

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



Projeto de dispositivo para giro de rotores de turbina tipo Francis

Marcos Pisaruk

São Paulo
2014

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Projeto de dispositivo para giro de rotores de turbina tipo Francis

Trabalho de formatura apresentado à Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo para
obtenção do título de Graduação em Engenharia

Marcos Pisaruk

Orientador: Professor Marcelo Alves

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo
2014

Pisaruk, Marcos.

Projeto de dispositivo para giro de rotores de turbina tipo Francis, por M. Pisaruk. São Paulo: EPUSP, 2014. 63p.

Trabalho de formatura– Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Rotor Francis 2.Processo de fabricação 3.Estudo de tensões e deformações por elementos finitos. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica III.t.

RESUMO

O foco deste trabalho foi projetar um dispositivo completo para efetuar o giro transversal de um rotor tipo Francis de peso 100 toneladas cuja necessidade é essencial no processo de fabricação desse tipo de rotores pelas principais empresas do ramo de turbinas para usinas hidrelétricas no mundo.

Basicamente este tipo de dispositivo é utilizado para permitir a solda das pás no cubo e na coroa após a selagem das pás no cubo e coroa, quando a coroa está voltada para cima e o cubo para baixo. Facilita e otimiza o processo manual de soldagem executado pelos operários, devido às melhores posições de soldagem e processos de soldagem evitando soldas sobre cabeça. Desta forma a qualidade da solda é beneficiada e a possibilidade de surgimento de poros, trincas, defeitos de continuidade na solda são minimizados.

O projeto do dispositivo consistiu em analisar as tensões de deformações no dispositivo, rotor Francis e elementos periféricos, como bases, ganchos entre outros.

Para tal estudo foi utilizado o *software Ansys Workbench v.14.5*, módulo *Workbench* e o modelo foi elaborado no *software CAD Solid Edge ST3*.

ABSTRACT

The main objective of this work was to design a complete system to perform the transverse spin of a Francis runner weight 100 tons, whose need is essential in the process of manufacturing of such runners by leading companies in the field of turbines power plants in the world process.

Basically this type of device is used to allow welding of the blades in the hub and crown after sealing the blades in the hub and crown when the crown is facing up and the hub down. Facilitating and optimizing the manual soldering process run by the workers, due to improved welding position and welding processes to avoid welding overhead. Thus the quality of the weld is benefited and the possibility of appearance of pores, cracks, discontinuity defects in the weld are minimized.

The design of the device consists in analyze the deformation of the device, principal stress, rotor Francis behavior and peripheral elements, such bases, hooks and more if necessary.

For such study will be used the software Ansys Workbench v.14.5, workbench module and the model was created in CAD software Solid Edge ST3.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus, minha família, meus colegas de faculdade e meu orientador Professor Marcelo Alves em especial, por sempre estar ao dispor em me ajudar quando mais precisei.

Índice das ilustrações

Figura 1 - Vista em corte de uma turbina hidráulica	11
Figura 2 - Montagem do rotor cubo e coroa	12
Figura 3 - Montagem do rotor com pás	13
Figura 4 - excentricidade para giro	14
Figura 5 - Diagrama de corpo livre	15
Figura 6 - Curva tensão-deformação para material dúctil.....	19
Figura 7 - Criação do modelo do bloco 3d.....	21
Figura 8 -Roldana.....	22
Figura 9 - Centro de rotação	23
Figura 10 - Posições finais de rotação	23
Figura 11 - Definição da excentricidade	24
Figura 12 - Sensibilidade ao giro	24
Figura 13 - Modelo 3d	25
Figura 14 – Desenho técnico de fabricação do bloco do dispositivo	26
Figura 15 - Resultados da análise 1	28
Figura 16 - Momentos resultantes	29
Figura 17 – Tensões críticas na solda e transição munhão-base.....	29
Figura 18 – Tensões críticas na solda e munhão	30
Figura 19 – Tensões na roldana e bucha	30
Figura 20 – tensões na região crítica da solda.....	32
Figura 21 - Momentos resultantes	33
Figura 22 – Modelo 3d com batente	34
Figura 23 – Tensões nas regiões críticas.....	35
Figura 24 – Momentos resultantes	36
Figura 25 – Modelo 3d final	38
Figura 26 – Condições de contorno.....	39
Figura 27 – Malha.....	40
Figura 28 – Malha de qualidade dos elementos	42
Figura 29 – Geometrias e valores dos jacobianos.....	43
Figura 30 – geometrias de distorção	44
Figura 31 – Condições de contorno detalhadas	45
Figura 32 – Resultados das tensões, deslocamentos e deformações.....	47
Figura 33 – Distribuição do fator de segurança.....	48
Figura 34 – Resultados das tensões, deslocamentos e deformações.....	49
Figura 35 - Resultados das tensões, deslocamentos e deformações	51

Sumário

1. Introdução	9
2. Objetivo	10
3. Rotor Francis.....	11
4. Etapas básicas da fabricação de um rotor tipo Francis.....	12
5. Conceito do dispositivo	14
6. Diagrama de corpo livre do conjunto	15
7. Fundamentação teórica.....	16
7.1. Curva tensão-deformação	18
8. Hipóteses adotadas.....	20
9. Modelo do dispositivo	21
9.1. Ângulo final de giro	22
9.2. Modelo 3d.....	25
10. Simulação por elementos finitos.....	27
10.1. Análise 1.....	27
10.2. Análise 2.....	31
10.3. Análise 3.....	34
11. Análise do dispositivo final refinada.....	38
11.1. Modelo 3d final	38
11.2. Elementos de contatos	39
11.3. Malha e análise da malha obtida.....	40
11.4. Condições de contorno.....	45
11.5. Tensões de Von Mises	47
12. Conclusões finais.....	53
13. Bibliografia.....	54
14. Anexo A – Solução computacional	55
15. Anexo B – Resumo das entradas e saídas do <i>Ansys</i>	60

1. Introdução

Durante o processo de fabricação de um rotor tipo Francis são utilizados diversos tipo de dispositivos. Dentre eles está relacionado o dispositivo para giro do rotor que apresenta duas funções: içamento e giro do rotor. A coroa é montada sobre o cubo do rotor na fase de posicionamento das pás, selagem, controle dimensional, devido à geometria do cubo e do acesso para posicionar as pás do rotor. Porém o rotor é expedido na posição em que é montado na obra, com a coroa para baixo, desta forma o rotor precisa ser rotacionado até o final de sua manufatura e expedição.

2. Objetivo

O objetivo deste trabalho foi projetar o dispositivo para giro do rotor tipo Francis, realizando um estudo da distribuição de tensões, deslocamento e deformações do dispositivo pelo método dos elementos finitos, utilizando o *software Ansys Workbench v.14.5*, de forma a ser capaz de ser utilizado com segurança em ambiente fabril.

3. Rotor Francis

A turbina Francis é um tipo de turbina hidráulica com fluxo radial concebida por Jean-Victor Poncelet por volta de 1820 e aperfeiçoada pelo engenheiro norte-americano James B. Francis em 1849.

Neste tipo de turbina, a água sob pressão entra por um duto circular de secção decrescente, caixa espiral, onde é desviada por um conjunto de pás estáticas, pré-distribuidor, para o rotor da turbina. A água atravessa a parede lateral do rotor, gerando um momento em relação ao eixo do acoplamento no centro do rotor da turbina outro conjunto de pás fixas no mesmo, e sai pela base do rotor com pressão e velocidade muito reduzidas. A potência mecânica extraída da água é transmitida pelo rotor a um eixo fixado na base oposta.

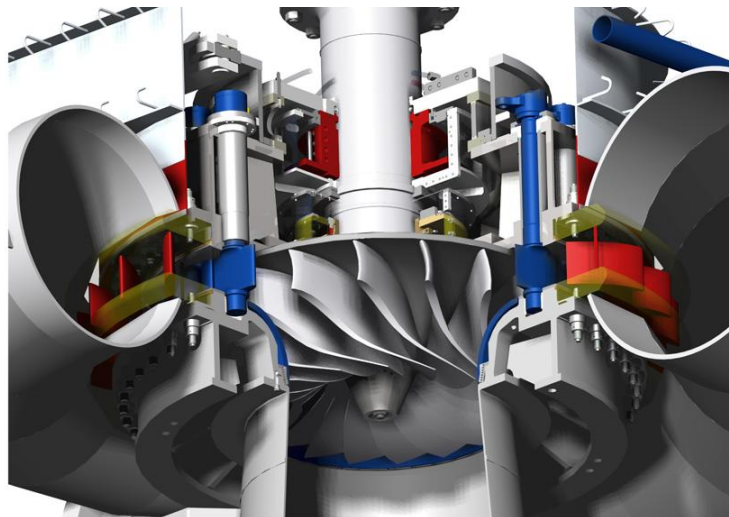


Figura 1 - Vista em corte de uma turbina hidráulica

Turbinas Francis são as mais comuns em usinas hidrelétricas por sua flexibilidade e eficiência. O rotor geralmente tem entre 1 e 10 m de diâmetro. São usadas com quedas de água de 10 até 650 m, para rotações de 80 a 1000 rpm; sua potência varia de menos de 10 a 750 MWs.

4. Etapas básicas da fabricação de um rotor tipo Francis

O rotor Francis é constituído de pás, cubo e coroa. Sendo que as pás são fundidas ou conformadas à quente dependendo do tamanho e processo construtivo adotado para o projeto do rotor. O cubo e a coroa são fundidos em uma única parte ou em partes e soldados posteriormente, garantindo sobremetal para futuros processos de usinagem.

Tendo em mãos o conjunto completo, então, o cubo é posicionado para baixo, apoiado em uma base nivelada e a coroa é então posicionada sobre o cubo garantindo a cota da passagem de água para então serem posicionadas e soldadas parcialmente os chanfros de soldas das pás com o cubo e com a coroa.

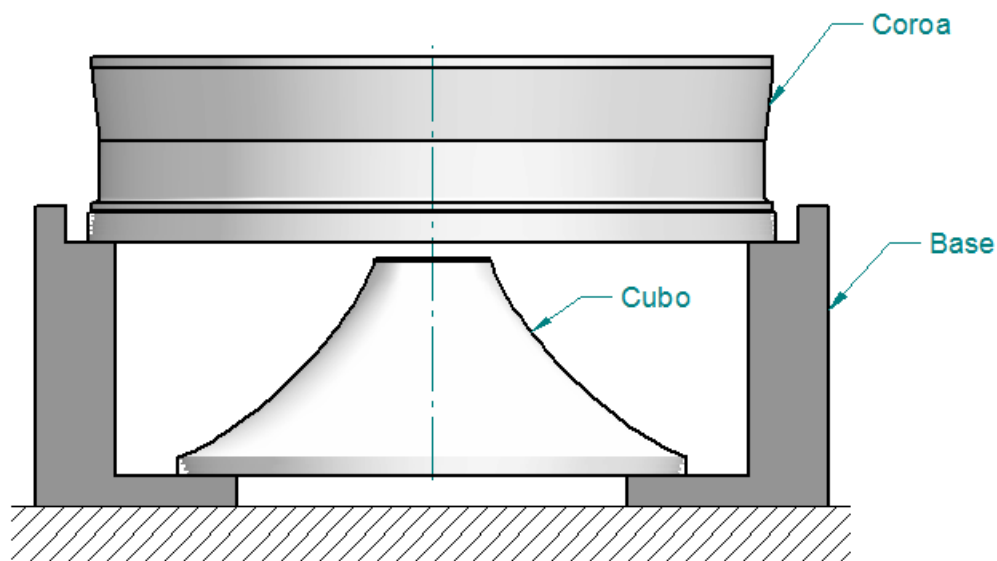


Figura 2 - Montagem do rotor cubo e coroa

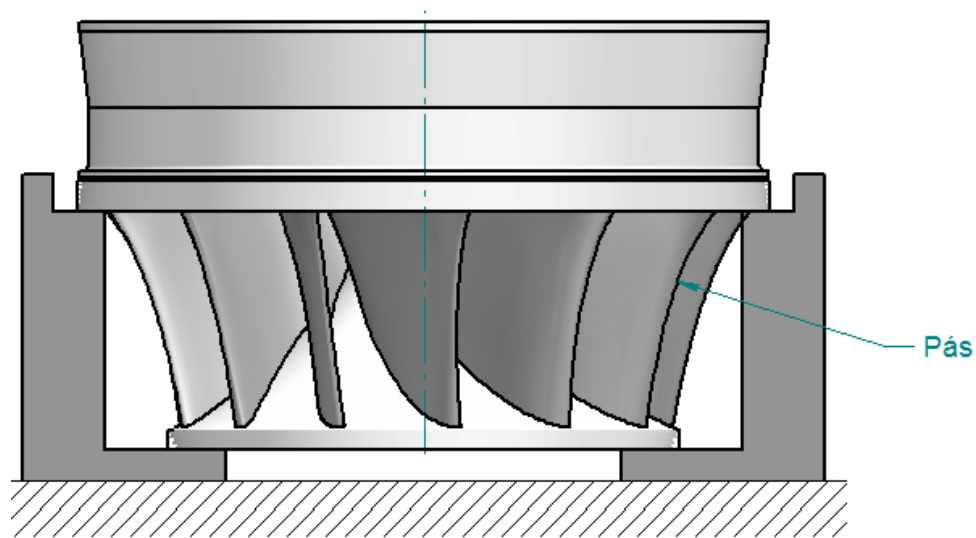


Figura 3 - Montagem do rotor com pás

Após a montagem e soldagem parcial das pás o rotor segue para processos de usinagens da coroa, acabamento e aro de desgaste na periferia da coroa.

Nesta etapa se faz necessário realizar o giro do rotor, por meio de dispositivo que pode ser soldado no rotor ou acoplado mecanicamente.

Após o giro do rotor, cubo para cima, pode-se então finalizar o aro de desgaste localizado na periferia do cubo, furos para aeração, e furos de acoplamento com o eixo da turbina.

5. Conceito do dispositivo

Para o projeto de um dispositivo para giro do rotor, deve-se levar em consideração a geometria do rotor, principalmente da coroa, onde geralmente são soldado os dispositivos; o peso do rotor; o tipo de solda a ser realizada, a fim de não contaminar o material da coroa; a necessidade de alívio de tensões após a soldagem; o posicionamento do dispositivo; deve-se controlar a excentricidade para que o rotor ao ser içado rotacione de forma controlada e que não exceda a capacidade de carga do carro auxiliar da ponte rolante, uma vez que o carro principal será utilizado para içar o rotor e o carro auxiliar é responsável por completar o giro até a posição final; tipo de material do dispositivo; atrito entre polia e cabos.

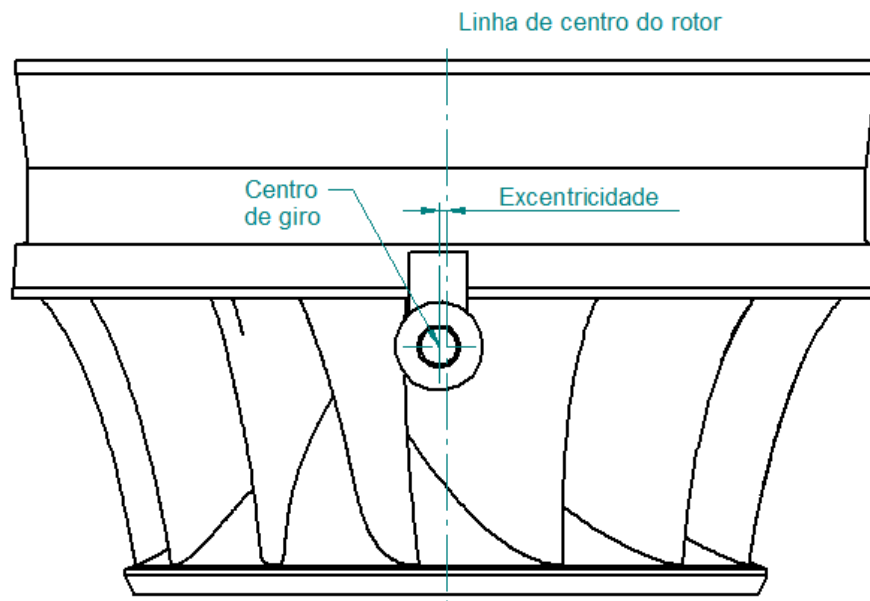


Figura 4 - excentricidade para giro

6. Diagrama de corpo livre do conjunto

Analizando o diagrama de corpo livre do conjunto observa-se que basicamente a força atuante no dispositivo é metade do peso total do rotor mais dispositivo, e esta força foi considerada como carregamento estático para a simulação numérica.

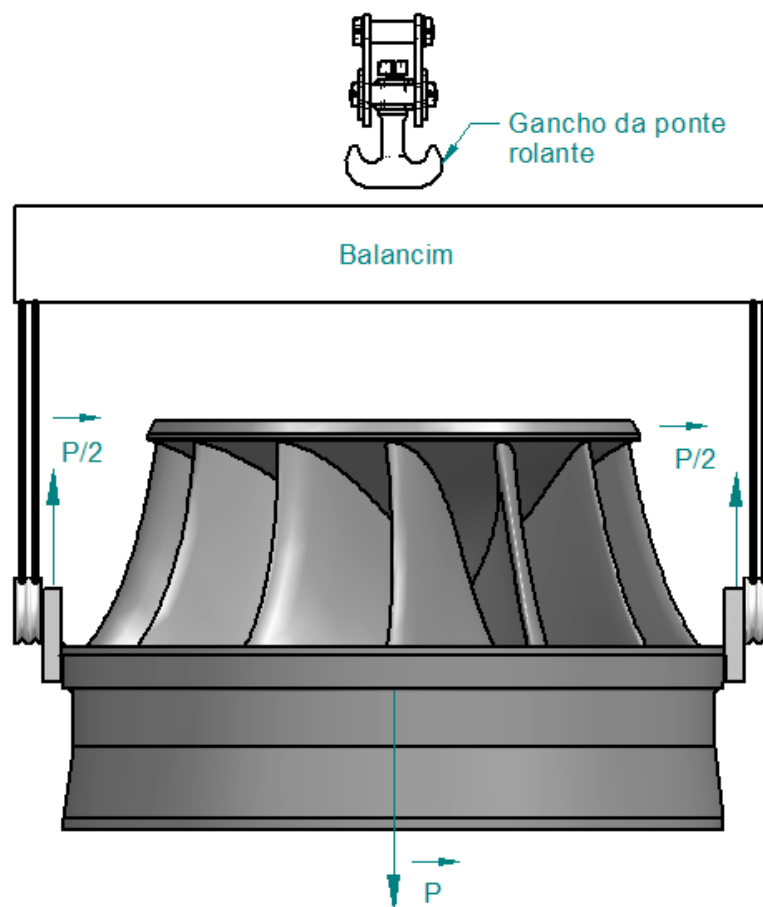


Figura 5 - Diagrama de corpo livre

O conjunto se comporta como uma viga bi-apoiada com momentos nulos nas extremidades. Devido à geometria e rigidez do rotor, não é considerado a deflexão do conjunto.

7. Fundamentação teórica

O objeto de estudo são as tensões, deslocamentos e deformações provenientes das condições de contornos atribuídas ao modelo. As tensões de desejadas são as tensões equivalentes de von Mises e serão comparadas às tensões de escoamento dos materiais adotados. O critério de falha de *von Mises* indica que o escoamento de um material sólido inicia quando o segundo invariante deviatório de tensão J_2 atinge um valor crítico. O critério é por esta razão algumas vezes denominado J_2 -plasticidade ou teoria de escoamento J_2 . É parte de uma teoria da plasticidade melhor aplicável a materiais dúcteis, como os metais. Antes do escoamento a resposta do material é assumida ser elástica.

Em ciência dos materiais e engenharia o critério de escoamento de *von Mises* pode ser formulado em termos da tensão equivalente de *von Mises*, σ_v , um valor escalar de tensão que pode ser determinado a partir do tensor tensão de Cauchy. Neste caso um material é dito estar em estado de início de escoamento quando sua tensão equivalente de *von Mises* atinge um valor crítico denominado tensão de escoamento σ_e . A tensão equivalente de *von Mises* σ_v é usada para prevenir escoamento do material quando submetido a qualquer condição de carregamento a partir de resultados obtidos de testes de tração simples. A tensão equivalente de *von Mises* satisfaz a propriedade de que dois estados de tensão com mesma energia de distorção tem a mesma tensão equivalente de *von Mises*.

Como o critério de *von Mises* independe do primeiro invariante de tensão I_1 , é portanto aplicável para a análise de deformação plástica de materiais dúcteis, tais como os metais, sendo a hipótese básica para o comportamento destes materiais a independência da componente hidrostática do tensor tensão.

Matematicamente, o critério de escoamento de *von Mises* é expressa como:

$$J_2 = k^2$$

onde k é a tensão de escoamento do material em cisalhamento puro. No início do escoamento, a magnitude da tensão de escoamento ao corte em cisalhamento puro é $\sqrt{3}$ vezes menor do que a tensão de escoamento à tração no caso da tensão simples. Assim, temos:

$$k = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}$$

onde σ_y é a tensão de escoamento do material. Se definirmos a tensão de *von Mises* igual à tensão de escoamento empírica do material e combinarmos as equações acima, o critério de escoamento de *von Mises* pode ser expresso como:

$$\sigma_v = \sigma_y = \sqrt{3J_2}$$

ou

$$\sigma_v^2 = 3J_2 = 3k^2$$

Substituindo J_2 com termos de componentes de tensores de tensão de Cauchy

$$\sigma_v^2 = \frac{1}{2}[(\sigma_{11} - \sigma_{22})^2 + (\sigma_{22} - \sigma_{33})^2 + (\sigma_{33} - \sigma_{11})^2 + 6(\sigma_{23}^2 + \sigma_{31}^2 + \sigma_{12}^2)]$$

Hencky (1924) ofereceu uma interpretação física critério de *von Mises* sugerindo que o escoamento se inicia quando a energia elástica de distorção atinge um valor crítico. Para isso, o critério de *von Mises* também é conhecido como o

critério da máxima energia distorção. Isso vem da relação entre J_2 e a energia de deformação elástica de distorção W_D :

$$W_D = \frac{J_2}{2G}$$

E módulo de cisalhamento elástico

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)}$$

7.1. Curva tensão-deformação

A propriedade mecânica de tensão de um material pode ser determinada a partir de um ensaio de tração ou compressão, a partir de uma amostra do material submetida a uma tensão até que haja a ruptura do mesmo. O resultado desse ensaio pode ser representado num diagrama tensão-deformação.

O diagrama tensão-deformação é o gráfico dos correspondentes valores de σ e ϵ , onde o eixo das ordenadas representa as tensões σ e o eixo das abscissas representa as deformações ϵ . É importante ressaltar que dois diagramas de dois corpos de prova de um mesmo material não são exatamente idênticos, pois os resultados dependem de várias variáveis como, composição do material, imperfeições microscópicas, fabricação, velocidade de aplicação da carga e temperatura do ensaio. Um diagrama tensão-deformação de um aço usualmente utilizado na engenharia, no qual se podem distinguir diferentes regiões é como a seguir:

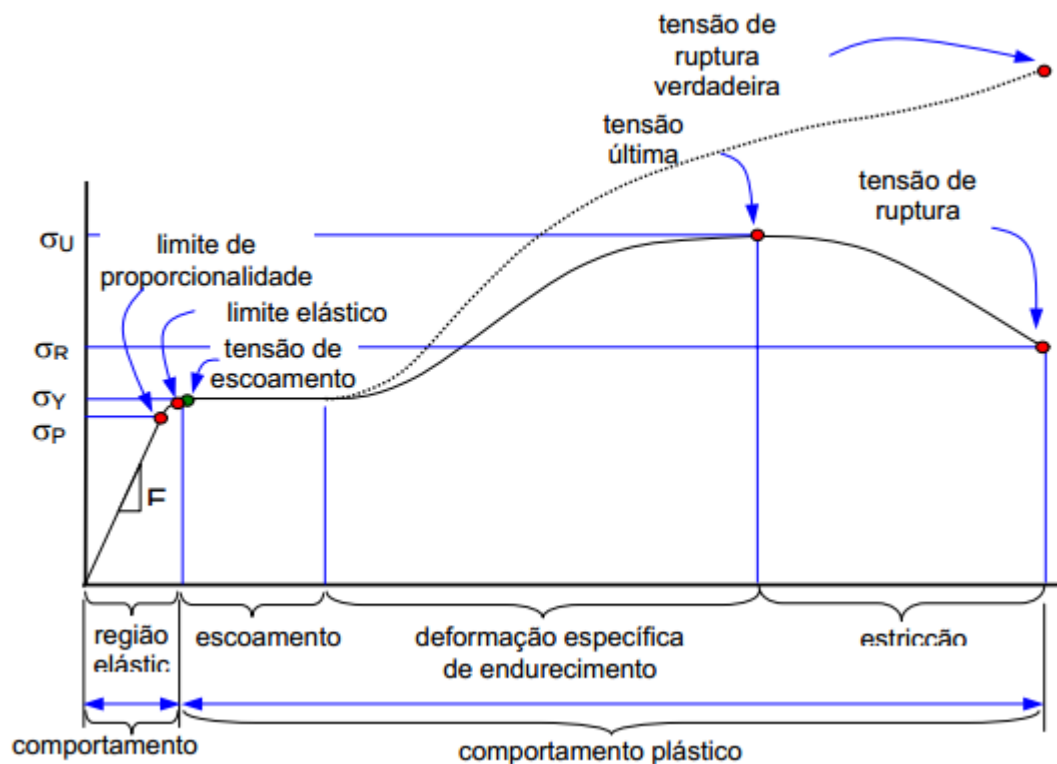


Figura 6 - Curva tensão-deformação para material dúctil

Para o estudo em questão os materiais do dispositivo deverão permanecer sobre esforços de tensões abaixo do limite de escoamento dos materiais e acrescido ainda de um fator de segurança devido aos possíveis defeitos intrínsecos da sua fabricação.

8. Hipóteses adotadas

- Forças na direção vertical;
- Aceleração da gravidade constante e igual a $9,8 \text{ m/s}^2$.
- Material isoentrópico;
- Simetria do Rotor e dos carregamentos;
- Massa do Rotor = 100000 kg ;
- Massa dos dispositivos desprezíveis;
- Coeficiente de atrito igual a 0.2 para contato entre polia e corpo do dispositivo;
- Rotação lenta, desprezando inércia rotacional;
- Desconsiderados quaisquer efeitos térmicos de tensões residuais na solda;
- Análise na posição de maior momento atuante, rotor em 90° .
- Desconsiderar deflexão do rotor;
- Fatores de segurança:
 $FS_{\text{Tensões médias}} = 3$
 $FS_{\text{tensões de pico}} = 2$

9. Modelo do dispositivo

Uma forma de construir o dispositivo é utilizar o modelo tridimensional da coroa do rotor e criar por extrusão um bloco já posicionado de forma excêntrica à coroa. Tendo feito isso, basta definir um plano de intersecção entre o bloco e a coroa para efetuar a operação booleana para remoção da sobreposição dos dois volumes.

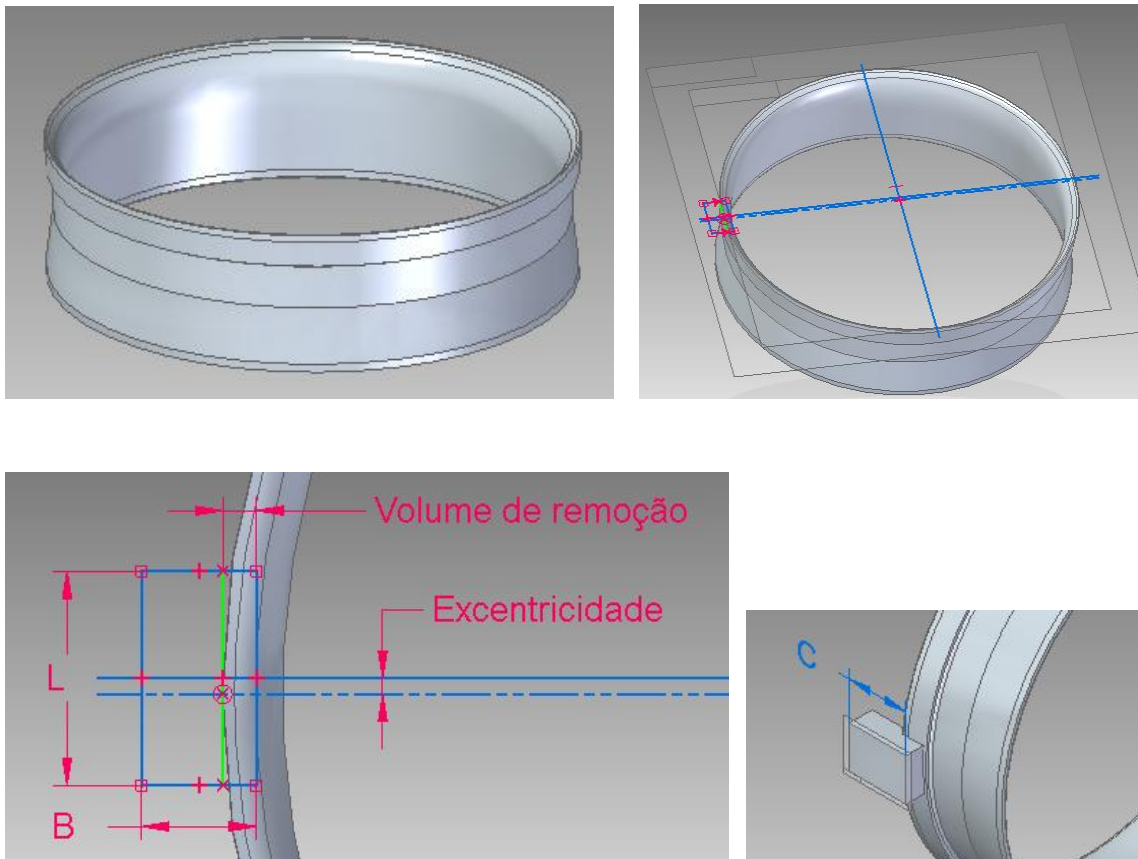


Figura 7 - Criação do modelo do bloco 3d

Nesta etapa, a excentricidade deve ser definida para sobrepor o atrito estático entre a roldana e o bloco. O momento resultante deve favorecer o giro do rotor. Teoricamente temos:

$$M_{\text{atrito}} = 0,5 * P_{\text{rotor}} * \text{Raio}_{\text{polia}} * \mu_{\text{estático}} * 2_{\text{dispositivos}} < P_{\text{rotor}} * \text{excentricidade} = M_{\text{giro}}$$

Definindo a roldana e bucha conforme segue abaixo:

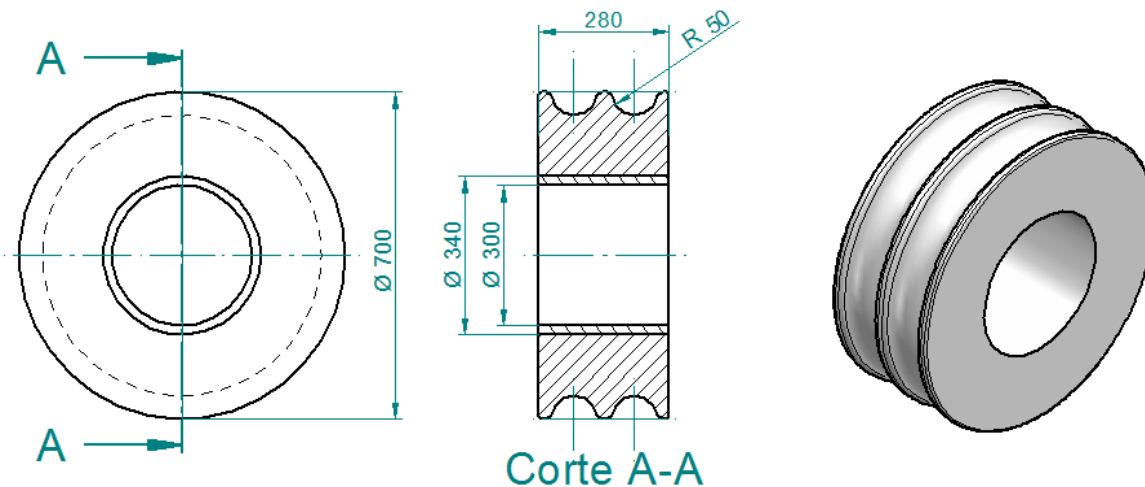


Figura 8 -Roldana

A medida do raio 50 mm e espessura estão diretamente ligadas ao diâmetro do cabo. Tal valor depende da especificação do fabricante do cabo associado à capacidade de carga do mesmo.

A bucha é montada à roldana após submersão em nitrogênio líquido para garantir um ajuste forçado. As finalidades de se utilizar a bucha são: reduzir coeficiente de atrito e para permitir a troca da bucha em caso de danos evitando que desgaste o bloco fundido.

9.1. Ângulo final de giro

O ângulo teórico final está correlacionado à distância do centro de giro do dispositivo e o posicionamento vertical do centro de massa do rotor. A grande dificuldade de garantir a posição final do giro livre está relacionada à variação do centro de massa do rotor que difere do modelo projetado, à dificuldade de localizar o centro de massa real e a quantidade de solda adicionada ao rotor na primeira selagem durante a montagem inicial.

Para determinar o comprimento C do dispositivo, deve-se levar em consideração a região em que se deseja localizar o centro de massa teórico do rotor em relação ao centro de giro. Têm-se duas regiões, demarcadas como região A e região B, figura a seguir:

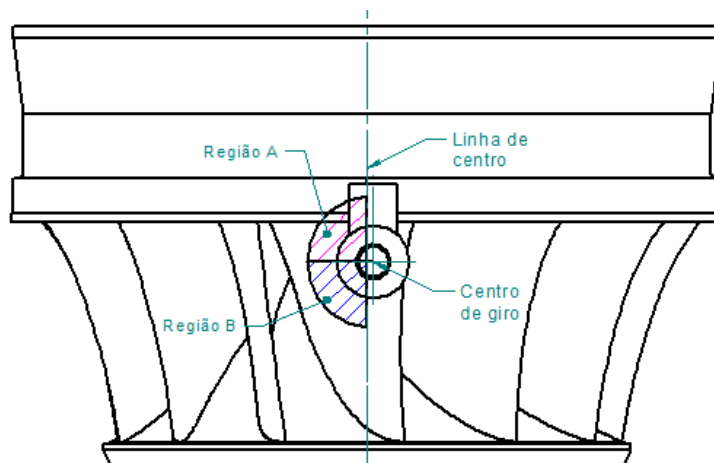


Figura 9 - Centro de rotação

No caso da região A o giro do rotor teria um curso angular maior, porém não é aconselhável para rotores de médio e grande porte, acima de 40 toneladas, pois há maior dificuldade de controlar o giro do rotor. No caso da região B o curso angular é menor e o esforço para giro completo do rotor realizado pelo cabo auxiliar do carro auxiliar da ponte rolante é maior.

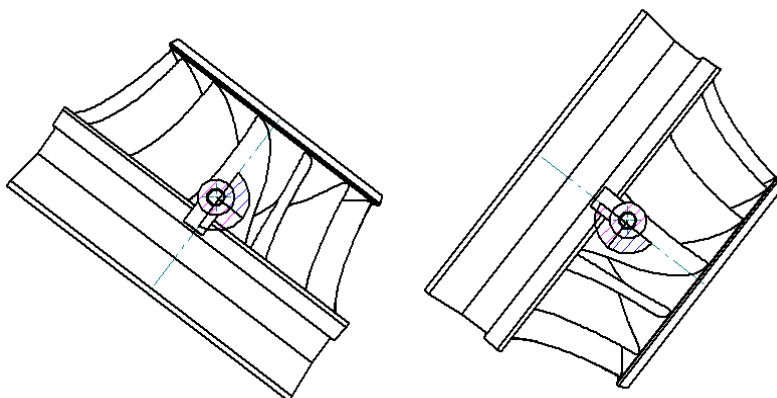


Figura 10 - Posições finais de rotação

Desta forma o ângulo de giro livre pode ser determinado conforme a geometria a seguir:

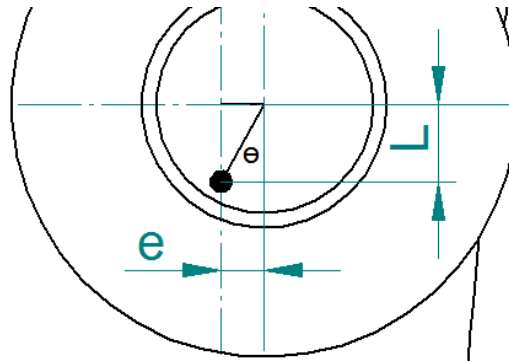


Figura 11 - Definição da excentricidade

$$\theta = \arctg\left(\frac{e}{L}\right)$$

Pode-se observar a dificuldade de prever o ângulo exato de rotação, uma vez que pequenas variações nos valores de e e L alteram muito o valor final do ângulo de giro. Por exemplo: $L = e$, $\Theta = 45^\circ$; $L = 1,2 \cdot e$, $\Theta = 40^\circ$.

Para uma melhor análise será definido a sensibilidade ao ângulo de giro livre, a relação à variação de L/e e o ângulo final.

Para o estudo será arbitrado que a posição final seja 45 graus e na região B.

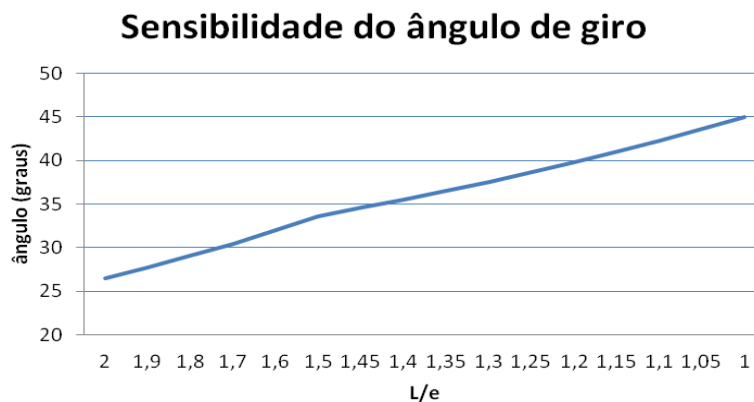


Figura 12 - Sensibilidade ao giro

9.2. Modelo 3d

Com base nos tópicos anteriores citados, pode-se iniciar a modelagem do dispositivo e posteriores simulações por elementos finitos. Há a possibilidade de calcular cordão de solda analiticamente, contudo o *software* de elementos finitos fornece maior qualidade de resultados para análise, então não será necessário para o escopo deste trabalho.

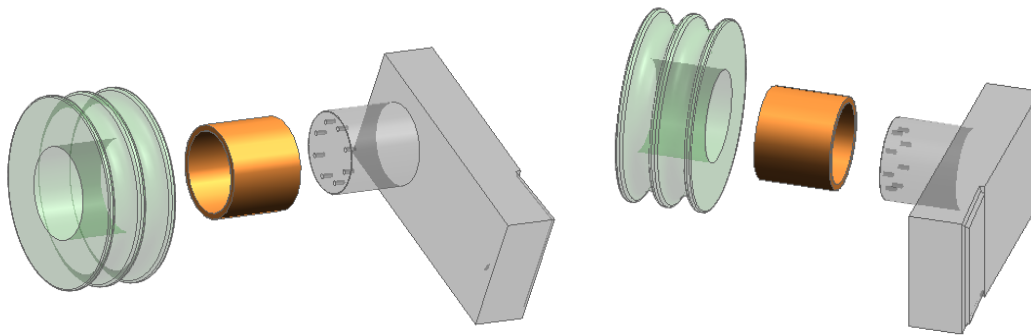


Figura 13 - Modelo 3d

O dispositivo é fabricado em um bloco fundido, não é recomendado que seja fabricado em chapa, pois como veremos a seguir uma região crítica de tensões é localizada justamente na base do diâmetro de acoplamento da polia com a superfície plana do dispositivo; a polia pode ser fabricada em duas metades, uma para cada canal, duas chapas soldadas e depois usinar em conjunto devido ao tipo de esforço ou pode ser fabricada com uma chapa apenas de espessura adequada; a bucha em cobre ou bronze é adquirida por fabricantes de acordo com a necessidade, e suas funções mecânicas são de reduzir atrito e em caso de danificar durante o uso, não danificar o bloco permitindo sua reutilização para outros projetos.

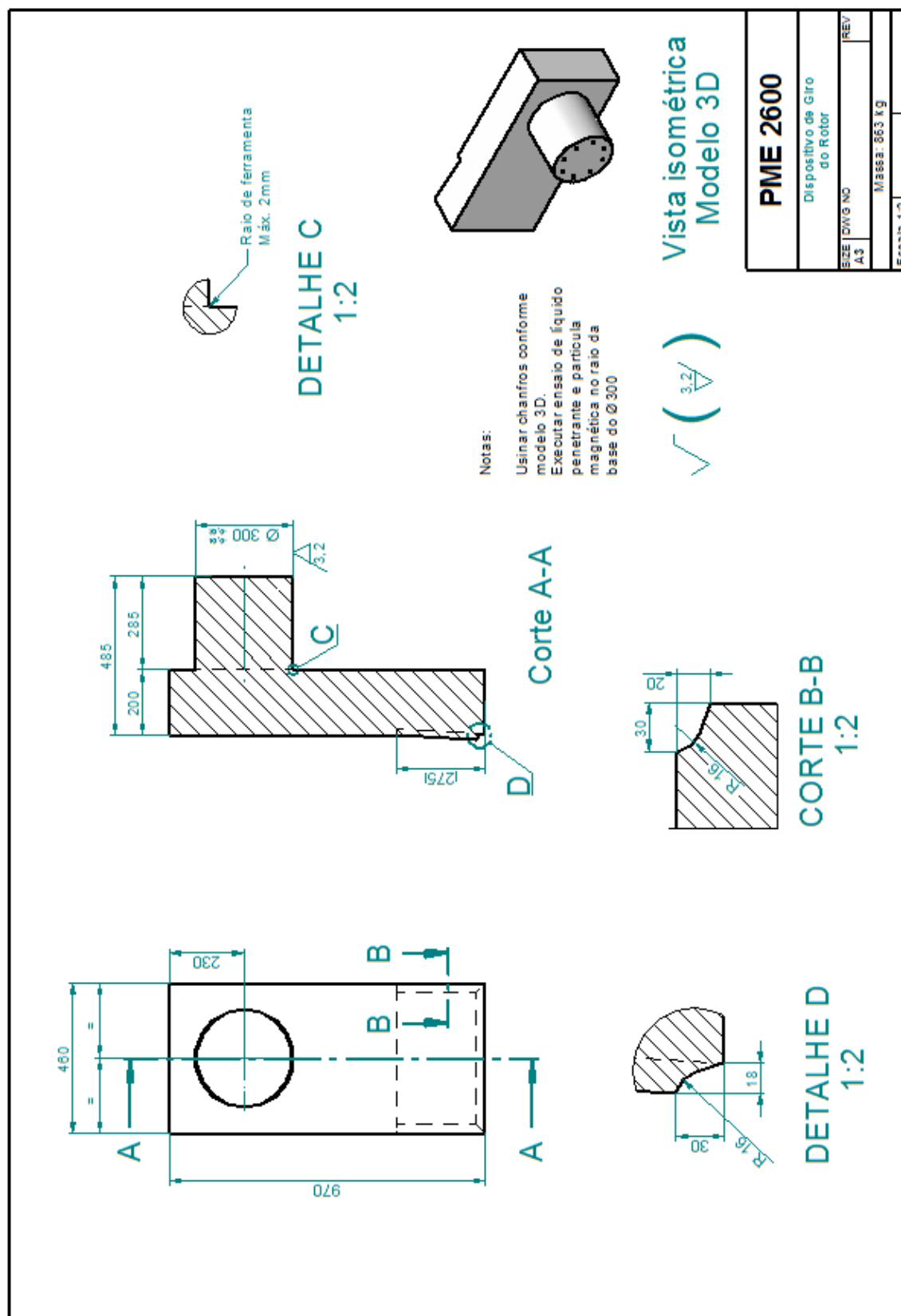


Figura 14 – Desenho técnico de fabricação do bloco do dispositivo

10. Simulação por elementos finitos

A simulação por elementos finitos pode ser resumida em criar modelo 3d, importar para o *software*, gerar a malha, impor as condições de contorno e contatos entre os componentes, obter as saídas desejadas, tensões, deslocamentos no regime elástico, deformação permanente, entre outros.

No escopo deste trabalho serão obtidas as tensões equivalentes, deslocamento e deformação.

Para melhor entendimento de como se projetar o dispositivo, serão relatadas todas as simulações e seus resultados, até que seja aprimorado e se obtenha a solução final para o projeto em questão.

É prudente começar a simulação com condições mais simples possíveis e assim que obtiver convergência com resultados aparentemente razoáveis no ponto de vista do que se espera do comportamento mecânico do modelo, efetuar o refinamento na malha, tipo de conexões entre as partes, variações dos carregamentos, entre outros, caso necessário.

10.1. Análise 1

Para a primeira avaliação do dispositivo, têm-se as seguintes situações de simulação:

- Modelo com todas as conexões de contato como unidas, ou seja, o conjunto se comporta como uma só peça;
- Força aplicada na pior situação, em que o braço de alavanca da força aplicada à polia tem maior braço de alavanca em relação ao cordão de solda que une o bloco do dispositivo à coroa do rotor Francis, igual à metade do peso do rotor 500 kN;
- Não houve refinamento na malha.

Condições de contorno e resultados obtidos

Volume total do modelo: 0,182 m³.

Massa total do modelo: 1428,8 kgkg (0,14% peso do rotor)

Densidade do aço 7850 kg/m³.

Malha: 102414 nós e 29726 elementos

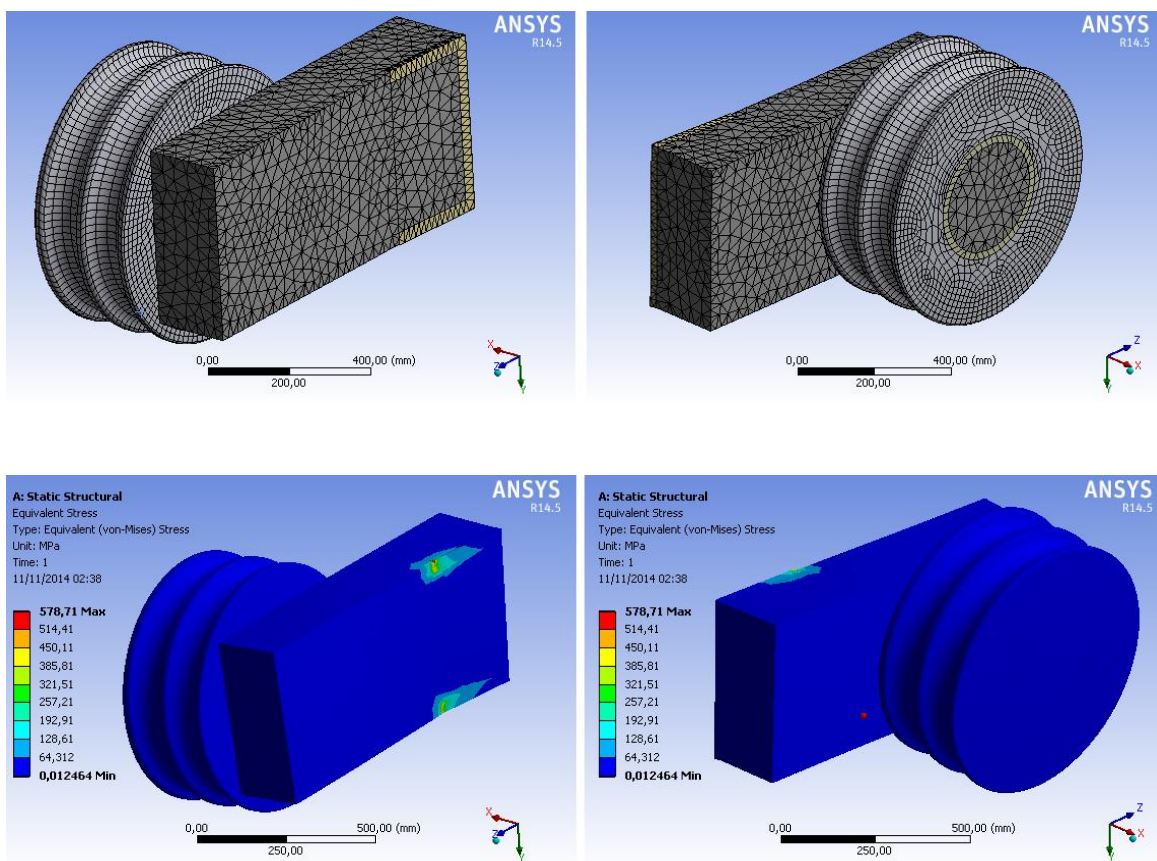


Figura 15 - Resultados da análise 1

Observou-se que a tensão equivalente máxima foi igual a 578,71 MPa na região da solda devido aos momentos atuantes na solda e na superfície de contato entre bloco e coroa do rotor.

No restante do dispositivo as tensões foram muito abaixo do valor de pico.

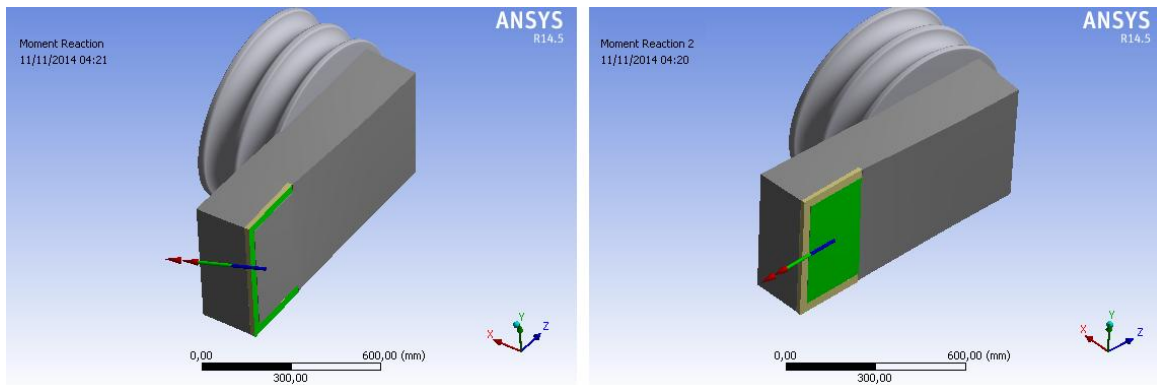


Figura 16 - Momentos resultantes

Momentos na solda	
Momento em x	3,2877e+008 N·mm
Momento em y	4,6349e+005 N·mm
Momento em z	-1,4286e+008 N·mm
Momento resultante	3,5847e+008 N·mm

Momentos na superfície	
Momento em x	-2,0981e+006 N·mm
Momento em y	-1,5323e+005 N·mm
Momento em z	-3,5247e+007 N·mm
Momento resultante	3,531e+007 N·mm

Observa-se que o momento resultante na solda é da ordem de 10 vezes o momento resultante na superfície, desta forma se fez necessário restringir este grau de liberdade do conjunto.

A escala de cor azul não quer efetivamente dizer que as tensões são próximas de zero. Para exemplificar será separado em partes o dispositivo no que diz respeito às soluções obtidas para tensões e deslocamentos. É muito importante ter este conceito em mente quando se analisa um resultado de simulação numérica, para que não sejam tomadas decisões precipitadas.

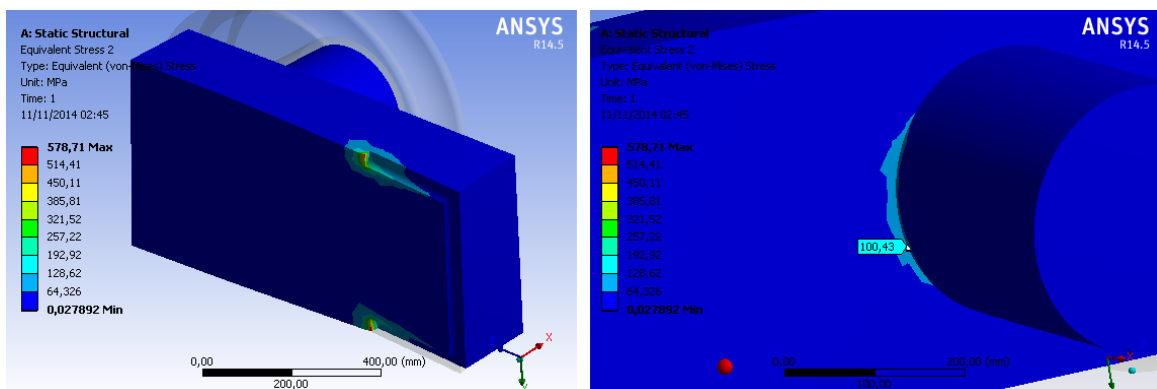


Figura 17 – Tensões críticas na solda e transição munhão-base

A tensão máxima foi na região da solda na parte do bloco do dispositivo e a tensão na região da transição do diâmetro com a superfície plana do dispositivo foi de 100 MPa. Com base nisto não há necessidade de alterar a transição, pois para um Aço ASTM A36 tem-se tensão de escoamento de 250 MPa e para um Aço mais nobre S355 J2 tem-se tensão de escoamento de 350 MPa.

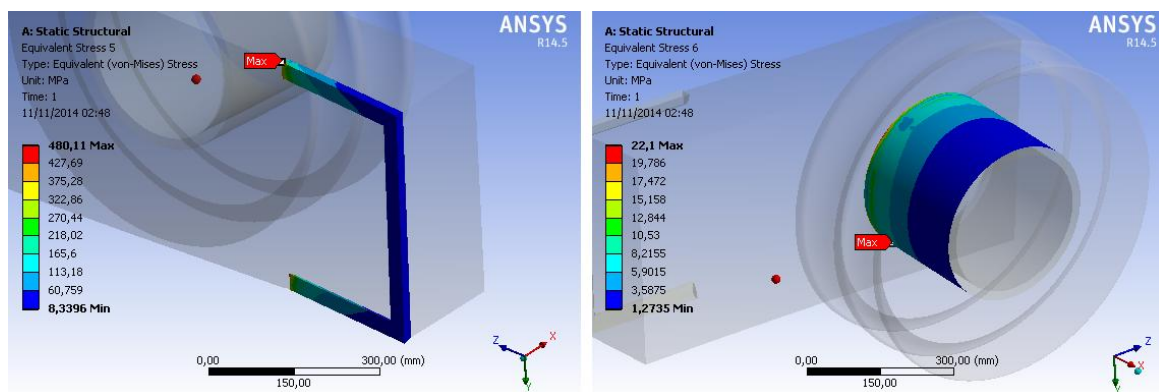


Figura 18 – Tensões críticas na solda e munhão

A tensão máxima encontrada na solda foi de 480 MPa e necessita de uma nova análise e superfície diâmetro de acoplamento foi de 22 MPa, desta forma não é necessária nenhuma alteração, tratamento superficial, aumento do diâmetro ou de material especial.

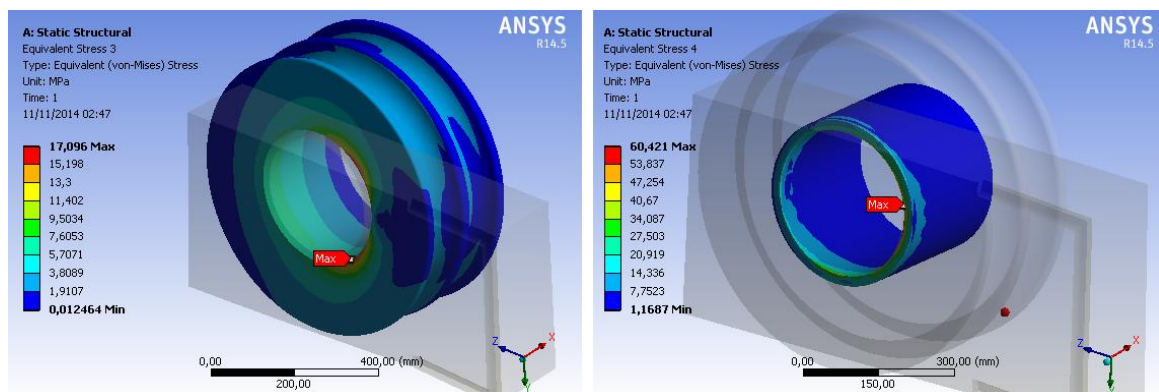


Figura 19 – Tensões na roldana e bucha

A roldana apresentou máximo de tensão equivalente igual a 17 MPa e a bucha apresentou máximo de 60 MPa, ambos componentes não necessitam de melhorias de material ou geometria.

Conclusão da análise 1

O foco a partir da primeira foi de melhorar a região crítica onde há maiores momentos e por consequência maiores tensões equivalentes na região da solda.

10.2. Análise 2

Para a segunda avaliação do dispositivo, têm-se as seguintes situações de simulação:

- Modelo com todas as conexões de contato como unidas, ou seja, o conjunto se comporta como uma só peça;
- Força aplicada na pior situação, em que o braço de alavanca da força aplicada à polia tem maior braço de alavanca em relação ao cordão de solda que une o bloco do dispositivo à coroa do rotor Francis, igual à metade do peso do rotor 500 kN;
- Refinamento da malha pontualmente nas regiões da solda.
- Foi aumentado o volume de solda com a finalidade de reduzir o momento reativo.
- Mantida a qualidade da malha para efeitos comparativos com análises.

Condições de contorno e resultados obtidos

Volume total do modelo: 0,182 m³.

Massa total do modelo: 1428,8 kg.

Densidade do aço 7850 kg/m³.

Malha: 102747 nós e 29485 elementos

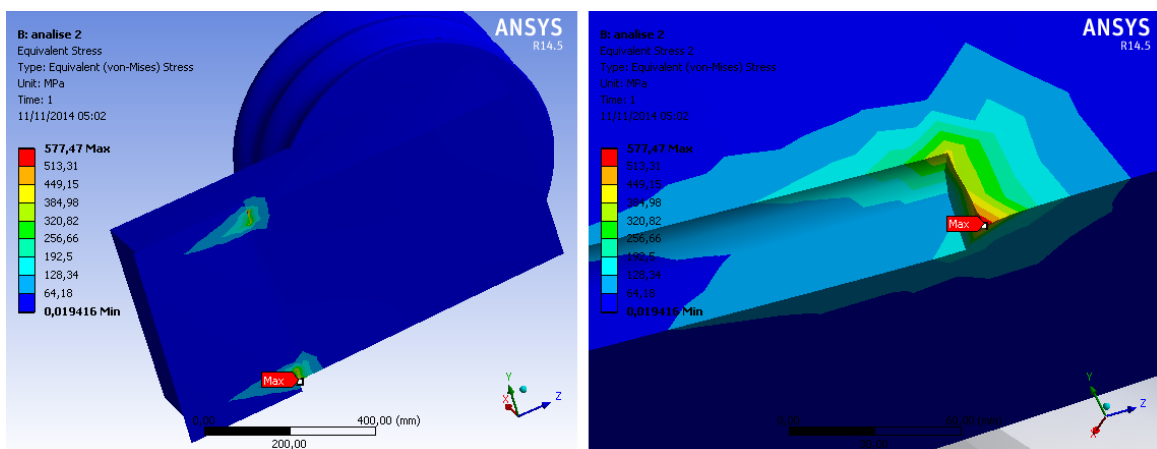


Figura 20 – tensões na região crítica da solda

Observou-se que a tensão equivalente máxima foi igual a 577,4 MPa na região da solda-chanfro e a alternativa de aumentar o volume de solda não foi eficaz para reduzir os valores das tensões na região. Houve uma melhor distribuição de tensões na periferia do volume de solda e corpo do dispositivo, porém na região crítica, pico de tensão, não se obteve êxito na redução.

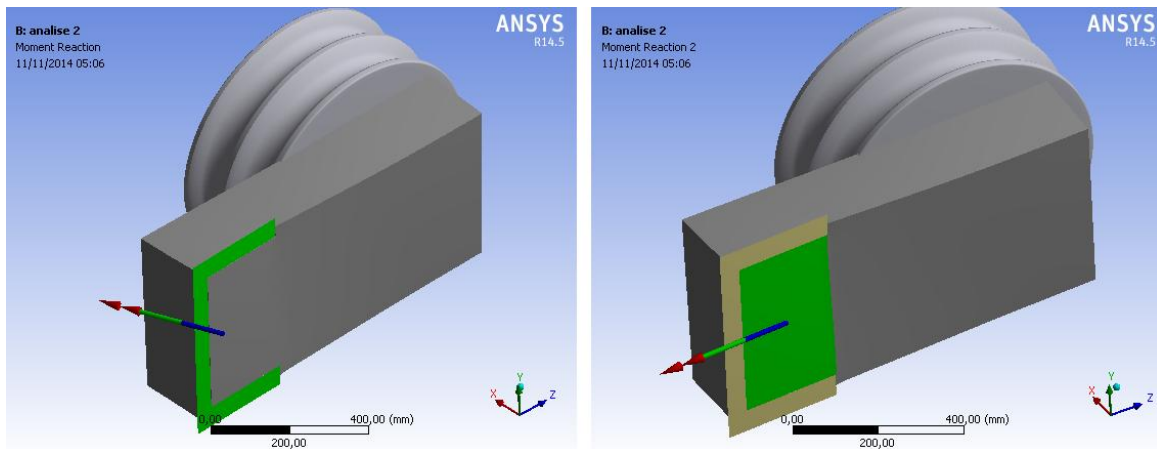


Figura 21 - Momentos resultantes

Momentos na solda	
Momento em x	3,3227e+008 N·mm
Momento em y	3,3413e+005 N·mm
Momento em z	-1,3247e+008 N·mm
Momento resultante	3,577e+008 N·mm

Momentos na superfície	
Momento em x	-2,718e+006 N·mm
Momento em y	-2,3213e+005 N·mm
Momento em z	-4,5663e+007 N·mm
Momento resultante	4,5745e+007 N·mm

Conclusão da análise 2

O aumento do volume de solda não surtiu efeitos benéficos para a estrutura.

10.3. Análise 3

Para a segunda avaliação do dispositivo, têm-se as seguintes situações de simulação:

- Modelo com todas as conexões de contato como unidas, ou seja, o conjunto se comporta como uma só peça;
- Força aplicada na pior situação, em que o braço de alavanca da força aplicada à polia tem maior braço de alavanca em relação ao cordão de solda que une o bloco do dispositivo à coroa do rotor Francis, igual à metade do peso do rotor 500 kN;
- Refinamento da malha pontualmente nas regiões da solda.
- Foi acrescentado um batente de 40 mm no corpo do dispositivo que será apoiado e soldado da coroa a fim de absorver para dos momentos impostos pelo carregamento.
- Mantida a qualidade da malha para efeitos comparativos com análises.

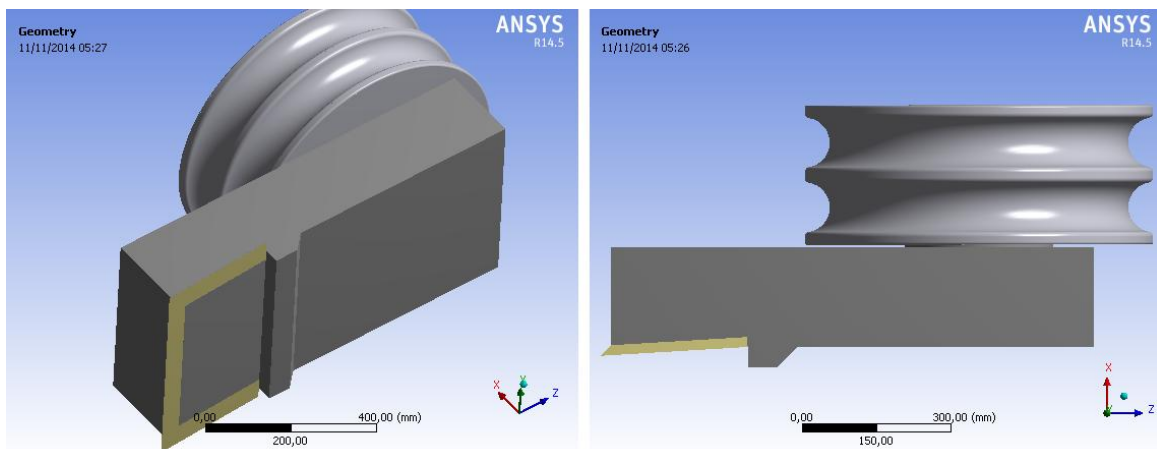


Figura 22 – Modelo 3d com batente

Condições de contorno e resultados obtidos

Volume total do modelo: 0,184 m³.

Massa total do modelo: 1442,2 kg.

Densidade do aço 7850 kg/m³.

Malha: 99199 nós e 29143 elementos

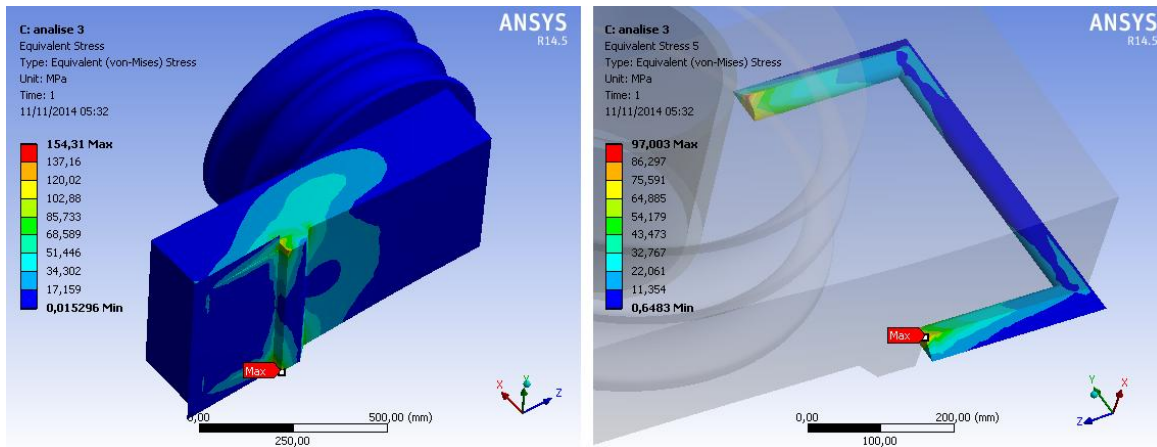


Figura 23 – Tensões nas regiões críticas

As máximas tensões no bloco do dispositivo e na solda foram respectivamente iguais a 154,31 MPa e 97 MPa. A solução de utilizar o batente se mostrou eficaz e será adotada para a análise final do dispositivo com o modelo e condições de contorno refinadas.

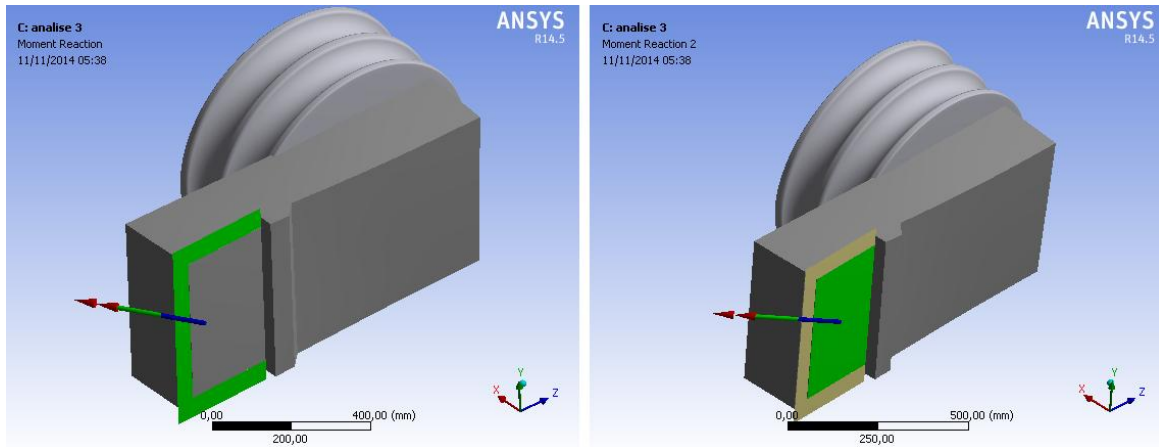
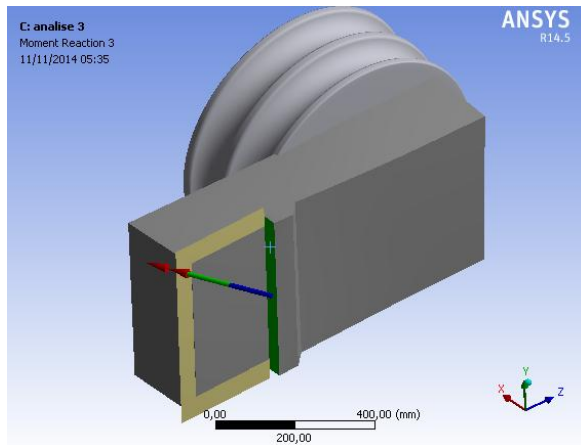


Figura 24 – Momentos resultantes

Momentos na solda	
Momento em x	1,1873e+008 N·mm
Momento em y	-77182 N·mm
Momento em z	-7,2213e+007 N·mm
Momento resultante	1,3897e+008 N·mm

Momentos na superfície	
Momento em x	6,2804e+007 N·mm
Momento em y	54462 N·mm
Momento em z	-5,9456e+007 N·mm
Momento resultante	8,6483e+007 N·mm

O momento resultante na solda foi reduzido em 40 % o que fez com que as tensões diminuíssem para 30% do valor da análise 1. O momento na superfície que antes era majoritariamente na direção z, 10 vezes superior às outras direções, agora está contida no plano Oxz praticamente a 45 graus em relação a superfície, o que é vantajoso pois o apoio desta superfície é na coroa e tem rigidez elevada pela presença interna das pás do rotor.



Momentos no batente	
Momento em x	1,5089e+008 N·mm
Momento em y	-7704,9 N·mm
Momento em z	-6,6979e+007 N·mm
Momento resultante	1,6509e+008 N·mm

Os momentos reativos impostos sobre o batente são da ordem de grandeza dos momentos na solda. Praticamente o que ocorreu foi uma distribuição quase igualitária entre as reações na solda e no batente, desta forma não sobrecarregou a estrutura do bloco nem a solda do dispositivo.

Conclusão da análise 3

A modificação no bloco do dispositivo acrescentando um batente se mostrou eficaz, reduzindo para 30% do valor de máximo de tensão equivalente das análises 1 e 2 e será objeto de estudo para a solução final refinada do dispositivo.

11. Análise do dispositivo final refinada

A partir das análises anteriores foi definido um modelo que atende as necessidades do projeto. Desta forma, agora é cabível uma análise mais detalhada do dispositivo. Nesta etapa final é pertinente refinar os elementos de contatos, a malha, analisar a qualidade da malha, a qualidade da resposta do *software* para chegar o mais próximo da realidade a qual o dispositivo será utilizado.

11.1. Modelo 3d final

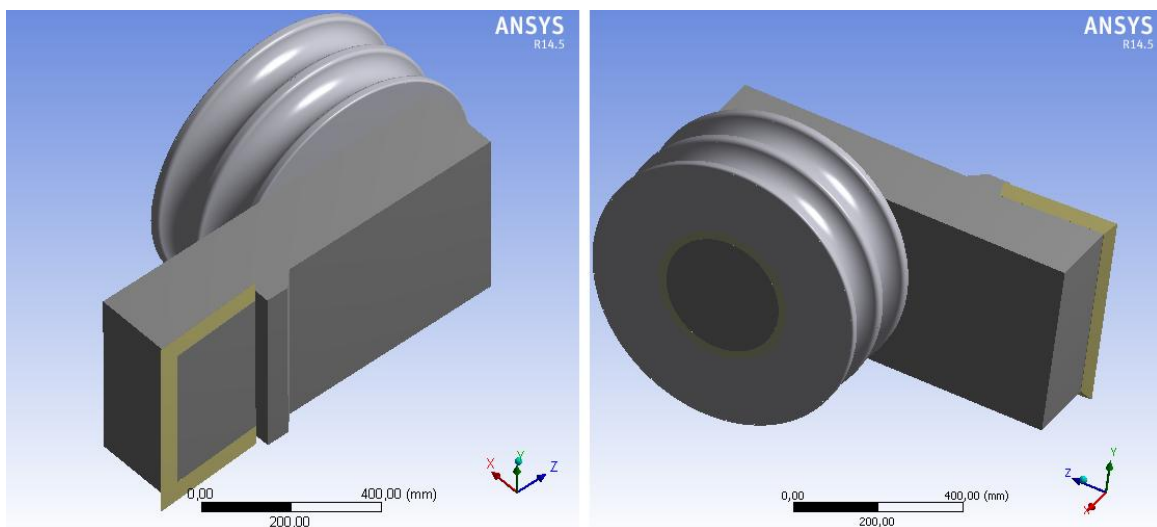


Figura 25 – Modelo 3d final

O modelo final é constituído de um bloco principal, em aço S355J2 (tensão de escoamento = 350 MPa), com um batente e munhão, roldana (ASTM A36) em chapa e bucha de bronze.

11.2. Elementos de contatos

Nesta etapa serão definidos os elementos de contatos mais realistas para solução da simulação numérica. Contatos preliminares foram definidos como *bonded*, assim o *software* considerou o modelo completo como um sólido só. Agora serão adicionados contatos por atrito para garantir que o sistema permitira o giro devido ao momento resultante da força peso e momento de atrito, *gap* de montagem para garantir que não haverá interferência entre os elementos.

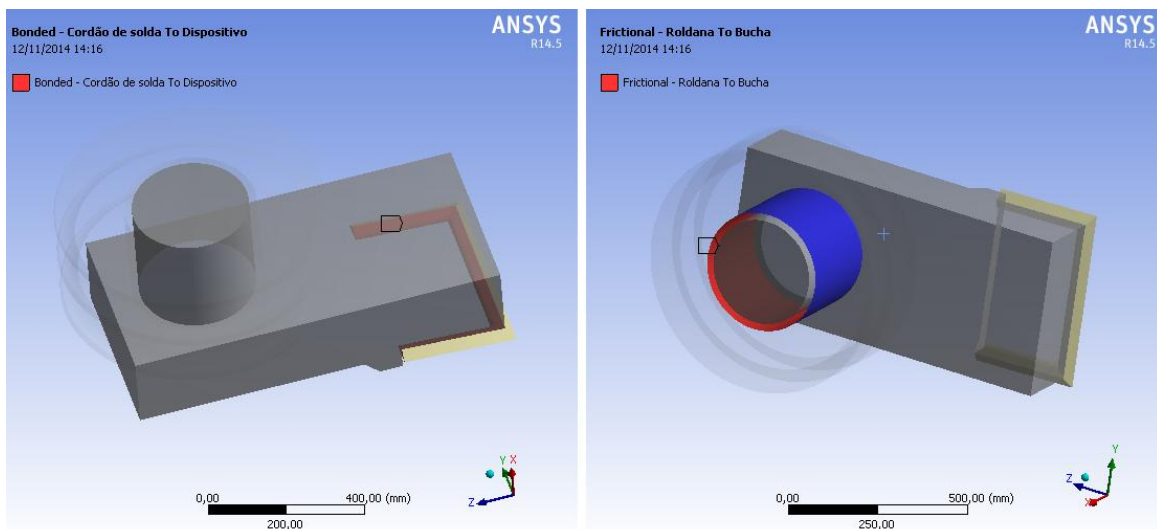


Figura 26 – Condições de contorno

Contato entre solda e bloco do dispositivo é mantido *bonded*, pois a solda e o bloco se comportam como um elemento só e o contato entre diâmetro externo da bucha e diâmetro interno da roldana é definido como *frictional* de coeficiente de atrito estático igual a 0,2, uniforme e constante durante todas as iterações das soluções das equações diferenciais. O contato entre diâmetro do bloco do dispositivo e diâmetro da bucha é do tipo *rough*, isto é o *software* considera atrito infinito entre as partes, permitindo apenas que seja possível deslocamentos radiais entre os elementos de contato. É pertinente este contato uma vez que a montagem é por interferência. Contatos do tipo *frictional* e *rough* geral não

linearidades na solução das equações diferenciais, sendo necessárias etapas de iterações numéricas para se obter as respostas finais.

11.3. Malha e análise da malha obtida

A malha foi refinada na superfície de contato entre bloco do dispositivo e solda e em todo o volume de solda. Não foi necessário refinar outros volumes ou superfícies devido aos estudos preliminares que mostraram resultados de tensões muito inferiores aos demais. Desta forma se economizar tempo e capacidade computacional. A malha obtida teve 119372 e 41043 elementos (aumento de 20% e 40% respectivamente em relação ao estudo 3).

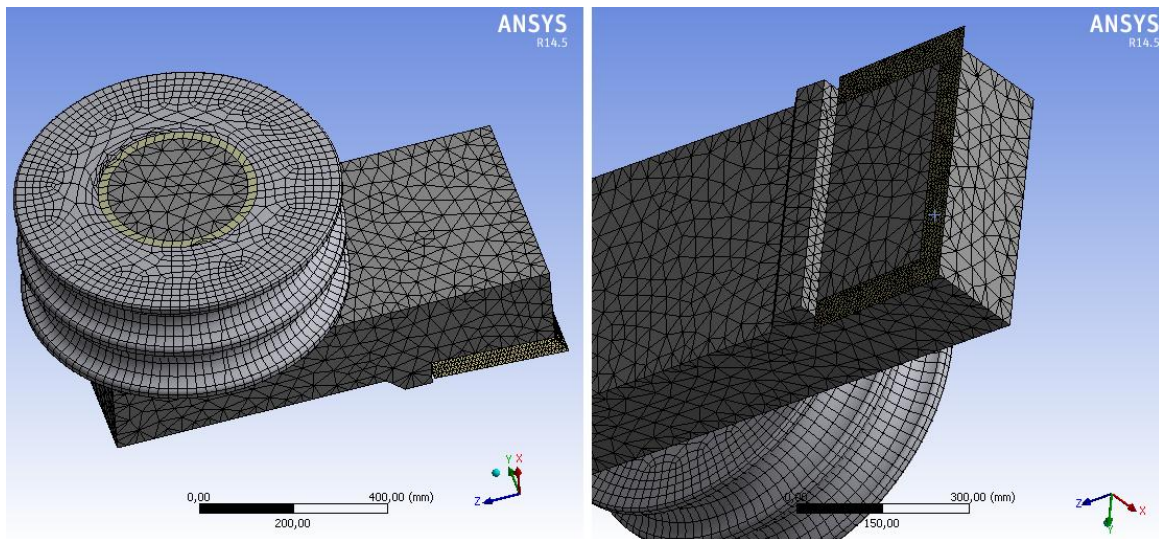
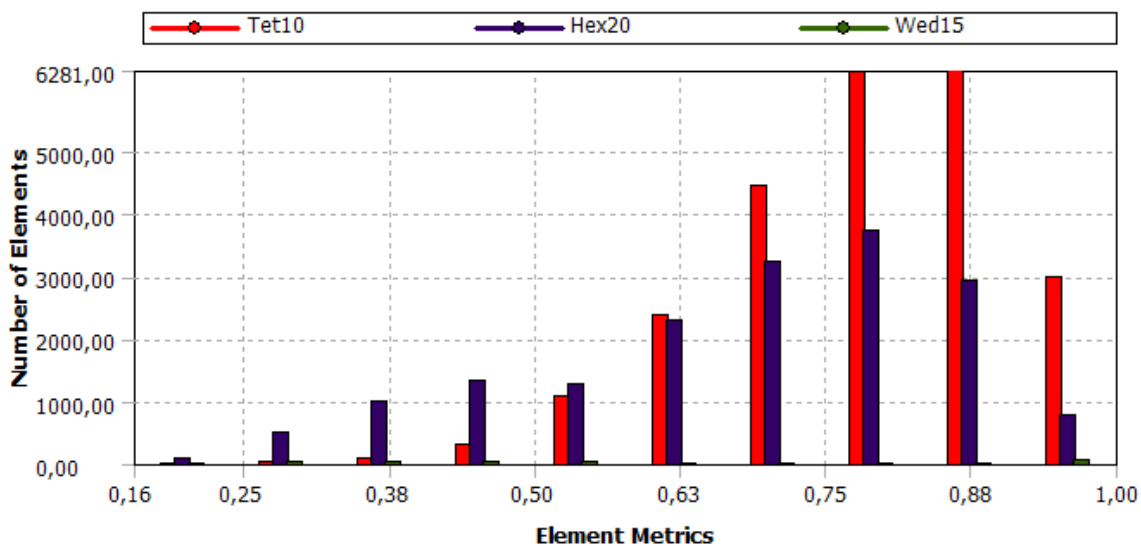


Figura 27 – Malha

Há parâmetros para análises da qualidade da malha obtida, entre eles serão apresentados os parâmetros: Qualidade dos elementos, Jacobiano e fator de deformação.

Qualidade do elemento

A opção Elemento Qualidade fornece uma medida qualitativa de qualidade de composição dos elementos da malha e varia entre 0 e 1. Esta medida é baseada na razão entre o volume e o comprimento de aresta para um determinado elemento. Um valor de 1 indica um cubo perfeito ou quadrada, enquanto um valor de 0 indica que o elemento tem um volume de zero ou negativo. Para o modelo foi obtido as seguintes distribuições:



Onde Tet10 são volumes tetraédricos, Hex20 são hexaédricos e Wed15 são prismas triangulares.

Observa-se que a distribuição se encontra majoritariamente acima de 0,63 e o programa fornece uma listagem de máximo, mínimo, média e desvio, sendo iguais neste caso a, respectivamente: 0,999890872649669, 0,155249385445884, 0,741786422248467 e 0,152084776346131. Segue a qualidade e distribuição visual para uma das colunas de elementos tetraédricos, hexaédricos, prismas triangulares.

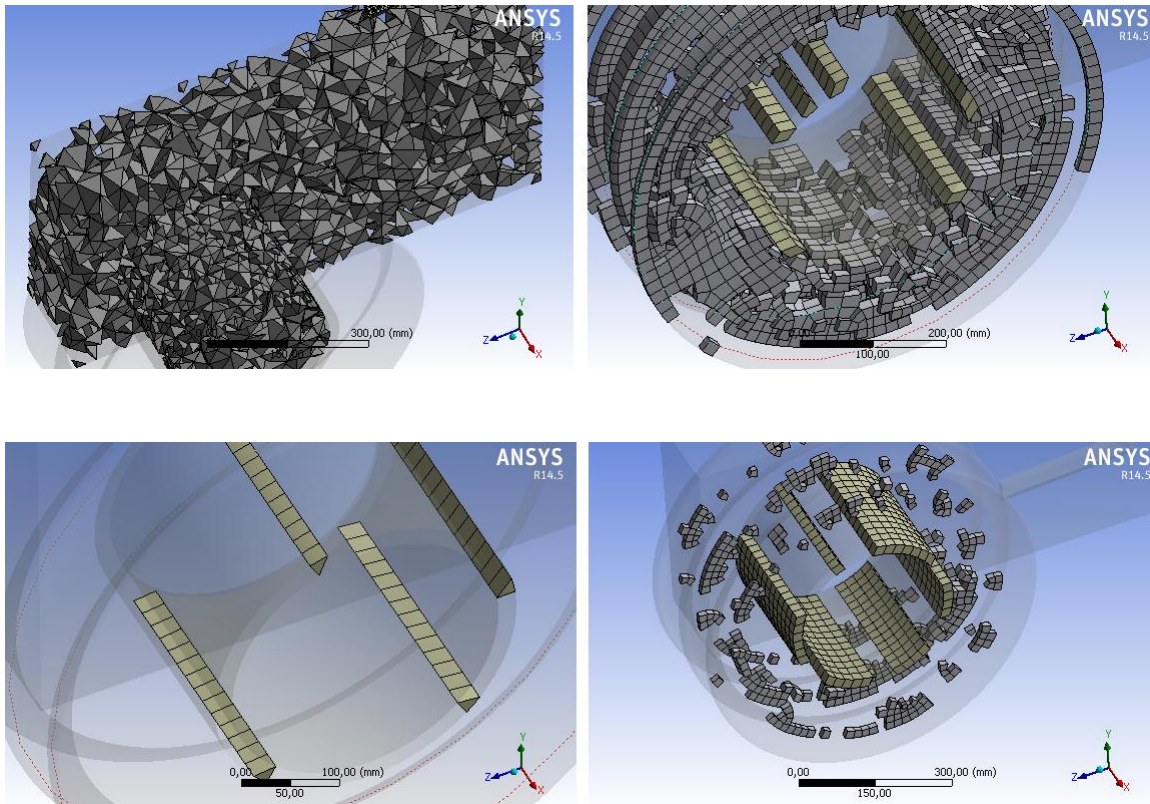


Figura 28 – Malha de qualidade dos elementos

Jacobiano

Jacobiano é calculado e testado para todos os elementos, exceto triângulos e tetraedros que são lineares ou se apresentam nós perfeitamente centralizados. A relação elevada indica que o mapeamento entre elemento espacial e espaço real está se tornando computacionalmente não confiável. Seguem exemplos de valores e suas geometrias para o cálculo da matriz jacobiana:

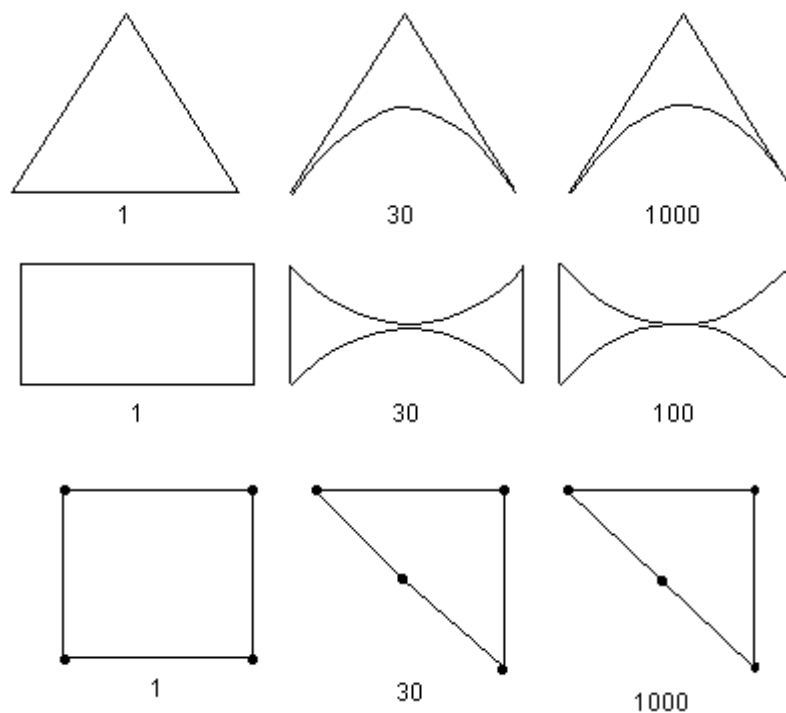
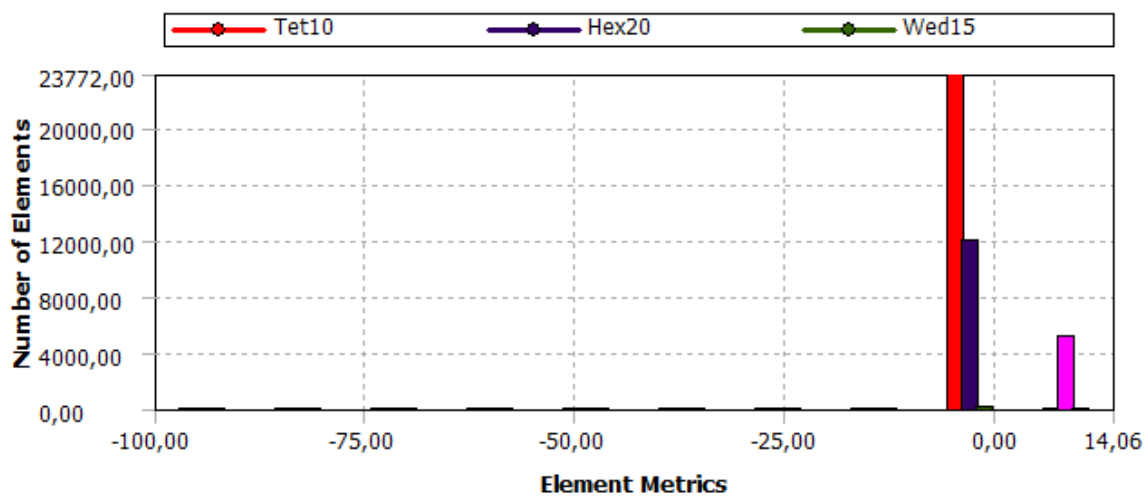


Figura 29 – Geometrias e valores dos jacobianos

A distribuição do modelo é conforme o gráfico a seguir:



Observa-se que a distribuição se encontra majoritariamente em torno de 0, ou seja o mapeamento da malha favorecerá as integrações numéricas para se obter as respostas.

Fator de deformação

Fator de deformação é calculado e testado para os elementos de casca quadrilátero, cunhas e pirâmides. Um alto fator indica que a formação das malhas adjacentes pode ser de baixa qualidade ou até impossível de ser gerada.

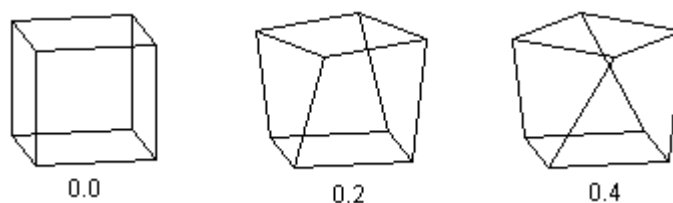
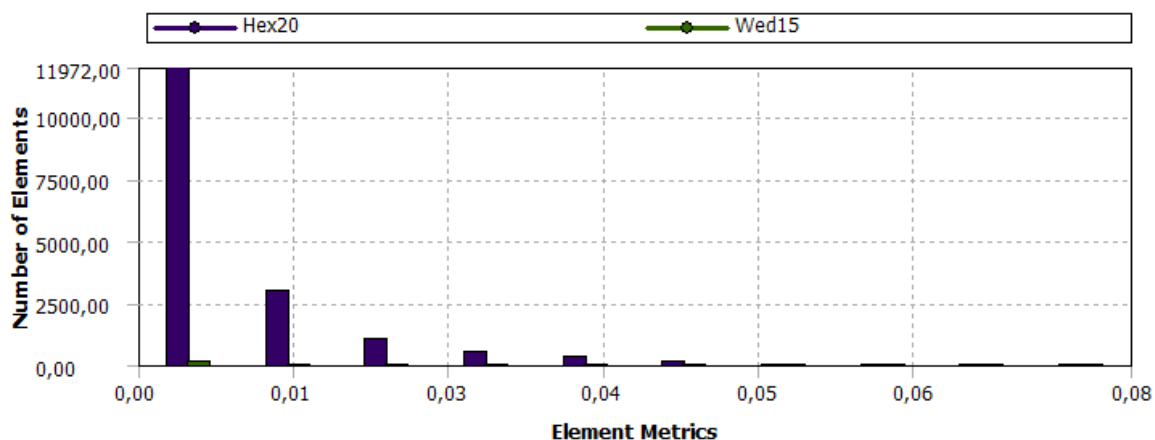


Figura 30 – geometrias de distorção



A distribuição de elementos da malha gerada apresenta baixos valores de distorção, acumulados em torno de 0,00 e 0,01.

11.4. Condições de contorno

As condições de contorno são as entradas de carregamentos e restrições de deslocamento que são aplicados nas direções dos eixos do sistema de coordenadas Oxyz.

Para o estudo em questão é aplicada uma força igual a 500 kN [C] nos dois canais da roldana; superfície da solda em contato com a coroa com deslocamentos nulos nas três direções $d(x,y,z)=0$ [A]; Suporte com atrito nulo, permitindo que a região [D] possa se deslocar no plano Oyz; e superfície do contato entre batente e coroa nulos nas três direções $d(x,y,z)=0$ [D];

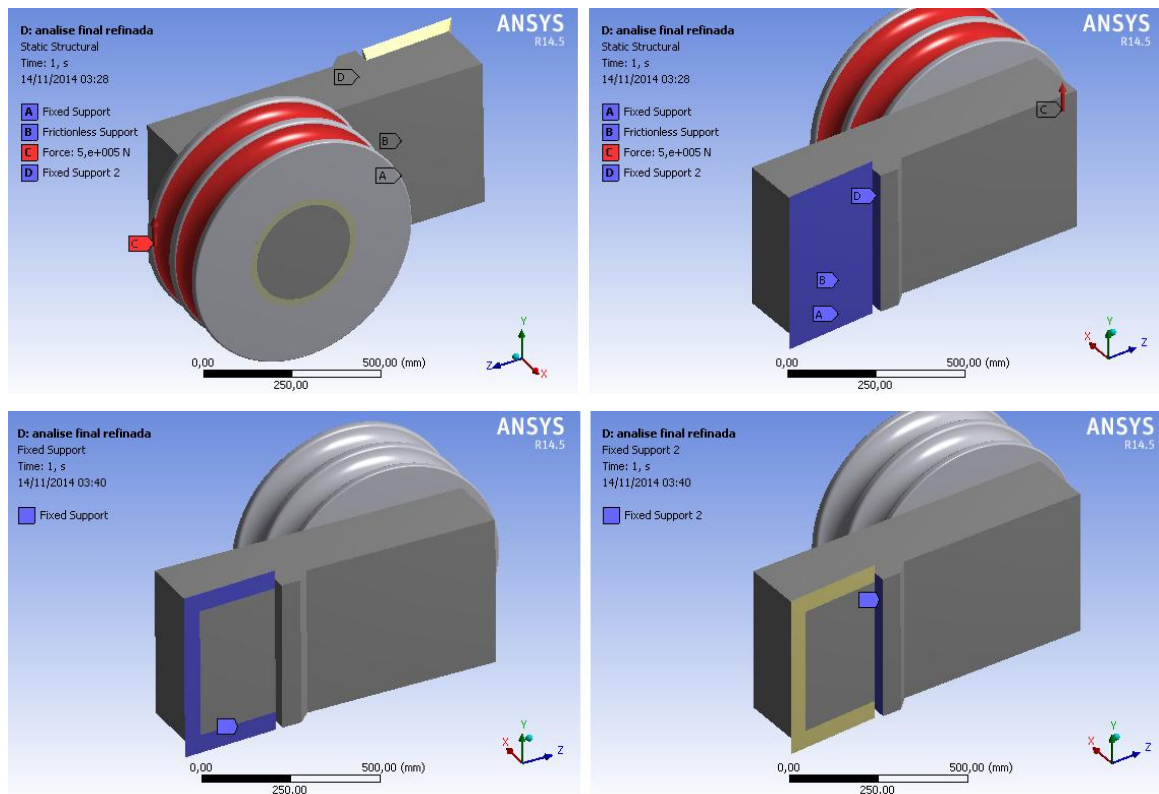
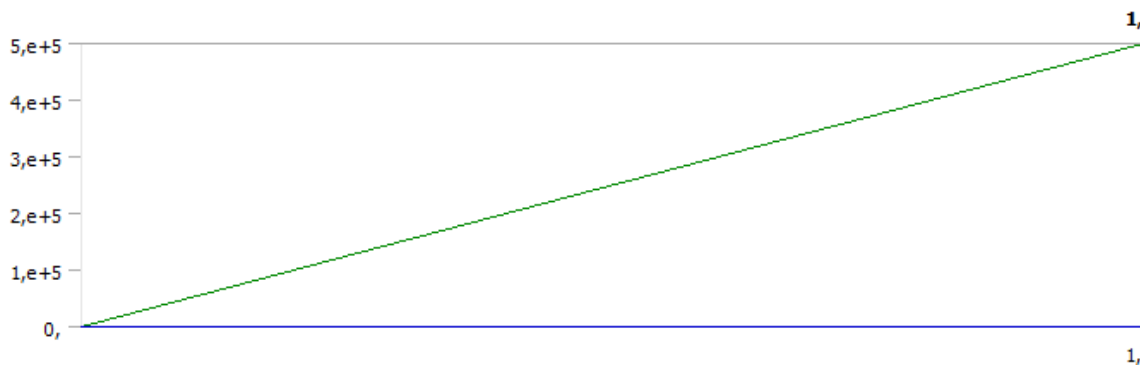


Figura 31 – Condições de contorno detalhadas

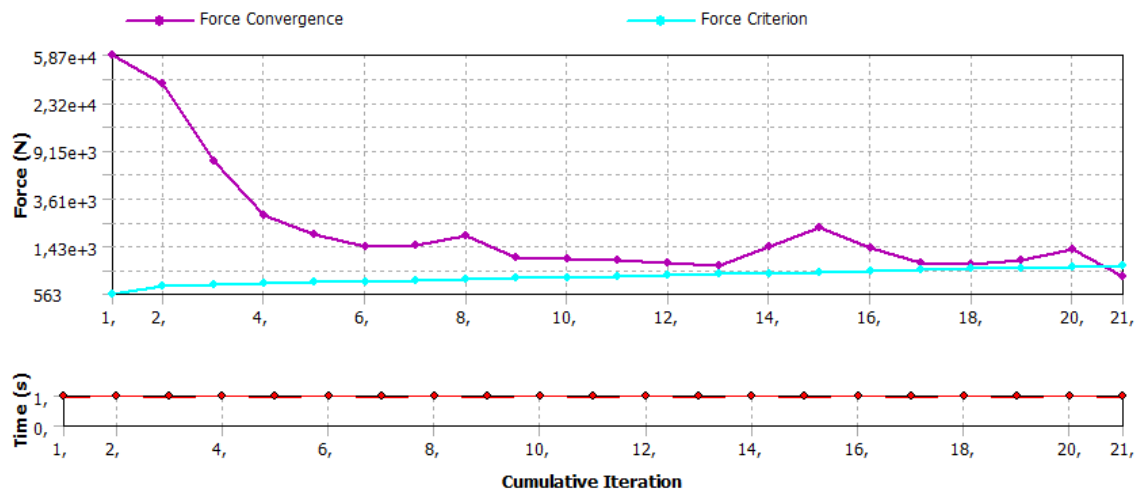
Acrescentando-se às condições de contorno, o *software* permite a adição, controlada por ele, de forças de mola no caso de deslocamentos não desejados

devido às restrições impostas. Na análise dos resultados veremos seus valores. A entrada da força de 500 kN pode ser subdividida em passos, degraus até que se atinja o valor final, mas no caso foi utilizada uma entrada tipo rampa.



Solução numérica

A solução teve 21 iterações até que o sistema convergisse pela diferença entre a força de convergência e critério de força.



11.5. Tensões de Von Mises

Bloco do dispositivo

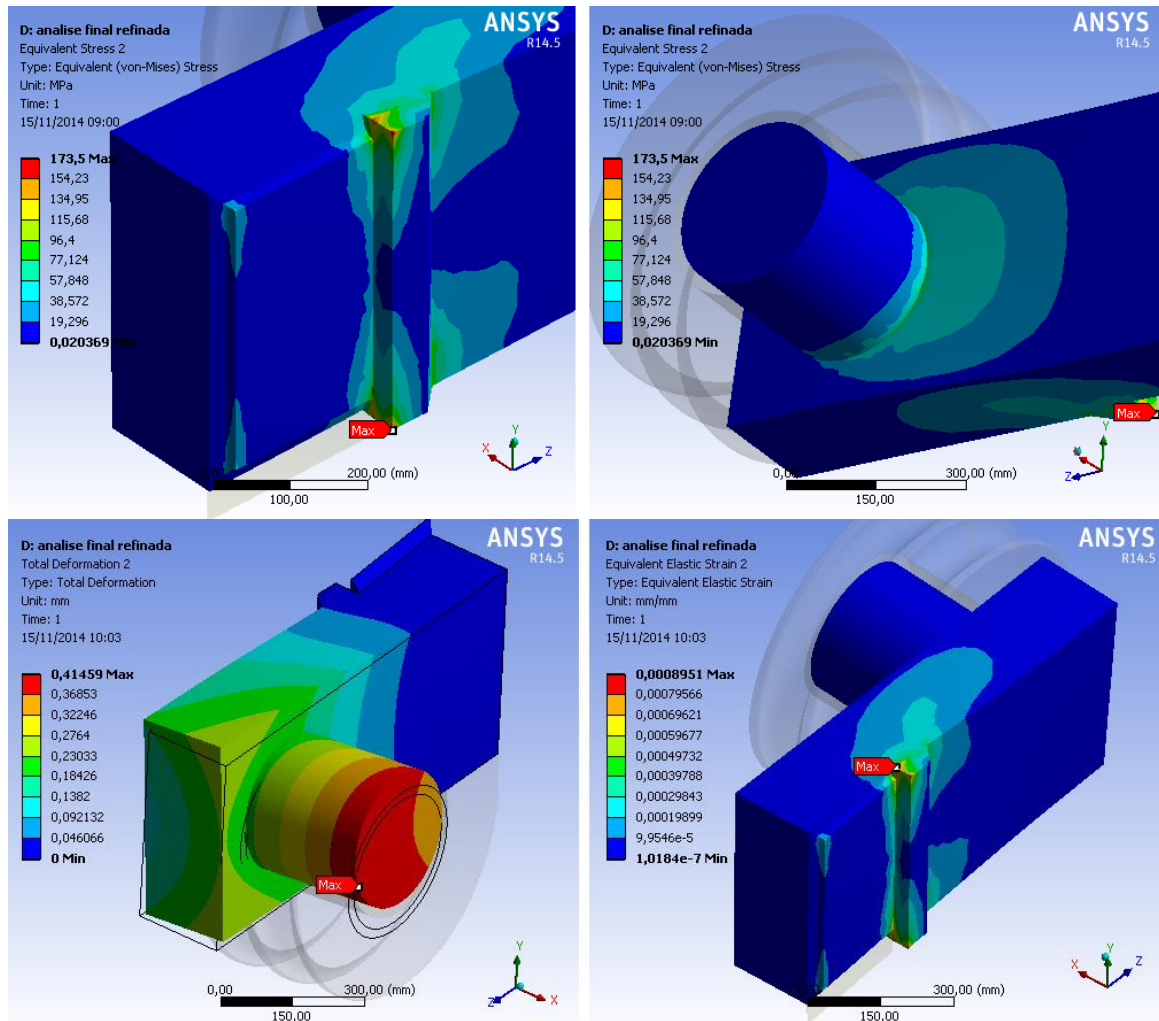


Figura 32 – Resultados das tensões, deslocamentos e deformações

Tensões de <i>von Mises</i>		
Tensão tração de pico	173,5	MPa
Tensão tração média	96,4	MPa
Tensão máxima de cisalhamento	93,5	MPa
Máximo deslocamento	0,41	mm
Máxima deformação	0,895E-3	mm/mm

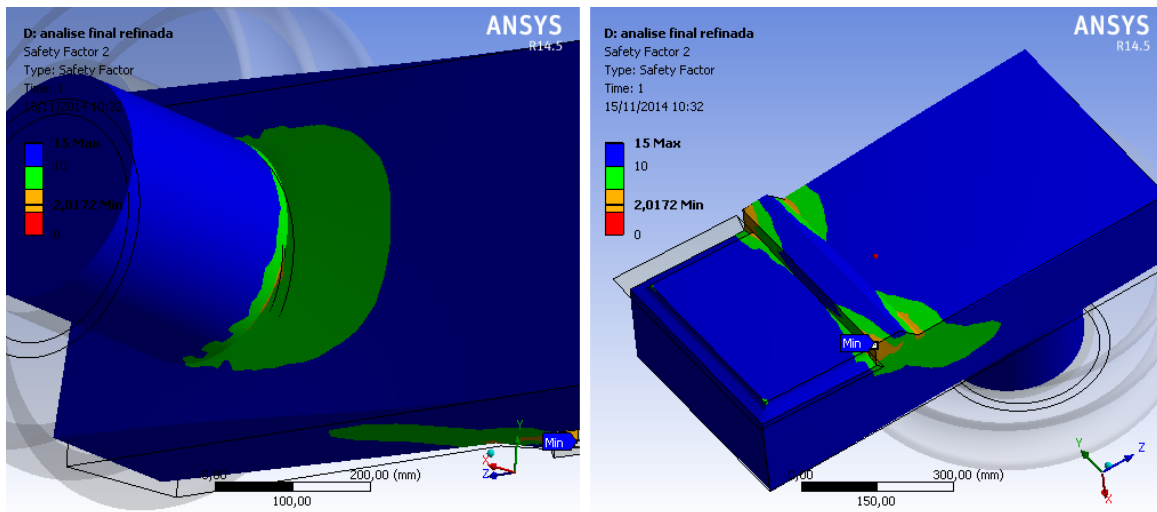


Figura 33 – Distribuição do fator de segurança

Análises e conclusões

A máxima tensão de tração foi igual a 173,5 MPa e para garantir o fator de segurança temos que o limite de escoamento do material deve ser no mínimo igual a $2 \times 173,5$ MPa segundo definido nas hipóteses iniciais, igual a 347 MPa.

O máximo deslocamento em regime elástico foi igual a 0,41 mm o que representa um valor baixo em relação às dimensões e carregamentos aplicados e não acarretará em interferências indesejadas com outros componentes ou travamentos.

O máximo valor de deformação plástica é irrisório e pode ser desconsiderado para efeitos práticos do uso do dispositivo.

A distribuição do fator de segurança é conforme figura 33, apresentando mínimo igual a 2,02 e máximo igual a 15.

Desta forma um aço que atende às necessidades é o S355J2 cuja tensão de escoamento é igual 350 MPa e limite de ruptura na faixa de 470-630 MPa.

Roldana

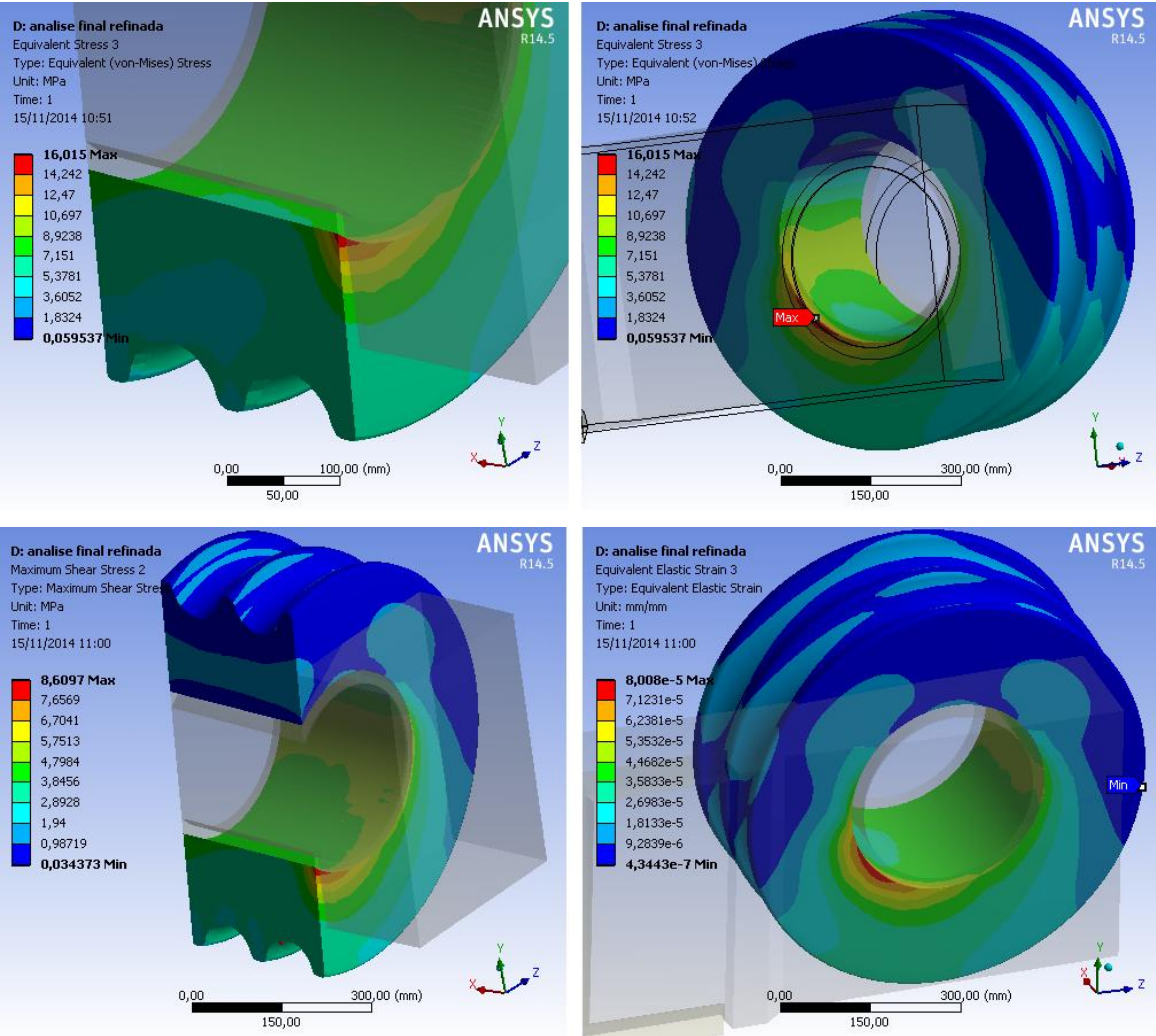


Figura 34 – Resultados das tensões, deslocamentos e deformações

Tensoes de <i>von Mises</i>		
Tensão tração de pico	16,0	MPa
Tensão tração média	8,9	MPa
Tensão máxima de cisalhamento	8,6	MPa
Máximo deslocamento	-	mm
Máxima deformação	8E-5	mm/mm

Análises e conclusões

A máxima tensão de tração foi igual a 16 MPa, o que para qualquer tipo de aço estrutural é um valor muito baixo. Consequentemente os outros valores apresentados foram muito baixos e não conferem maiores discussões. O que vale salientar é que a roldana pode ser fabricada em chapas soldadas e usinadas em conjunto em aço pouco nobre ASTM A36, por exemplo, com limite de escoamento igual a 250 MPa ou até S235J2G3 com limite de escoamento igual a 215 MPa. Uma dúvida que pode surgir nesta etapa é “por que utilizar uma roldana superdimensionada?”. A resposta é simples, na realidade o que limita o diâmetro da roldana é a curva que o cabo terá que ter para que não concentre tensões nos fios de aço para que não haja esmagamento, deformação plástica, de seu material. Desta forma o diâmetro do canal e o diâmetro da roldana estão mais associados à capacidade de carga e geometria do cabo necessário do que das tensões atuantes em sua estrutura em si.

O deslocamento não foi contabilizado no resumo dos resultados, pois na realidade a roldana se desloca solidariamente ao munhão do bloco do dispositivo, acompanhando seu movimento e não devido aos deslocamentos provenientes das forças atuantes na estrutura.

Bucha

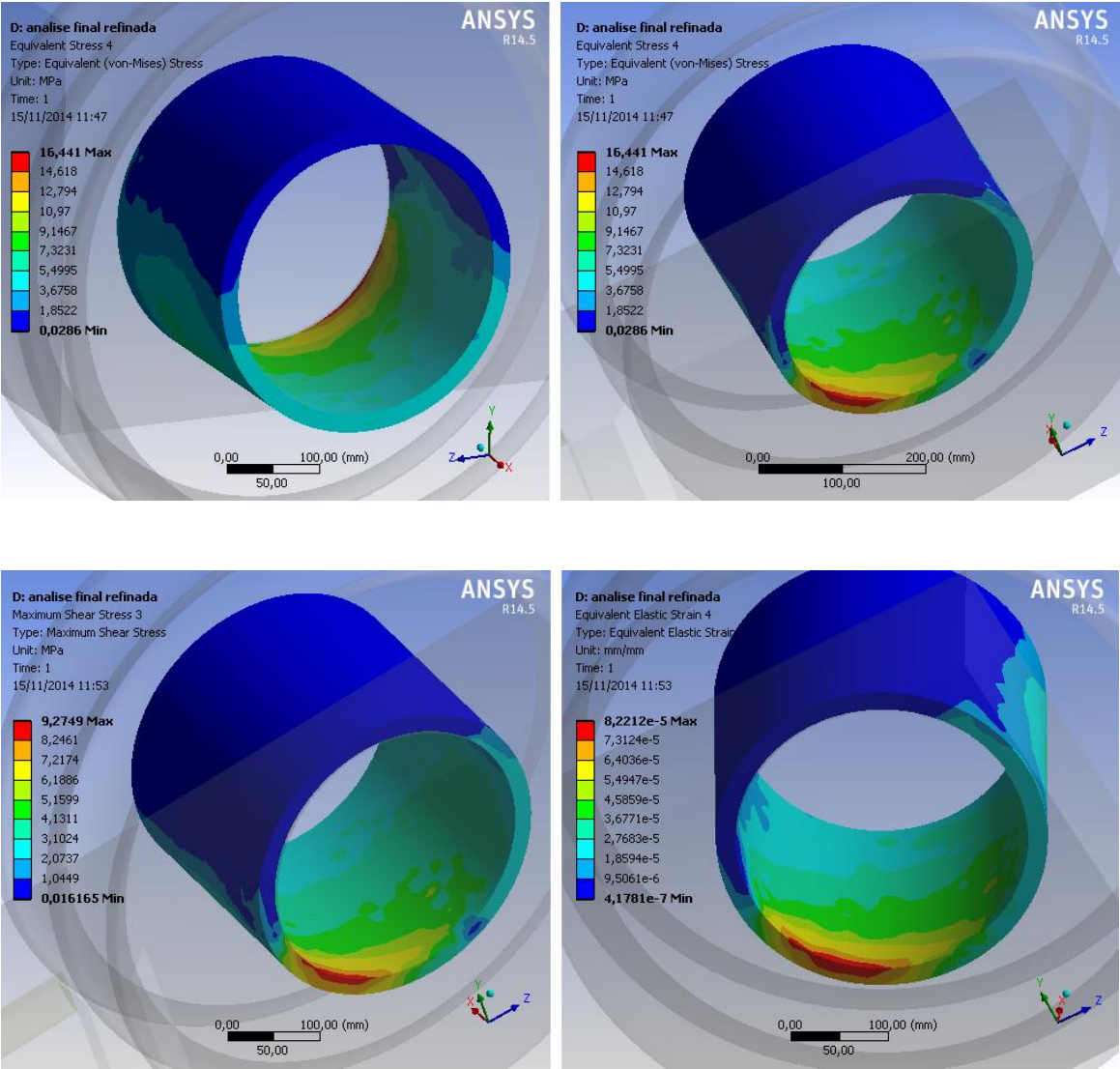


Figura 35 - Resultados das tensões, deslocamentos e deformações

Tensoes de <i>von Mises</i>		
Tensão tração de pico	16,4	MPa
Tensão tração média	9,1	MPa
Tensão máxima de cisalhamento	9,3	MPa
Máximo deslocamento	-	mm
Máxima deformação	8,2E-5	mm/mm

Análises e conclusões

A máxima tensão encontrada foi igual a 16,4 MPa, o que representa um valor muito baixo para o material da bucha de bronze, acima de 200 MPa.

O deslocamento não foi contabilizado no resumo dos resultados, pois na realidade a roldana se desloca solidariamente ao munhão do bloco do dispositivo, acompanhando seu movimento e não devido aos deslocamentos provenientes das forças atuantes na estrutura.

Valores de deformação plástica também são desprezíveis em vista das tensões atuantes.

12. Conclusões finais

Para o projeto do dispositivo obteve-se fator mínimo de segurança igual a 2,01 na região de máximo de tensão na solda do bloco do dispositivo. Quanto às demais regiões o projeto apresentou tensões baixas em relação ao limite de escoamento dos materiais adotados.

Não são consideradas as tensões residuais devido aos efeitos térmicos da solda, podendo ser escopo de um refinamento maior de um estudo futuro.

13. Bibliografia

Timoshenko, Stephen P. Mecânica dos Sólidos. Tradução e coordenação técnica de José Rodrigues de Carvalho. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos, 1994. 2 v

Beer, Ferdinand Pierre; Jonhston, Russel E. Resistência dos Materiais. 3. ed. Tradução e revisão técnica de Celso Pinto Morais Pereira. São Paulo: Makron Books, 1995.

Cheng, B.Ivanyi, P.Muyllé, J.Putanowicz, R.Topping, B. H. V Finite Element Mesh Generation, 2012. 2ªed.

Saeed Moaveni, Finite Element Analysis: Theory and Application with ANSYS, 4ªed

F. M. Azevedo, Álvaro, Método dos elementos finitos, 2003, 1ªed.

14. Anexo A – Solução computacional

```
*****
***** SOLUTION *****
*****
```

```
***** ANSYS SOLUTION ROUTINE *****
```

*** ELEMENT MATRIX FORMULATION TIMES

TYPE	NUMBER	ENAME	TOTAL CP	AVE CP
------	--------	-------	----------	--------

1	12221	SOLID187	3.713	0.000304
2	16460	SOLID186	11.419	0.000694
3	798	SOLID186	0.624	0.000782
4	11564	SOLID187	3.900	0.000337
5	1577	CONTA174	0.905	0.000574
6	1577	TARGE170	0.125	0.000079
7	1768	CONTA174	1.123	0.000635
8	1768	TARGE170	0.000	0.000000
9	1800	CONTA174	0.686	0.000381
10	1800	TARGE170	0.125	0.000069
11	1166	SURF154	0.562	0.000482
12	96	COMBIN14	0.031	0.000325

Time at end of element matrix formulation CP = 22.5577431.

ALL CURRENT ANSYS DATA WRITTEN TO FILE NAME= file.rdb

FOR POSSIBLE RESUME FROM THIS POINT

FORCE CONVERGENCE VALUE = 0.3758E+05 CRITERION= 72.72

curEqn= 16532 totEqn= 16532 Job CP sec= 24.321

Factor Done= 100% Factor Wall sec= 0.810 rate= 6290.2 Mflops

Iteration= 40 Ratio= 0.281658 Limit= 1.000000E-08 Wall= 2.6

Iteration= 115 Ratio= 6.533307E-04 Limit= 1.000000E-08 Wall= 7.6

Iteration= 190 Ratio= 3.053852E-06 Limit= 1.000000E-08 Wall= 12.6

PRECONDITIONED SOLVER CP TIME = 38.127

PRECONDITIONED SOLVER ELAPSED TIME = 19.881

EQUIL ITER 1 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.4448

LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.4448

FORCE CONVERGENCE VALUE = 0.5866E+05 CRITERION= 563.2

EQUIL ITER 2 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.3748E-01

LINE SEARCH PARAMETER = 0.9026 SCALED MAX DOF INC = 0.3383E-01

FORCE CONVERGENCE VALUE = 0.3386E+05 CRITERION= 657.4

EQUIL ITER 3 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.9688E-02

LINE SEARCH PARAMETER = 0.9876 SCALED MAX DOF INC = -0.9568E-02

FORCE CONVERGENCE VALUE = 7472. CRITERION= 678.7

EQUIL ITER 4 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.3056E-02

LINE SEARCH PARAMETER = 0.9037 SCALED MAX DOF INC = 0.2762E-02

FORCE CONVERGENCE VALUE = 2586. CRITERION= 692.3

*** NOTE ***

CP = 715.140 TIME= 07:00:37

The initial memory allocation (-m) has been exceeded.

Supplemental memory allocations are being used.

EQUIL ITER 5 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.1071E-02

LINE SEARCH PARAMETER = 0.8861 SCALED MAX DOF INC = -0.9487E-03

FORCE CONVERGENCE VALUE = 1802. CRITERION= 706.4

EQUIL ITER 6 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.7407E-03

LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.7407E-03

FORCE CONVERGENCE VALUE = 1412. CRITERION= 720.8

EQUIL ITER 7 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.1092E-02

LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.1092E-02

FORCE CONVERGENCE VALUE = 1451. CRITERION= 735.5

EQUIL ITER 8 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.2603E-02

LINE SEARCH PARAMETER = 0.7865 SCALED MAX DOF INC = 0.2047E-02

FORCE CONVERGENCE VALUE = 1733. CRITERION= 750.5

EQUIL ITER 9 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.4486E-03

LINE SEARCH PARAMETER = 0.9995 SCALED MAX DOF INC = 0.4483E-03

FORCE CONVERGENCE VALUE = 1156. CRITERION= 765.8

EQUIL ITER 10 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.6501E-03

LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.6501E-03

FORCE CONVERGENCE VALUE = 1133. CRITERION= 781.4
 EQUIL ITER 11 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.7185E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.7185E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1097. CRITERION= 797.4
 EQUIL ITER 12 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.7640E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.7640E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1035. CRITERION= 813.7
 EQUIL ITER 13 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.4141E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.4141E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 977.6 CRITERION= 830.3
 EQUIL ITER 14 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.2897E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.2897E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1430. CRITERION= 847.2
 EQUIL ITER 15 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.8712E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.8712E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 2077. CRITERION= 864.5
 EQUIL ITER 16 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.9659E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.9659E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1381. CRITERION= 882.1
 EQUIL ITER 17 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.4591E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.4591E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1021. CRITERION= 900.1
 EQUIL ITER 18 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.4890E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.4890E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1009. CRITERION= 918.5
 EQUIL ITER 19 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= -0.1157E-02
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = -0.1157E-02
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1096. CRITERION= 937.3
 EQUIL ITER 20 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.1829E-02
 LINE SEARCH PARAMETER = 0.9624 SCALED MAX DOF INC = 0.1761E-02
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 1353. CRITERION= 956.4
 EQUIL ITER 21 COMPLETED. NEW TRIANG MATRIX. MAX DOF INC= 0.3924E-03
 LINE SEARCH PARAMETER = 1.000 SCALED MAX DOF INC = 0.3924E-03
 FORCE CONVERGENCE VALUE = 789.4 CRITERION= 975.9 <<< CONVERGED
 >>> SOLUTION CONVERGED AFTER EQUILIBRIUM ITERATION 21

*** ELEMENT RESULT CALCULATION TIMES

TYPE	NUMBER	ENAME	TOTAL CP	AVE CP
------	--------	-------	----------	--------

1	12221	SOLID187	3.401	0.000278
2	16460	SOLID186	6.429	0.000391
3	798	SOLID186	0.125	0.000157
4	11564	SOLID187	2.948	0.000255
5	1577	CONTA174	0.187	0.000119
6	1577	TARGE170	0.031	0.000020
7	1768	CONTA174	0.499	0.000282
8	1768	TARGE170	0.062	0.000035
9	1800	CONTA174	0.218	0.000121
10	1800	TARGE170	0.125	0.000069
11	1166	SURF154	0.093	0.000080
12	96	COMBIN14	0.000	0.000000

*** NODAL LOAD CALCULATION TIMES

TYPE	NUMBER	ENAME	TOTAL CP	AVE CP
------	--------	-------	----------	--------

1	12221	SOLID187	0.078	0.000006
2	16460	SOLID186	0.343	0.000021
3	798	SOLID186	0.000	0.000000
4	11564	SOLID187	0.031	0.000003
5	1577	CONTA174	0.031	0.000020
6	1577	TARGE170	0.000	0.000000
7	1768	CONTA174	0.062	0.000035
8	1768	TARGE170	0.000	0.000000
9	1800	CONTA174	0.031	0.000017
10	1800	TARGE170	0.000	0.000000
11	1166	SURF154	0.000	0.000000
12	96	COMBIN14	0.000	0.000000

*** LOAD STEP 1 SUBSTEP 1 COMPLETED. CUM ITER = 21

*** TIME = 1.00000 TIME INC = 1.00000

*** NOTE ***

CP = 5390.100 TIME= 07:41:03

Total CPU time for main thread : 2791.4 seconds
Total CPU time summed for all threads : 5390.6 seconds

Elapsed time spent pre-processing model (/PREP7) : 1.4 seconds
Elapsed time spent solution - preprocessing : 1.7 seconds
Elapsed time spent computing solution : 2798.1 seconds
Elapsed time spent solution - postprocessing : 0.0 seconds
Elapsed time spent post-processing model (/POST1) : 0.1 seconds

Equation solver computational rate : 3889.0 Mflops

Maximum total memory used : 576.0 MB
Maximum total memory allocated : 1384.0 MB
Maximum total memory available : 6 GB

15. Anexo B – Resumo das entradas e saídas do Ansys

Object Name	Cordão de solda	Roldana	Bucha	Dispositivo
State	Meshed			
Definition				
Stiffness Behavior	Flexible			
Coordinate System	Default Coordinate System			
Material				
Assignment	Structural Steel			
Nonlinear Effects	Yes			
Thermal Strain Effects	Yes			
Bounding Box				
Length X	37,575 mm	280, mm		525, mm
Length Y	514,12 mm	700, mm	339,97 mm	460, mm
Length Z	295,86 mm	700, mm	339,94 mm	970, mm
Properties				
Volume	6,6242e+005 mm³	6,5944e+007 mm³	5,6297e+006 mm³	1,1148e+008 mm³
Mass	5,2 kg	517,66 kg	44,193 kg	875,13 kg
Centroid X	3408,4 mm	3757,5 mm		3554,1 mm
Centroid Y	-2,8945e-003 mm	2,7503e-014 mm	1,7868e-013 mm	-2,4347e-005 mm
Centroid Z	-658, mm	-2,2079e-005 mm	2,1891e-006 mm	-213,05 mm
Moment of Inertia Ip1	2,3168e+005 kg·mm²	3,4926e+007 kg·mm²	1,135e+006 kg·mm²	8,047e+007 kg·mm²
Moment of Inertia Ip2	41435 kg·mm²	2,1056e+007 kg·mm²	8,5615e+005 kg·mm²	7,7032e+007 kg·mm²
Moment of Inertia Ip3	1,9022e+005 kg·mm²	2,1056e+007 kg·mm²	8,5615e+005 kg·mm²	2,3524e+007 kg·mm²
Statistics				
Nodes	21079	73083	5387	19823
Elements	12221	16460	798	11564
Mesh Metric	Warping Factor			
Min	0			
Max	0	0,080056	5,1191E-14	0
Average	0	7,32232950520539E-03	2,86641382205514E-15	0
Standard Deviation	0	9,03172451457285E-03	6,82592265348647E-15	0
Object Name	Bonded - Cordão de solda To Dispositivo	Frictional - Roldana To Bucha	Rough - Bucha To Dispositivo	
State	Fully Defined			

Scope			
Scoping Method	Geometry Selection		
Contact	8 Faces	1 Face	
Target	8 Faces	1 Face	
Contact Bodies	Cordão de solda	Roldana	Bucha
Target Bodies	Dispositivo	Bucha	Dispositivo
Definition			
Type	Bonded	Frictional	Rough
Scope Mode	Automatic		
Behavior	Program Controlled		
Trim Contact	Program Controlled		
Trim Tolerance	3,5352 mm		
Suppressed	No		
Friction Coefficient		0,2	

Object Name	Mesh
State	Solved
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Relevance	0
Sizing	
Use Advanced Size Function	Off
Relevance Center	Fine
Element Size	Default
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	Medium
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Minimum Edge Length	0,11770 mm
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Patch Conforming Options	
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Advanced	
Shape Checking	Standard Mechanical
Element Midside Nodes	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Extra Retries For Assembly	Yes

Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Mesh Morphing	Disabled
Defeaturing	
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Automatic Mesh Based Defeaturing	On
Defeaturing Tolerance	Default
Statistics	
Nodes	119372
Elements	41043
Mesh Metric	Warping Factor
Min	0
Max	0,080056
Average	6,98374919780293E-03
Standard Deviation	8,95347315352192E-03

Object Name	<i>Equivalent Stress</i>	<i>Total Deformation</i>	<i>Equivalent Elastic Strain</i>	<i>Equivalent Stress 2</i>	<i>Equivalent Stress 3</i>
State	Solved				
Scope					
Scoping Method	Geometry Selection				
Geometry	All Bodies			1 Body	
Definition					
Type	Equivalent (von-Mises) Stress	Total Deformation	Equivalent Elastic Strain	Equivalent (von-Mises) Stress	
By	Time				
Display Time	Last				
Calculate Time History	Yes				
Identifier					
Suppressed	No				
Integration Point Results					
Display Option	Averaged		Averaged		
Results					
Minimum	2,0369e-002 MPa	0, mm	1,0184e-007 mm/mm	2,0369e-002 MPa	5,9537e-002 MPa
Maximum	173,5 MPa	0,49324 mm	8,951e-004 mm/mm	173,5 MPa	16,015 MPa
Minimum Occurs On	Dispositivo	Cordão de solda	Dispositivo		
Maximum Occurs On	Dispositivo	Roldana	Dispositivo		

Object Name	Moment Reaction	Moment Reaction 2	Moment Reaction 3	Force Reaction
State	Solved			
Definition				
Type	Moment Reaction			Force Reaction
Location Method	Boundary Condition			
Boundary Condition	Fixed Support	Frictionless Support	Fixed Support 2	Weak Springs
Orientation	Global Coordinate System			
Summation	Centroid			
Suppressed	No			
Options				
Result Selection	All			
Display Time	End Time			
Results				
X Axis	6,667e+007 N·mm	7,436e+007 N·mm	1,8276e+008 N·mm	1,026e-004 N
Y Axis	-4693,1 N·mm	1,3477e+005 N·mm	80563 N·mm	-2,0655e-002 N
Z Axis	-5,2913e+007 N·mm	-6,4951e+007 N·mm	-8,1195e+007 N·mm	6,4692e-005 N
Total	8,5115e+007 N·mm	9,8733e+007 N·mm	1,9998e+008 N·mm	2,0656e-002 N
Maximum Value Over Time				
X Axis	6,667e+007 N·mm	7,436e+007 N·mm	1,8276e+008 N·mm	1,026e-004 N
Y Axis	-4693,1 N·mm	1,3477e+005 N·mm	80563 N·mm	-2,0655e-002 N
Z Axis	-5,2913e+007 N·mm	-6,4951e+007 N·mm	-8,1195e+007 N·mm	6,4692e-005 N
Total	8,5115e+007 N·mm	9,8733e+007 N·mm	1,9998e+008 N·mm	2,0656e-002 N
Minimum Value Over Time				
X Axis	6,667e+007 N·mm	7,436e+007 N·mm	1,8276e+008 N·mm	1,026e-004 N
Y Axis	-4693,1 N·mm	1,3477e+005 N·mm	80563 N·mm	-2,0655e-002 N
Z Axis	-5,2913e+007 N·mm	-6,4951e+007 N·mm	-8,1195e+007 N·mm	6,4692e-005 N
Total	8,5115e+007 N·mm	9,8733e+007 N·mm	1,9998e+008 N·mm	2,0656e-002 N