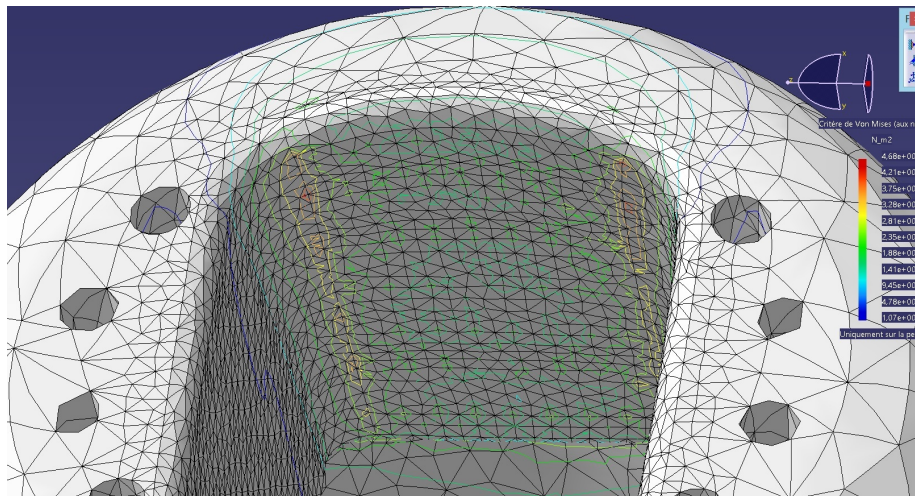


Figura 28: Calculo das tensões com chanfros e malha refinada ainda mais

Refinando a malha, estamos tendo pontos criticos de altas tensões ainda mais localizados.

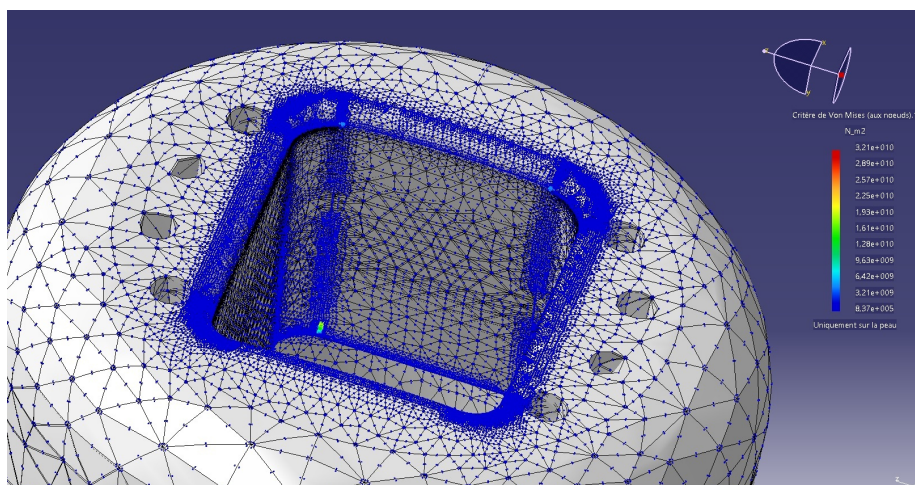


Figura 29: Calculo das tensões mais refinado

Chegamos nesse resultado depois de extremamente refinar a malha. Ainda subsiste pontos de altas tensões (32 GPa), porém eles são muito poucos e são devidos à singularidade da geometria neste ponto. Isso é o erro final do projeto que vamos desprezar, além destes pontos errados, entre milhares de outros. O resto da malha tem tensões que não ultrapassa 850 MPa e assim pode ser considerado funcional.

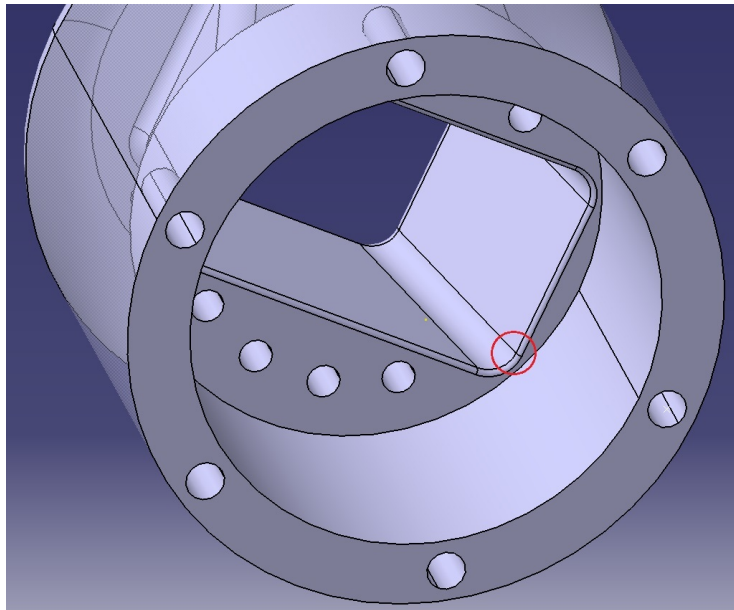


Figura 30: Ponto de singularidade geométrica

O erro no calculo das tensões é devido a este ponto onde varias arestas de chanfros se encontram e tornam o calculo instável.

No final temos um cabeçote de 29,5 kg e com volume de 3760 cm^3 .

4 Conclusão

A meta desse trabalho era de criar uma garra mecânica para uma máquina de tração compressão, inspirada pelas que já existem. Os critérios que ela deve respeitar são os seguintes:

- Um peso razoável para que ela possa ser manipulada sem máquina
- Um funcionamento puramente mecânico para que seja mais barata e mais estável que uma garra hidráulica

Funcionando mecanicamente, essa garra precisa ter parafusos que vão servir para apertar o corpo de prova. Eles vão deslizar um cilindro de aperto que vai deslizar os mordantes até eles apertar suficientemente o corpo de prova.

A máquina de tração compressão da MTS pode chegar até 25 toneladas de força, então para que o corpo de prova não se move, precisamos de uma garra que pode apertar com muita força os corpos de prova.

Com essas especificações em mente, desenhei um cabeçote parecido aos que já existem, mas com furos e o espaço necessário para colocar um cilindro de aperto. Tive que calcular os esforços de aperto necessários, e escolher os parafusos que poderiam ser usados para tal utilização. Também tive que calcular o curso dos mordantes, dependendo dos metais usados nos corpos de prova, para conhecer a geometria do cabeçote. Depois, modeliei os esforços atuando nesse cabeçote para comprovar a integridade da garra durante seu funcionamento.

Ao calcular esses esforços com os elementos finitos de Catia, tive vários problemas por causa da geometria da peça. Não resolvi completamente esses problemas, porém, arredondando os cantos vivos e refinando a malha nas regiões críticas, consegui reduzir o ruído numérico. No final, sobre alguns raros pontos muito localizados, com tensões altas. Eles são devidos a uma singularidade geométrica da peça, e decidi desprezá-los na comprovação da integridade da peça. Assim, o cabeçote tem tensões que não ultrapassam 850 MPa, o que está muito abaixo da limite elástica do aço H11 (1 650 MPa). Também o critério do peso foi bem respeitado: o cabeçote pesa somente 29,5 kg.

Em sequência desse projeto, poderíamos acertar os cálculos das tensões usando a técnica de sub-partição. E depois, construir o cabeçote para comprovar experimentalmente seu bom funcionamento.

5 Bibliografia

1. Jaime Tupiassu Pinho de Castro (2014) - *Parafusos*, Aula de elementos de maquina, Departamento de Engenharia mecânica PUC-Rio
2. Jaime Tupiassu Pinho de Castro e Marco Antonio Meggiolaro - *Fadiga - Técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço: Volume I - Iniciação de Trincas* 2009.
3. www.matweb.com

6 Apêndice

Nessa seção vou apresentar as diferentes peças criadas para o projeto.

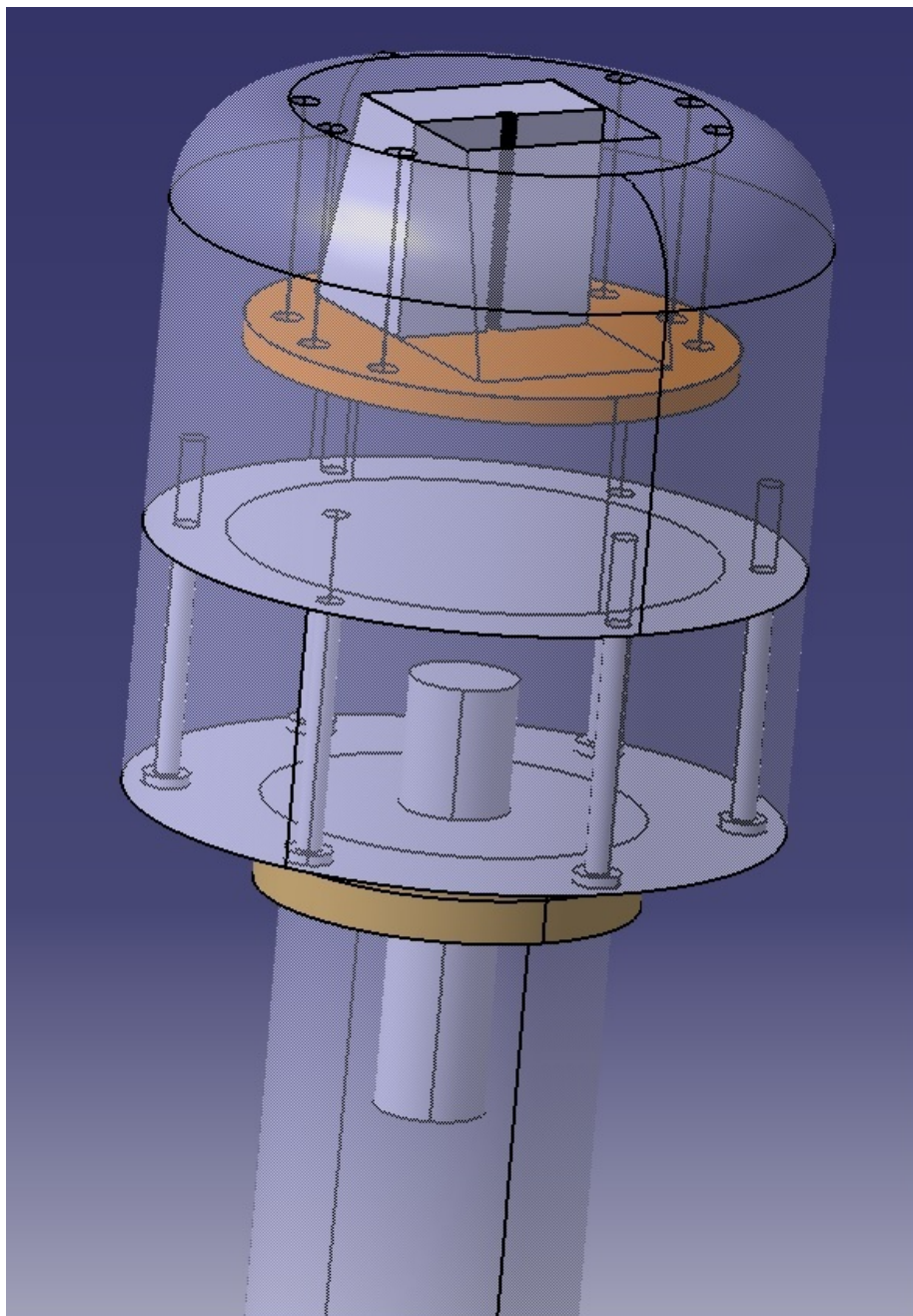


Figura 31: Assemblagem Catia da garra mecânica

Assim fica o assemblagem da garra mecânica, as peças são as seguintes (desde

acima até abaixo):

- Cabeçote superior
- Mordante

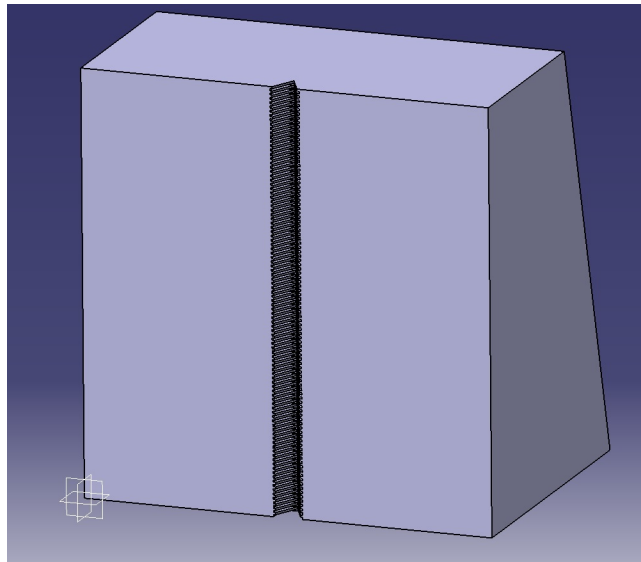


Figura 32: Mordante para corpos de prova cilíndricos

- Cilindro de aperto

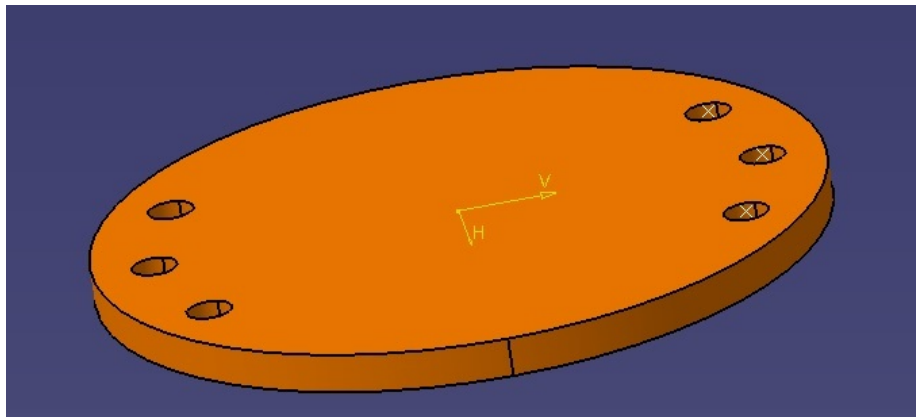


Figura 33: Cilindro de aperto

- Cabeçote inferior

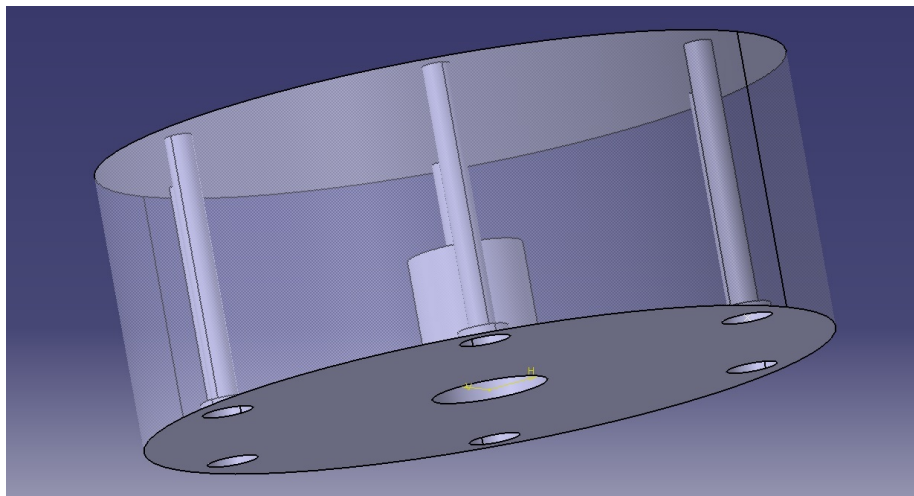


Figura 34: Cabeçote inferior

- Arruelas (x2)

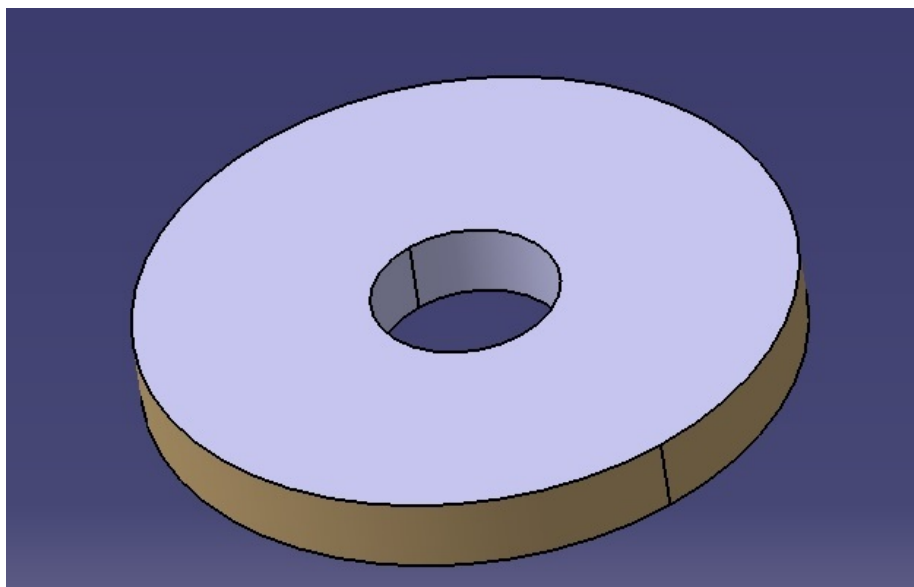


Figura 35: Arruela

- Pistão

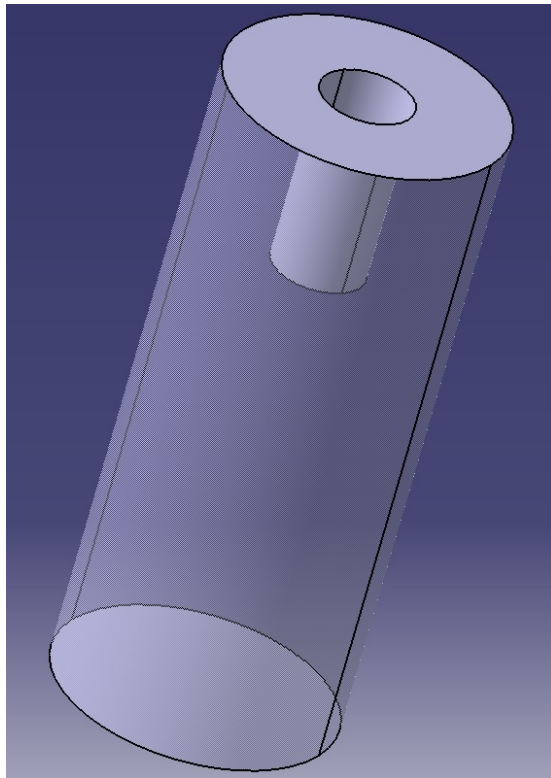


Figura 36: Pistão

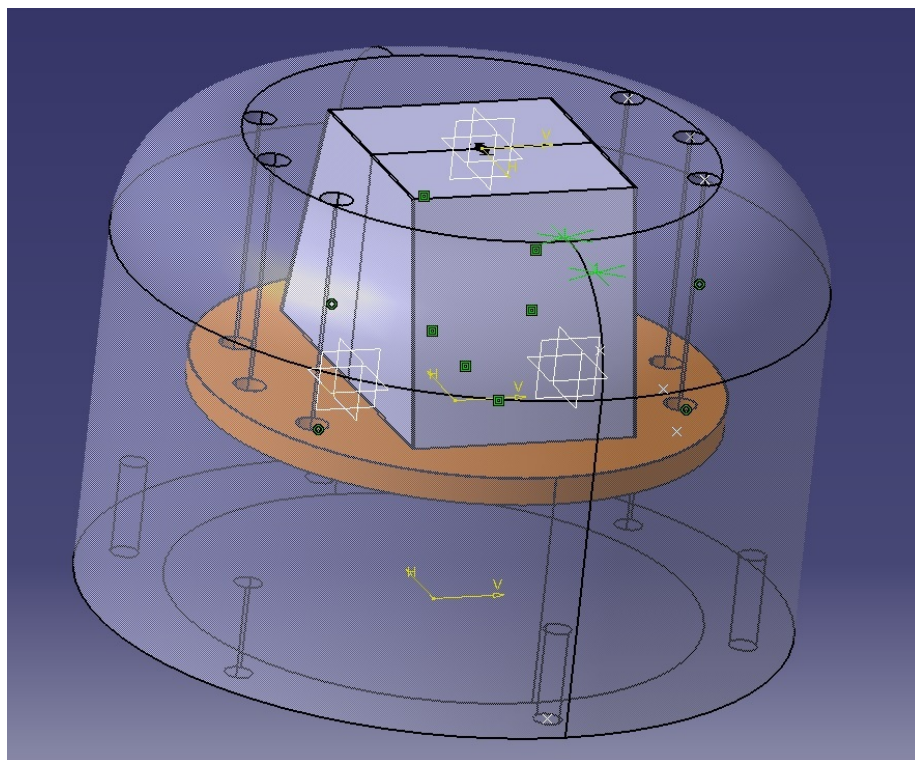


Figura 37: Cabeçote superior com todos os componentes