

UNESP  **UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA**

”JÚLIO DE MESQUITA FILHO”

CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

**PROJETO ESTRUTURAL DE UM CONECTOR BIPARTIDO UTILIZADO
NA INDÚSTRIA DE ÓLEO & GÁS ATRAVÉS DO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

**GUARATINGUETÁ
2015**

UNESP
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2015

MARCELINO DOS SANTOS, Jefferson Rodrigo

**DM
2015**

**Guaratinguetá
2015**

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

**PROJETO ESTRUTURAL DE UM CONECTOR BIPARTIDO UTILIZADO
NA INDÚSTRIA DE ÓLEO & GÁS ATRAVÉS DO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia
do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual
Paulista, para o título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Projetos.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

Guaratinguetá
2015

S237p

Santos, Jefferson Rodrigo Marcelino dos

Projeto estrutural de um conector bipartido utilizado na indústria de óleo & gás através do método dos elementos finitos / Jefferson Rodrigo Marcelino dos Santos – Guaratinguetá, 2015.

137 f. : il.

Bibliografia : f. 119-121

Dissertação (Mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2015.

Orientador: Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva

1 Projeto estrutural - Modelos matemáticos 2. Vedação (Tecnologia) 3. Indústria petrolífera 4. Método dos elementos finitos I. Título

CDU 624.04 (043)

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: PROJETOS**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. Edson Cocchieri Botelho
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. FERNANDO DE AZEVEDO SILVA
Orientador / UNESP-FEG


Prof. Dr. ERICK SIQUEIRA GUIDI
UNESP-FEG


Prof. Dr. ROSINEI BATISTA RIBEIRO
FATEA/LORENA

Dezembro de 2015

DADOS CURRICULARES

JEFFERSON RODRIGO MARCELINO DOS SANTOS

NASCIMENTO	04.09.1980 – PINDAMONHANGABA/ SP
FILIAÇÃO	José Marcelino dos Santos Ana Maria Pereira dos Santos
1997/1999	Curso Técnico em Mecânica Colégio Técnico Industrial de Guaratinguetá (CTIG/UNESP)
2000/2005	Curso de Graduação Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá (FEG/UNESP)
2014/2015	Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, nível Mestrado, na Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá (FEG/UNESP)

DEDICATÓRIA

de modo especial, a meus filhos, Thômas e Lara e à minha esposa
Lidymara, que me motivam a vencer todos os obstáculos do dia a dia.

AGRADECIMENTOS

Aos meus filhos, Thômas e Lara por me fornecerem energia para procurar progredir sempre.

À minha esposa, sou muito grato pelo amor, companheirismo e por ter me incentivado a concluir o mestrado quando parecia impossível seguir em frente.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Fernando de Azevedo Silva, pela confiança, incentivo e principalmente pelos ensinamentos referentes aos elementos de projeto mecânico durante o curso de graduação e à teoria de elementos finitos durante o mestrado, pois foi após o curso de Elementos Finitos que recebi a oportunidade de trabalhar no departamento de cálculo estrutural.

SANTOS, J.R.M. **Projeto Estrutural de um Conector Bipartido Utilizado na Indústria de Óleo & Gás através do Método dos Elementos Finitos**. 2015. 137f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

RESUMO

O conector bipartido, por sua simplicidade construtiva quando comparado ao conector tipo “collet” se torna um componente mecânico bastante atrativo para unir equipamentos em situações na qual não há carga externa de momento fletor. A proposta desse trabalho foi mostrar em detalhes o projeto de um conector bipartido para operar com 68,9 MPa de pressão interna e travado por quatro parafusos UN 1,25” - 8 FPP submetido ao torque de 762,3 N.m (gerando pré-carga de 221,4 kN em cada um dos quatro parafusos) que foi suficiente para energizar o selo metálico e garantir que as faces dos “hubs” se encostassem durante a montagem. A análise foi considerada em duas situações, mínimo coeficiente de atrito (0,08) e máximo coeficiente de atrito (0,15) nas faces de contato entre os Hubs e Bipartidos. Para a condição de mínimo atrito foi verificado que o nível de tensão gerado nas peças do conector não ultrapassa o limite de aceitação da API 6A e API 17D. Para a condição de máximo atrito, foi comprovado que na pior situação tem-se pressão de contato na região de vedação superior a três vezes o valor da pressão hidrostática referente à lâmina d’água de 3000 metros, garantindo que não haverá entrada de água do mar no sistema, mesmo em uma situação extrema na qual a pressão interna seja nula. Para as análises de elementos finitos, foi utilizado o software Abaqus CAE.

PALAVRAS-CHAVE: Vedação Metálica, Método dos Elementos Finitos, Conector Bipartido, Indústria de Óleo & Gás

SANTOS, J.R.M. **Structural Design of Clamp Connector Used in Oil & Gas Company by using the Finite Element Method**. 2015. 137f. Dissertation (Master in Mechanic Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

ABSTRACT

The clamp connector, due to your built simplicity in comparison to the collet connector is an attractive part to connect equipment where there is no external bending moment. The purpose of this job was show in details the clamp connector design for 68.9 MPa internal working pressure locked by four screws UN 1.25"-8 TPI under torque 762.3 N.m (that created bolt load 221.4 kN at each one of the four screws) that was enough to set the seal and ensure hub face to face during assembly. The analysis was considered in two situations, minimum friction (0.08) and maximum friction (0.15) at the contact faces between the Hubs and Clamps. At the minimum friction condition, was verified the stress level at the parts is acceptable by API 6A and API 17D. At the maximum friction condition, was verified at the worst condition the contact press at sealing area is higher than 3 times the hydrostatic pressure at 3000 meters water depth, and therefore enough to ensure no sea water entering in the system at the extreme situation where there is no internal pressure. For the finite element analysis was used the software Abaqus CAE.

KEYWORDS: Metal Seal, Finite Element Method, Clamp Connector, Oil & Gas Company

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Conector tipo “Collet”, cujo elemento fixador é composto por segmentos produzidos após torneamento de um cilindro oco.....	23
Figura 2 – Hub, utilizado para permitir interface com o equipamento em que estiver montado o conector	24
Figura 3 - Conector Bipartido	26
Figura 4 - Atuador Hidráulico (calço hidráulico)	30
Figura 5 - Atuador Hidráulico (efeito seringa ou calço negativo)	31
Figura 6 – Barra Prismática Analisada sob Compressão	33
Figura 7 – Região Engastada da Viga Prismática.....	33
Figura 8 – Aplicação da Carga de Compressão.....	34
Figura 9 – Tensão de von Mises (MPa) – Barra Completa.....	34
Figura 10 – Tensão de von Mises (MPa) – A 5mm da face de aplicação da carga.....	35
Figura 11 – Tensão de von Mises (MPa) – A 10mm da face de aplicação da carga.....	35
Figura 12 – Tensão de von Mises (MPa) – A 15mm da face de aplicação da carga.....	36
Figura 13 – Tensão de von Mises (MPa) – A 20mm da face de aplicação da carga.....	36
Figura 14 – Tensão de von Mises (MPa) – A 25mm da face de aplicação da carga.....	37
Figura 15 – Tensão de von Mises (MPa) – A 30mm da face de aplicação da carga.....	37
Figura 16 – Tensão de von Mises (MPa) – A 35mm da face de aplicação da carga.....	38
Figura 17 – Tensão de von Mises (MPa) – Distante 175mm da face da carga.....	38
Figura 18 – Tensão de von Mises (MPa) – Corte paralelo ao plano YZ.....	39
Figura 19 – Distribuição de Tensões em uma chapa mostrando tendência da tensão média à medida que se afasta da região de aplicação da carga.....	40
Figura 20 – Seção Transversal de um vaso de pressão de parede fina.....	41

Figura 21 – Tensões de Membrana em um cilindro de parede fina.....	41
Figura 22 – Tensão circunferencial (Hoop Stress).....	42
Figura 23 – Tensão Longitudinal	42
Figura 24 - Cilindro submetido a pressões interna e externa	44
Figura 25 – Receptáculo para ferramenta de torque	44
Figura 26 – Principais Dimensões (mm) do Conector Bipartido.....	45
Figura 27 - Força atuadora (F_1) e geradora (F_2)	46
Figura 28 - Diagramas de Corpo Livre (A) Bipartido, B (Hubs)	47
Figura 29 - Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,08$ e $0,15$	49
Figura 30 – Geometria da Rosca Unificada.....	50
Figura 31 – Região submetida ao cisalhamento	53
Figura 32 - Desenvolvimento de uma hélice do parafuso.....	54
Figura 33 - Tensões principais em um elemento.....	56
Figura 34 - Tensão Admissível para condição de teste (A) e operação (B).....	57
Figura 35 - Curva tensão deformação (material elástico perfeitamente plástico).....	58
Figura 36 – Caminhos para linearização de tensão.....	60
Figura 37 – Dispositivo para determinação do coeficiente de atrito estático.....	61
Figura 38 – Diagrama de Corpo Livre (dispositivo de teste).....	62
Figura 39 - Procedimento para obtenção da Força de Energização do Selo.....	65
Figura 40 - Fluxograma com a metodologia utilizada para determinar a força de energização do selo metálico	66
Figura 41 - Malha de Elementos Finitos Axissimétricos	68
Figura 42 - Pares de Contato (energização do selo).....	70

Figura 43 - Plano de simetria considerado na análise	72
Figura 44 - Malha de Elementos Finitos, considerado filetes paralelos.....	73
Figura 45 - Pares de Contato.....	75
Figura 46 - Aplicação da pré-carga nos parafusos.....	80
Figura 47 - Aplicação da pressão interna.....	81
Figura 48 - Aplicação da pressão externa.....	82
Figura 49 - Fluxograma com a metodologia utilizada para análise do conector bipartido	83
Figura 50 - Tensão de von Mises (MPa) - Conjunto.....	84
Figura 51 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs	85
Figura 52 - Tensão de von Mises (MPa) – Selo Metálico.....	85
Figura 53 – Deformação Plástica.....	86
Figura 54 – Gráfico da Força de Energização.....	86
Figura 55 - Tensão de von Mises (MPa) - Conjunto.....	87
Figura 56 - Tensão de von Mises (MPa) - Hubs.....	87
Figura 57 - Tensão de von Mises (MPa) - Selo.....	88
Figura 58 – Deformação Plástica - Selo.....	88
Figura 59 - Gráfico da Força de Energização.....	89
Figura 60 - Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (1º Step $\mu=0,08$).....	92
Figura 61 - Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (1º Step $\mu=0,08$).....	93
Figura 62 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (1º Step $\mu=0,08$).....	93
Figura 63 - Tensão de von Mises (MPa) – Selo (1º Step $\mu=0,08$).....	94
Figura 64 – Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (1º Step $\mu=0,08$).....	94

Figura 65 - Tensão de von Mises (MPa) – Corpo dos Parafusos (1° Step $\mu=0,08$).....	95
Figura 66 - Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	96
Figura 67 – Força Axial (N) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	96
Figura 68 - Momento Fletor (N.mm) – Parafuso (1° Step $\mu=0,08$).....	97
Figura 69 - Tensão de von Mises (MPa) – Porca (1° Step $\mu=0,08$).....	97
Figura 70 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (1° Step $\mu=0,08$).....	98
Figura 71 - Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (2° Step $\mu=0,08$).....	99
Figura 72 - Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (2° Step $\mu=0,08$).....	100
Figura 73 – Pressão de Contato (MPa) – Bipartido (2° Step $\mu=0,08$).....	100
Figura 74 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (2° Step $\mu=0,08$).....	101
Figura 75 - Força no Hub (N) – Hub Inferior (2° Step $\mu=0,08$).....	101
Figura 76 – Tensão de von Mises (MPa) – Selo (2° Step $\mu=0,08$).....	102
Figura 77 - Tensão de von Mises (MPa) –Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	102
Figura 78 - Tensão de von Mises (MPa) – Corpo do Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	103
Figura 79 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	103
Figura 80 - Força Axial (N) – Parafuso (2° Step $\mu=0,08$).....	104
Figura 81 - Momento Fletor (N.mm) – Parafusos (2° Step $\mu=0,08$).....	104
Figura 82 - Tensão de von Mises (MPa) – Porca (2° Step $\mu=0,08$).....	105
Figura 83 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (2° Step $\mu=0,08$).....	106
Figura 84 - Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (3° Step $\mu=0,08$).....	107
Figura 85 - Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (3° Step $\mu=0,08$).....	108
Figura 86 – Linearização das Tensões (MPa) – Bipartido (3° Step $\mu=0,08$).....	108
Figura 87 - Tensão Linearizada (MPa) – Bipartido (3° Step $\mu=0,08$).....	109

Figura 88 - Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (3° Step $\mu=0,08$).....	109
Figura 89 – Tensão de von Mises (MPa) – Selo (3° Step $\mu=0,08$).....	110
Figura 90 - Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (3° Step $\mu=0,08$).....	110
Figura 91 - Tensão de von Mises (MPa) – Corpo do Parafuso (3° Step $\mu=0,08$).....	111
Figura 92 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$).....	111
Figura 93 - Força Axial (N) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$).....	112
Figura 94 - Momento Fletor (N.m) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$).....	112
Figura 95 - Tensão de von Mises (MPa) – Porca (3° Step $\mu=0,08$).....	113
Figura 96 – Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (3° Step $\mu=0,08$).....	114
Figura 97 – Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna de 68,9 MPa.....	115
Figura 98 – Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna Nula.....	115
Figura 99 – Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna Nula e Pressão Externa 30 MPa	116
Figura 100 – Estado Triplo de Tensões.....	126
Figura 101 – Elemento Sólido Axissimétrico.....	128
Figura 102 - Etapas para análise no Abaqus CAE.....	129
Figura 103 - Encruamento de um material dúctil por trabalho mecânico a frio.....	131
Figura 104 – Montagem parafusada em tração	132
Figura 105 – Pré-carregamento de uma união parafusada.....	133
Figura 106 – Sequência de aperto	135
Figura 107 – Torquímetro de Estalo.....	136
Figura 108 – Torque com torquímetro de estalo.....	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,08$	48
Tabela 2 - Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,15$	49
Tabela 3 – Coeficiente de atrito entre porca e arruela.....	55
Tabela 4 - Composição Química do Inconel 725.....	67
Tabela 5 - Composição Química do Aço SAE 4130.....	68
Tabela 6 – Pré-Carga nos Parafusos para garantir que os Hubs não se separem.....	89
Tabela 7 – Pré-Carga em cada Parafuso para garantir que os Hubs não se separem.....	90

LISTA DE ABREVIATURAS

API	American Petroleum Institute
FPP	Fios por Polegada
MEF	Método dos Elementos Finitos
O&G	Óleo & Gás
TPI	Thread per Inch

LISTA DE SÍMBOLOS

A_c	Área resistente ao cisalhamento
A_{cp}	Área submetida à compressão
A_d	Área de Destravamento
A_t	Área de travamento
b	Largura
d_c	Diâmetro na região submetida ao cisalhamento
d_{cm}	Diâmetro médio de contato entre a porca e seu encosto
d_p	Diâmetro primitivo
d_1	Diâmetro interno da camisa do dispositivo
d_2	Diâmetro externo do atuador do dispositivo
E	Módulo de Elasticidade Longitudinal
f	Força de atrito no filete da rosca
F	Força horizontal necessária para manter a carga sobre a rosca
F_a	Vetor de cargas aplicadas
F_{at}	Força de atrito na interface Clamp/Selo
F_c	Força de Compressão
F_d	Força de Destravamento do Dispositivo
Fe	Elemento químico ferro
F_i	Força devido à pressão interna
F_n	Força normal na interface Clamp/Selo
F_p	Pré-Carga
F_t	Força de Travamento do Dispositivo
F_1	Força Atuadora
F_2	Força Geradora
F_3	Força Normal no Dispositivo
F_4	Força de Atrito no Dispositivo

g	Aceleração da Gravidade
h	Altura da Lâmina d'água
H	Elemento químico hidrogênio
H_f	Altura do Filete
K	Matriz de Rigidez
L	Passo da rosca
N	Força normal ao filete de rosca
P	Peso sobre a rosca
P_d	Pressão de destravamento
P_{hidro}	Pressão Hidrostática
p_i	Pressão Interna
p_o	Pressão Externa
P_t	Pressão de Travamento
r	Raio em um ponto qualquer
r_i	Raio Interno
r_o	Raio Externo
S	Elemento químico Enxofre
t	Espessura
T	Torque aplicado no parafuso
u	Vetor Deslocamento
w	Proporção do passo da rosca submetida ao cisalhamento
w_t	Módulo de Resistência à Torção
α	Ângulo do conector bipartido
β	Ângulo de travamento do dispositivo para cálculo do coeficiente de atrito
ρ	Densidade da água do mar
λ	Ângulo de Avanço da Rosca
μ	Coeficiente de atrito entre os filetes de rosca
μ_c	Coeficiente de atrito entre a porca e seu encosto

μ_d	Coeficiente de atrito entre Bipartido e Hub
μ_e	Coeficiente de atrito no dispositivo
σ_a	Tensão Longitudinal
σ_b	Tensão de Flexão
σ_c	Tensão de Compressão
σ_e	Tensão de Escoamento
σ_i	Componente da tensão de membrana
σ_m	Tensão de Membrana
σ_{max}	Tensão Máxima
σ_{med}	Tensão Média
σ_{min}	Tensão Mínima
σ_r	Tensão Radial
σ_t	Tensão Tangencial (hoop stress)
$\sigma_1 (\sigma_x)$	Tensão Principal na direção do eixo “x”
$\sigma_2 (\sigma_y)$	Tensão Principal na direção do eixo “y”
$\sigma_3 (\sigma_z)$	Tensão Principal na direção do eixo “z”
τ_t	Tensão de Torção
τ_{xy}	Tensão Cortante perpendicular ao eixo “x” e na direção “y”
τ_{yz}	Tensão Cortante perpendicular ao eixo “y” e na direção “z”
τ_{zx}	Tensão Cortante perpendicular ao eixo “z” e na direção “x”

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO.....	23
1.1	CONSIDERAÇÕES GERAIS.....	23
1.2	OBJETIVOS E JUSTIFICATIVAS.....	25
1.3	ESTADO DA ARTE.....	26
1.4	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO.....	29
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS.....	30
2.1	CALÇO HIDRÁULICO.....	30
2.2	CALÇO NEGATIVO (EFEITO SERINGA)	31
2.3	PRINCÍPIO DE SAINT-VENANT	32
2.4	VASO DE PRESSÃO CILÍNDRICO.....	41
2.4.1	Vaso de Parede Fina	41
2.4.1.1	Tensão Circunferencial (Hoop Stress).....	42
2.4.1.2	Tensão Longitudinal	42
2.4.2	Cilindro de parede espessa.....	43
2.4.2.1	Tensões em cilindros de parede espessa.....	43
2.5	CONECTOR BIPARTIDO.....	44
2.6	COEFICIENTE DE ATRITO.....	46
2.7	GANHO MECÂNICO.....	46
2.8	PARAFUSOS.....	49
2.8.1	Tensão Axial	51
2.8.2	Tensão de Cisalhamento.....	51
2.8.3	Tensão de Torção	53
2.8.4	Cálculo do Torque.....	54
2.9	LUBRIFICANTE.....	55

2.10	CRITÉRIO DE ACEITAÇÃO DO PROJETO.....	56
2.10.1	Tensão Primária.....	57
2.10.2	Tensão Secundária.....	59
2.10.3	Tensão de Pico.....	59
2.10.4	Linearização da Tensão.....	59
2.10.5	Vedação Metálica.....	60
3	MATERIAIS E MÉTODOS.....	61
4	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	84
5	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	117
	REFERÊNCIAS.....	119
	GLOSSÁRIO.....	122
	APÊNDICE A – Auto Cad.....	123
	APÊNDICE B – Autodesk Inventor.....	124
	APÊNDICE C – Método dos Elementos Finitos.....	125
	APÊNDICE D – Abaqus CAE	129
	APÊNDICE E – Conformação Mecânica a Frio	131
	APÊNDICE F – Pré-Carga de Junções em Tração.....	132
	APÊNDICE G – Torquímetro	134
	ANEXO A – Principais dimensões de algumas roscas unificadas	137

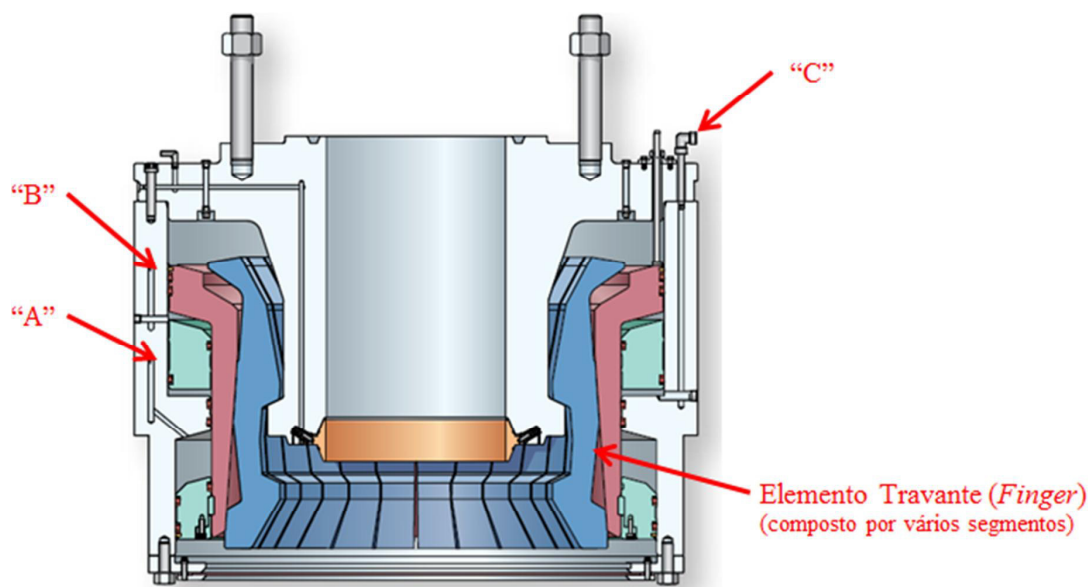
1- INTRODUÇÃO

1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Na indústria de Óleo & Gás, existe a necessidade de interligar diversos equipamentos ou peças com o objetivo de permitir que o fluido extraído (ou injetado) possa percorrer seu ciclo, que pode ser o escoamento de petróleo do reservatório para uma plataforma ou entre equipamentos no fundo do mar, por exemplo.

Quando a união ocorre no mesmo equipamento, geralmente utilizam-se flanges e/ou juntas soldadas, entretanto, quando ocorre entre equipamentos, existe a necessidade de uma montagem temporária e geralmente utiliza-se conector, que nada mais é que um elemento capaz de unir mecanicamente os equipamentos. O tipo mais comum utilizado na indústria de O&G é o Conector “Collet”, onde o elemento que trava, denominado “finger”, é composto por vários segmentos, conforme ilustrado na Figura 01. Para efetuar o travamento do conector, é aplicada pressão na linha de controle “A”. Para efetuar o destravamento, aplica-se pressão na linha de controle “B” ou “C”.

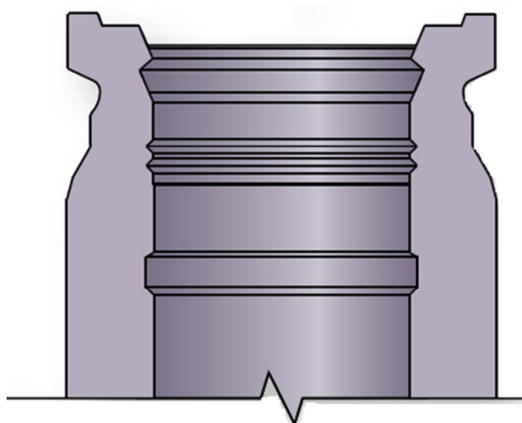
Figura 1: Conector tipo “Collet”, cujo elemento fixador é composto por segmentos produzidos após torneamento de um cilindro oco.



FONTE: Catálogo Cameron

De maneira a possibilitar a montagem, o equipamento a ser acoplado deverá possuir um “Hub” com geometria compatível com o conector em uso. A Figura 2 exemplifica um tipo de Hub.

Figura 2: Hub, utilizado para permitir interface com o equipamento em que estiver montado o conector.



FONTE: Catálogo Cameron

A proposta desse trabalho foi apresentar o projeto estrutural de um conector “bipartido” (tipo “clamp”), utilizado em situações em que os equipamentos a serem unidos recebem apenas pressão interna, gerando esforço no sentido longitudinal do Hub. Obviamente esse esforço longitudinal irá gerar flexão no sistema, devido à alavanca existente entre a região de aplicação da pressão e a fixação do conector no hub.

Para que seja garantido o escoamento do fluido sem vazamento para o meio ambiente e em condição de utilização submarina, sem a entrada de água no sistema, a conexão entre os equipamentos precisa ter um elemento capaz de garantir a vedação. No setor petrolífero, utiliza-se com grande frequência vedação metálica à base de liga de níquel, para que seja capaz de vedar grandes pressões e ainda ser inerte ao H_2S , geralmente presente na composição do petróleo. Em situações onde o H_2S entra em contato com o aço carbono, haverá uma reação conforme apresentado na equação (1), onde átomos de hidrogênio serão liberados, podendo migrar para a estrutura metálica. A presença dos átomos de hidrogênio se comportará basicamente como uma trinca, podendo levar a peça à ruptura.



Mecanicamente, o sucesso da vedação metálica em um conector é semelhante à vedação em uma união por flanges aparafusados, onde a condição ideal é que o somatório das

pré-cargas individuais aplicada nos parafusos seja superior ao carregamento de tração gerado pela pressão aplicada internamente. Os parafusos funcionam como um elemento de mola, e se o somatório das pré-cargas for superior ao carregamento gerado pela pressão, não se espera nenhum alongamento adicional dos mesmos. Isso será válido apenas se a rigidez do sistema tornar o efeito da flexão desprezível, caso contrário, deve-se considerar o efeito da flexão.

O mesmo se aplica aos conectores, ou seja, se a pré-carga gerada no sistema de vedação for superior à carga de tração gerada pela pressão interna, as faces dos equipamentos unidos não se separarão, analogamente ao caso da união por flanges, mas caso a força gerada pela pressão seja superior à carga gerada pela pré-carga nos parafusos, ocorrerá deformação nas peças do conector, e dependendo da rigidez das mesmas e magnitude da carga poderá acarretar em vazamento.

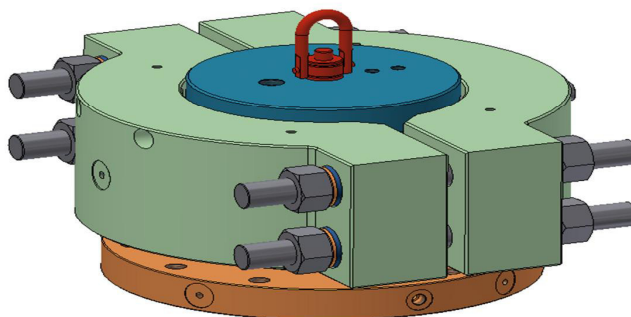
1.2 OBJETIVOS E JUSTIFICATIVAS

O tipo de conector mais utilizado na Indústria de Óleo & Gás para unir os equipamentos/ferramentas é o tipo “collet”, apresentado anteriormente. Esse tipo de conector possui grande capacidade de resistir a esforços externos e internos de tração combinado ao de flexão, gerado principalmente durante a instalação do equipamento, situação na qual pode existir uma coluna de “risers” provenientes do navio, que poderá perder posição caso o mar esteja turbulento, gerando um esforço de flexão e tração de grande magnitude, caso o conector esteja travado a algum equipamento fixo.

Em situações na qual a flexão gerada deve-se exclusivamente à pressão aplicada internamente, um tipo de conector mais simples poderá ser utilizado e o objetivo desse trabalho é apresentar o projeto estrutural de um conector bipartido, que por ser um componente relativamente simples, sem necessidade de ferramentas especiais para acioná-lo, tem um custo bem menor se comparado ao tipo “collet”.

O conector bipartido objeto desse estudo é um elemento puramente mecânico, composto basicamente por parafusos de uniões, selo metálico e sistema de cunha, para amplificar o esforço gerado pelo torque nos parafusos. A Figura 3 ilustra de maneira esquemática o projeto do conector bipartido.

Figura 3: Conector Bipartido



FONTE: Próprio Autor

Para o desenvolvimento desse projeto, foram utilizados modelos de simulação numérica utilizando o método dos elementos finitos por meio do software Abaqus CAE, permitindo analisar o nível de tensão dos principais componentes estruturais. Para geração dos desenhos 2D foi utilizado o software Auto CAD e para desenvolvimento dos modelos 3D utilizou-se o software Inventor.

1.3 ESTADO DA ARTE

Veganzones et al. (2014) analisaram a influência do atrito e do fator de forma (relação entre altura e diâmetro) no forjamento em matriz aberta. Esse estudo foi realizado com o auxílio do método dos elementos finitos, utilizando elemento axissimétrico e validado utilizando o método analítico denominado Slab Method. Como resultado, esse trabalho apresentou que na conformação mecânica considerando atrito nulo, a deformação ficará localizada próximo à linha de centro do anel forjado, enquanto que para coeficiente de atrito elevado, a deformação se distribuirá ao longo da superfície, mas com maior valor no centro, visto que uma maior tensão será exigida nessa região para movimentar o material da periferia, que estará sendo impedida de movimentar pela oposição da força de atrito. Esse trabalho também mostrou que o fator de forma influencia diretamente na região onde ocorrerá a deformação, consequentemente, no desgaste da matriz. Dessa forma, uma análise prévia deve ser realizada a fim de identificar a melhor geometria a ser conformada, de maneira a aperfeiçoar o processo.

Chen et al. (2014) quantificaram o coeficiente de atrito utilizando revestimento de bissulfeto de molibdênio (MoS_2) utilizando o software LAMMPS, que é um software para análise tribológica dinâmica molecular. Os resultados dessa análise apresentou coeficiente de atrito 0,0785.

Kim e Altan (2014) estudaram a influência do coeficiente de atrito e da temperatura durante conformação plástica de um anel metálico. Nesse trabalho, foram fabricados anéis com superfície normal de usinagem e anéis com canais na superfície superior que estaria em contato com a prensa. Esses canais simulam uma superfície com rugosidade 15.000 vezes superior à rugosidade normal. Os resultados apresentaram para condição não lubrificada que ambos os anéis exigiram praticamente a mesma força de conformação, enquanto que na condição lubrificada, os anéis com superfície altamente rugosa (com canais na superfície) exigiram uma força maior. A explicação para esse fato é que a maior pressão de contato na superfície rugosa expulsou maior quantidade do lubrificante, elevando o coeficiente de atrito e consequentemente a carga.

Cetin e Harkegard (2010) compararam a vida em fadiga utilizando método da Tensão Local com os métodos de Peterson, Neuber, Fator de Entalhe (Siebel) e Método do elo mais fraco (Weibull). O resultado dessa análise apresentou que o método da tensão local é muito conservador, apresentando vida útil muito aquém da realidade. A explicação é que os filetes de rosca são um forte concentrador de tensão, apresentando uma tensão de pico muito elevada, porém, como a variação da tensão é muito grande, a consideração do valor máximo no projeto o torna muito conservador. Os métodos do Fator de Entalhe e do Elo mais fraco, proposto por Siebel e Weibull, respectivamente, apresentaram vida útil 79,5 vezes superior à da tensão local máxima, o que comprovou ser um valor próximo à realidade.

Marcelo et al. (2011) estudaram o comportamento de parafusos fabricado em aço AISI 4135 e SCM 435H submetidos a carga de fadiga axial. O objetivo desse trabalho foi verificar a influência da temperatura de revenimento e do processo de laminação da rosca, que poderia ser realizado antes ou após o tratamento térmico. Os aços AISI 4135 e SCM 435H apresentam composição química muito semelhante. A análise metalográfica revelou microestrutura de matriz ferrítica com tamanho de grão semelhante. Após tratamento térmico, ambos apresentaram microestrutura martensítica e a divergência observada foi apenas devido ao processo de laminação na região dos filetes da rosca. O resultado desse trabalho apresentou

que a temperatura de revenimento variando entre 490 e 550°C não tem influência significativa na vida em fadiga dos parafusos submetidos à carga axial, entretanto, os parafusos que tiveram a rosca laminada após o tratamento térmico apresentaram, em média, um acréscimo de 9% na vida em fadiga devido à tensão compressiva residual oriunda do processo de laminação.

Jeyakumar e Christopher (2013) avaliaram a influência da tensão residual oriunda do processo de soldagem em um vaso de pressão fabricado em aço ASTM A36. Essa análise foi realizada considerando método experimental, analítico e também por elementos finitos. Os resultados mostraram que a tensão residual atinge valor máximo, e de tração, na região central da solda, decaindo a um valor de compressão à medida que se afasta do cordão de solda e voltando a zero após sair da zona termicamente afetada. Com relação à pressão de falha, foi observado que a pressão de 48 MPa, obtida em um tubo sem tensão residual caiu para 15 MPa quando adicionado filete de solda.

Radi et al. (2007) introduziram o estudo de tribologia, suas aplicações e sua importância para o desenvolvimento tecnológico. Nesse trabalho, foi informado que as estimativas de reduções de gastos mediante o uso do conhecimento da tribologia era reduzir as perdas por desgaste em 20%, o que teria impacto positivo tanto financeiro quanto ambiental. Uma redução no desgaste em 20% representaria uma economia de 300 milhões de reais por ano e uma redução de 37.500 toneladas de CO₂ emitidos para atmosfera, apenas na cidade de São Paulo.

Dubois, Dubar e Dubar (2014) estudaram o comportamento do atrito durante o processo de forjamento a quente utilizando três tipos de lubrificantes, sendo um à base de grafite, outro denominado lubrificante branco (sendo um deles sal mineral e o outro uma emulsão de óleo em água) e por fim, um sol-gel à base de alumina. Os testes foram realizados a 1200°C em corpo de prova de aço AISI H11 e os resultados mostraram que o lubrificante à base de grafite é o que apresenta menor coeficiente de atrito e maior durabilidade. Também foi observado que quanto menor o tamanho da partícula de grafite menor será o coeficiente de atrito.

Andreas e Merklein (2014) estudaram a influência da rugosidade no coeficiente de atrito entre peças lubrificadas. Esse trabalho apresentou que em geral, o aumento da rugosidade acarreta em elevação no coeficiente de atrito, devido ao fato das cristas da rugosidade impedirem o deslocamento do material, entretanto, foi identificado que valores muito baixo de rugosidade ($R_t=0,1$) apresentou coeficiente de atrito similar a uma superfície com rugosidade $R_t=0,38$

quando ambas as superfícies foram lubrificadas. A explicação para esse fato é que os sulcos presentes na superfície mais rugosa eram capazes de alojar um filme de lubrificante enquanto que a superfície polida com baixa rugosidade não permitiu a presença do lubrificante na medida em que ocorreu o movimento relativo entre as peças.

Ramos et al. (2015) estudaram a deformação em uma chapa apoiada em duas vigas utilizadas como trilho de trem submetida a um carregamento vertical, gerando flexão na chapa sobre as vigas. Esse trabalho teve o intuito de comparar os resultados obtidos pelo método dos elementos finitos, extensometria e Imagem Digital. O resultado desse experimento apresentou resultados similares entre os métodos, porém, com alguma variação que pode ser explicada pelo fato da solda não ser perfeitamente homogênea, o que não é considerada no método de elementos finitos, pelo fato da simetria utilizada no modelo não ser perfeita na prática, devido a imprecisões nos processos de medições, etc.

1.4 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Este trabalho foi distribuído em cinco capítulos, sendo o capítulo 1 destinado à Introdução, o capítulo 2 aos Fundamentos Teóricos, o capítulo 3 aos Materiais e Métodos, o capítulo 4 aos Resultados e Discussão e o capítulo 5 foi destinado às Conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

Capítulo 1: Apresenta o principal tipo de conector utilizado na indústria de Óleo & Gás bem como os objetivos em se utilizar uma versão simplificada para situações em que não há aplicação de momento fletor como carregamento externo.

Capítulo 2: É realizada uma análise resumida das principais teorias utilizadas nesse trabalho, encontradas em normas, livros, artigos científicos, periódicos, dissertações, teses e internet.

Capítulo 3: É explicado passo a passo o procedimento utilizado para projetar o conector bipartido, levando em consideração as tensões atuantes na estrutura bem como a pressão de contato na região de vedação, utilizando o método dos elementos finitos.

Capítulo 4: Os resultados desse trabalho são apresentados e discutidos.

Capítulo 5: São apresentadas as conclusões do autor, baseadas nos resultados contemplados no capítulo 4, assim como sugestões para uma possível continuidade de estudo sobre o tema da dissertação.

2 – FUNDAMENTOS TEÓRICOS

2.1 CALÇO HIDRÁULICO

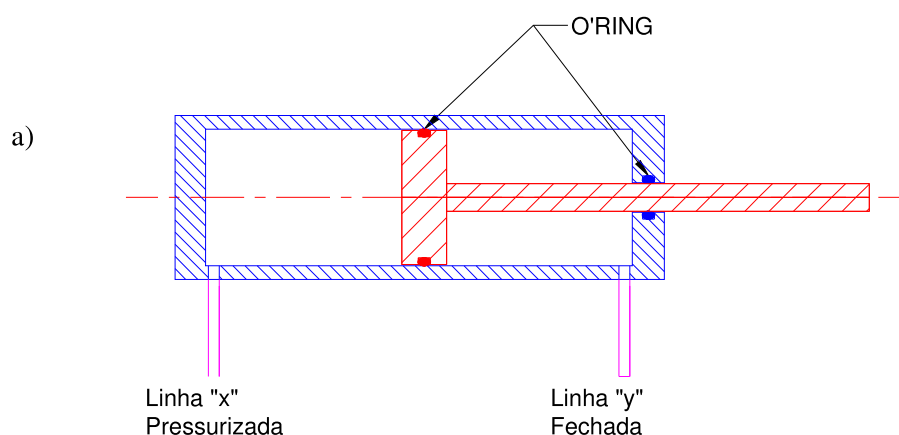
Denomina-se calço hidráulico à obstrução do movimento de uma determinada peça gerado pela presença de um líquido enclausurado. Como o líquido é incompressível, torna-se impossível realizar esse movimento, exigindo dos projetistas e engenheiros o desenvolvimento de sistemas capazes de lidar com essa situação.

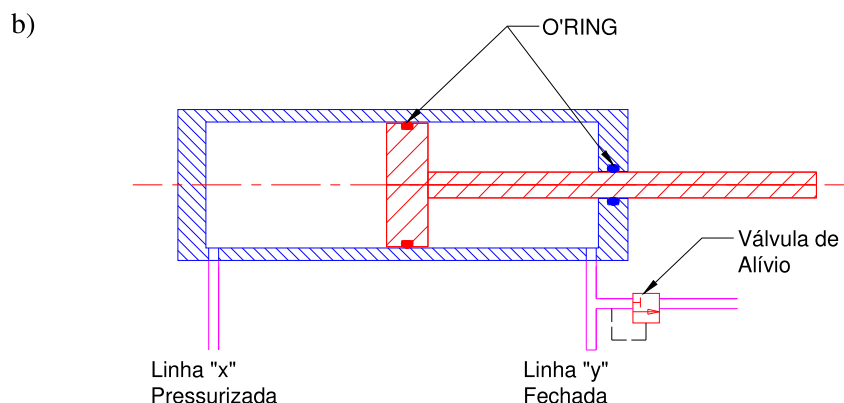
Esse fenômeno é bastante conhecido na Indústria de Óleo e Gás, principalmente no Brasil onde o petróleo é extraído basicamente do fundo do mar e a presença da água é inevitável. Para exemplificar essa situação é apresentado na Figura 4a um atuador hidráulico.

Para facilitar o entendimento, imagine que seja aplicada pressão na Linha “x”, mantendo a Linha “y”, preenchida com fluido, fechada. O fluido presente na câmara “y” ficará enclausurado e funcionará como um batente, impedindo a haste de se deslocar.

O calço hidráulico geralmente é evitado pela utilização de válvulas. A Figura 4b ilustra o mesmo atuador apresentado na Figura 4a, porém, é adicionada uma válvula pilotada na linha “y”. Dessa forma, quando aplicada pressão na Linha “x”, o aumento da pressão na câmara “y” atingirá o valor de abertura da válvula, liberando o calço hidráulico e permitindo o movimento da haste.

Figura 4: Atuador Hidráulico (calço hidráulico)



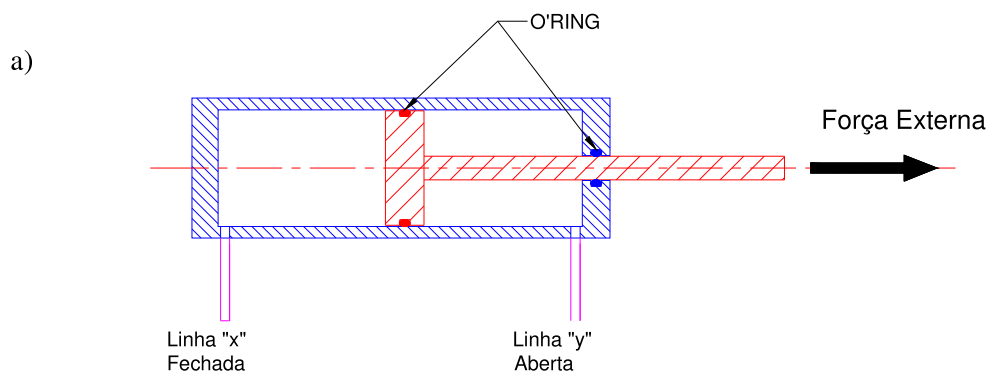


FONTE: Próprio Autor

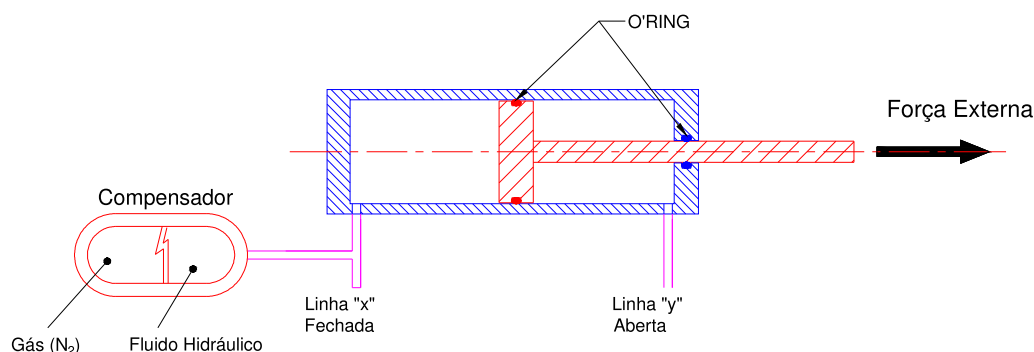
2.2 CALÇO NEGATIVO (EFEITO SERINGA)

O calço negativo, ou efeito seringa, assim como o calço hidráulico, deve ser evitado na indústria submarina de Óleo e Gás. Esse fenômeno ocorre em situações em que é necessário desmontar (ou movimentar) uma peça de dentro de uma cavidade, por exemplo, e esse movimento relativo não é compensado pelo enchimento com fluido na região de onde a peça está saindo, tendendo a formar um vácuo que impediria sua desmontagem. Para exemplificar essa situação, usaremos o atuador hidráulico da Figura 5a, onde temos a câmara “x” preenchida com fluido líquido e a câmara “y” aberta. Se for aplicada uma força na haste, no sentido de avançá-la e mantida a porta “x” fechada, a haste não se moverá, visto que não haverá a possibilidade da câmara “x” ser preenchida com fluido. Para evitar esse efeito, a Figura 5b ilustra a adição de um compensador de fluido no sistema. Dessa forma, o fluido presente dentro do compensador seria deslocado para a câmara “x”, impedindo a ocorrência do efeito seringa.

Figura 5: Atuador Hidráulico (efeito seringa ou calço negativo)



b)



FONTE: Próprio Autor

2.3 PRINCÍPIO DE SAINT-VENANT

O princípio de Saint-Venant tem grande importância na formulação de problemas de elasticidade, pois em muitos casos, permite através de modelos matemáticos simplificados, a obtenção de soluções globais de interesse prático (PEREIRA, 2014).

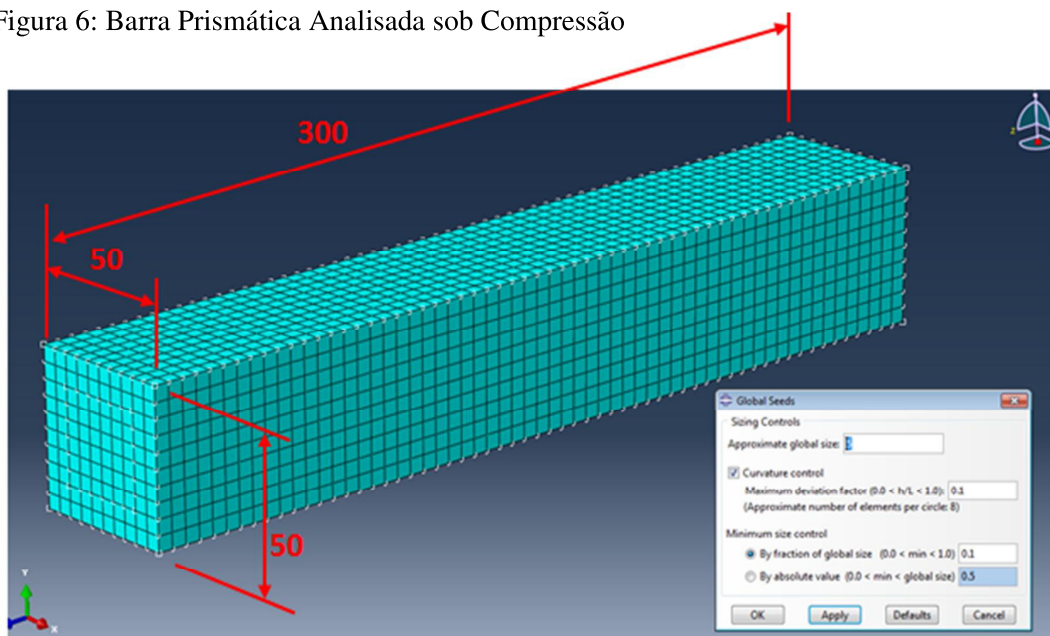
Esse princípio estabelece que um sistema de forças externas em equilíbrio, agindo sobre uma proporção pequena da peça em relação ao todo, produz tensões elevadas apenas nas imediações da região de aplicação dessas forças.

Para exemplificar o princípio de Saint-Venant, avaliamos uma barra prismática, fabricada em aço com módulo de elasticidade $E=209$ GPa, coeficiente de Poisson 0,29 e Tensão de Escoamento 344 MPa. A barra possui dimensional 50x50x300 (dimensões em milímetro), conforme ilustrado na Figura 6. O tamanho do elemento utilizado na discretização da barra prismática foi 5 mm.

Foi engastada a face destacada na Figura 7. A Figura 8 apresenta a região de aplicação da carga de 500kN. A Figura 9 apresenta a tensão equivalente de von Mises (MPa) na barra como um todo. Da Figura 10 até a Figura 16 são mostrados os valores de tensão de von Mises distantes de 5 em 5 mm da face da aplicação da carga. Note na Figura 16 que o valor máximo da tensão de von Mises (236,1 MPa) ocorre na região engastada. Na região próxima à aplicação da carga percebe-se que a tensão varia entre 197 MPa (nas bordas) a 212 MPa (região central). A Figura 17 apresenta um trecho da região central da viga, onde se percebe pouca influência do efeito da carga e do engastamento, que nada mais é que uma carga de igual intensidade e no sentido oposto (Lei da Ação e Reação). Nessa região é possível perceber que o nível de tensão de von Mises variou de maneira insignificativa. A Figura 18 apresenta o resultado da tensão de von Mises em um corte realizado paralelo ao plano YZ do

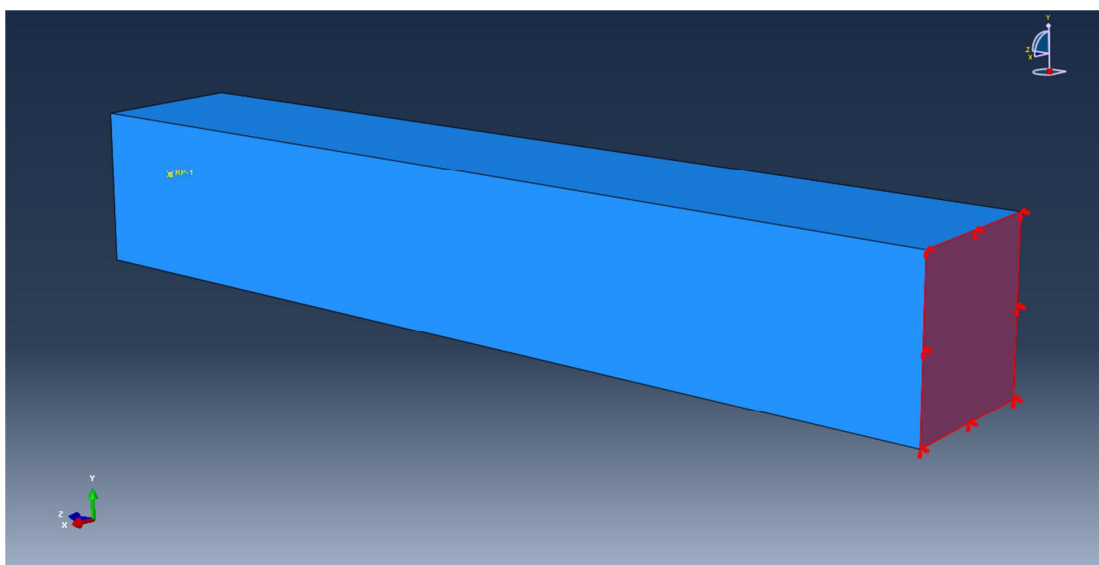
sistema Global. Essa figura possibilita entender claramente a região onde é válido o princípio de Saint-Venant.

Figura 6: Barra Prismática Analisada sob Compressão



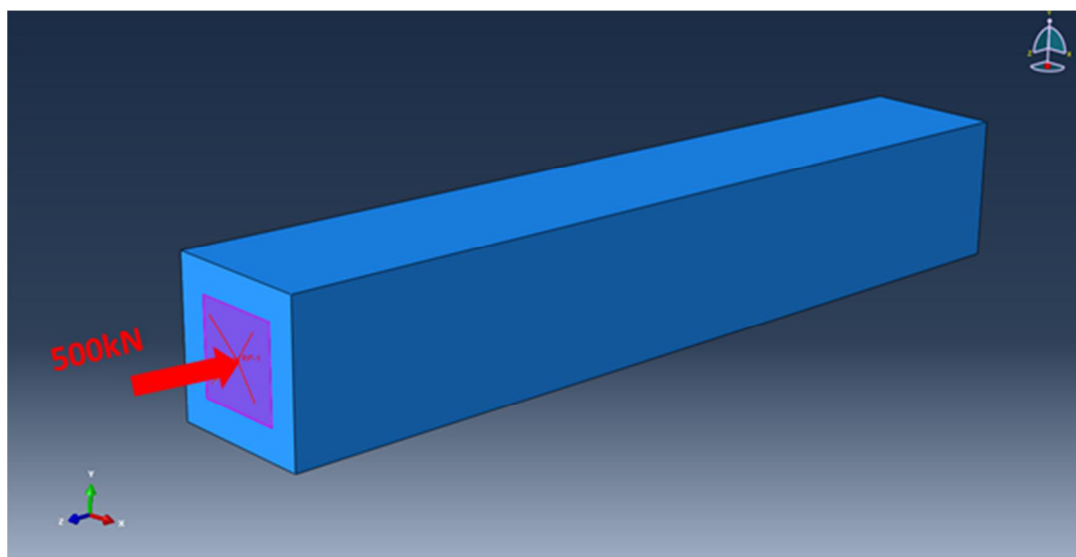
FONTE: Próprio Autor

Figura 7: Região Engastada da Viga Prismática



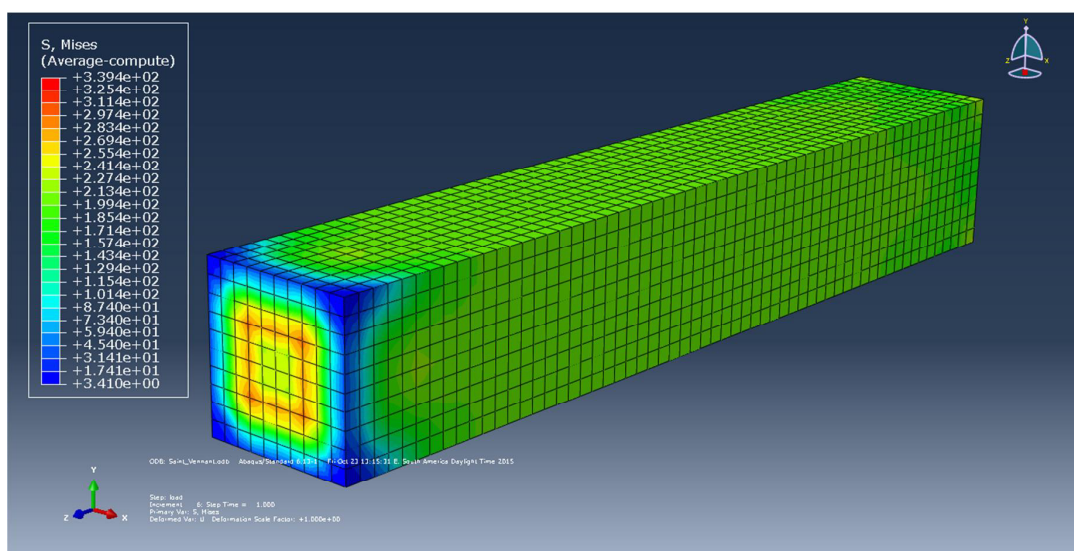
FONTE: Próprio Autor

Figura 8: Aplicação da Carga de Compressão



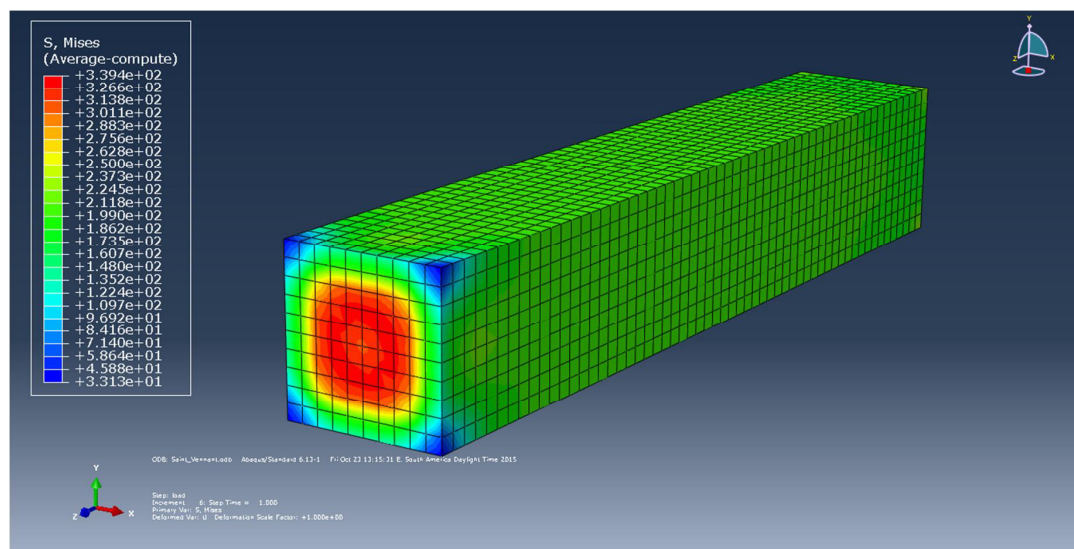
FONTE: Próprio Autor

Figura 9: Tensão de von Mises (MPa) – Barra Completa



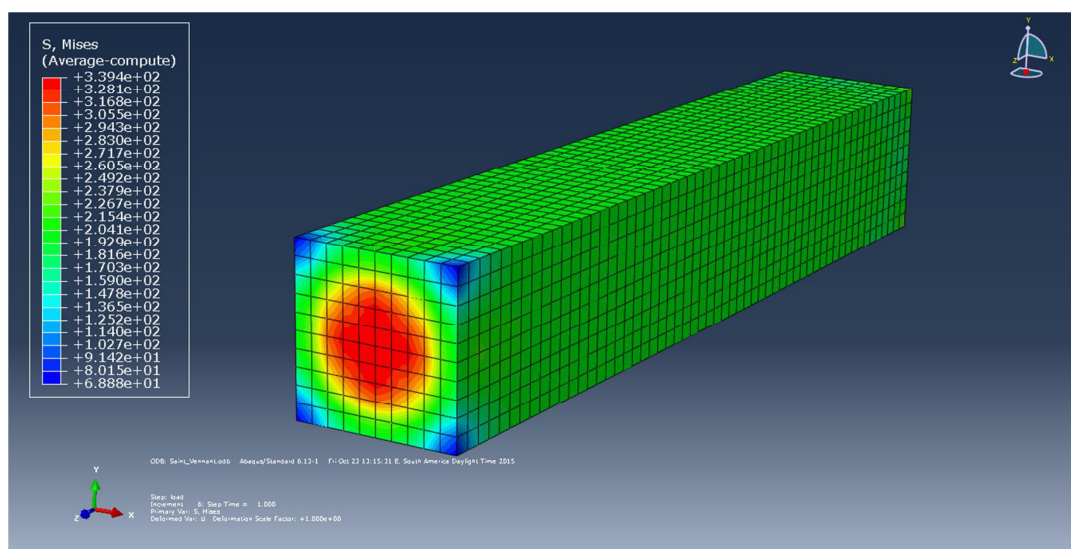
FONTE: Próprio Autor

Figura 10: Tensão de von Mises (MPa) – A 5mm da face de aplicação da carga



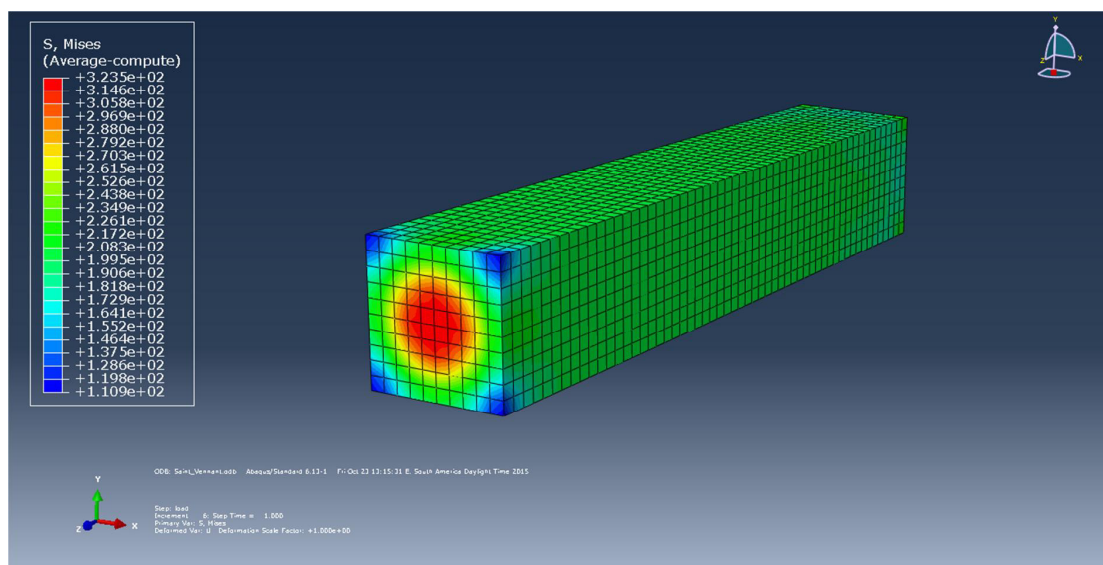
FONTE: Próprio Autor

Figura 11: Tensão de von Mises (MPa) – A 10mm da face de aplicação da carga



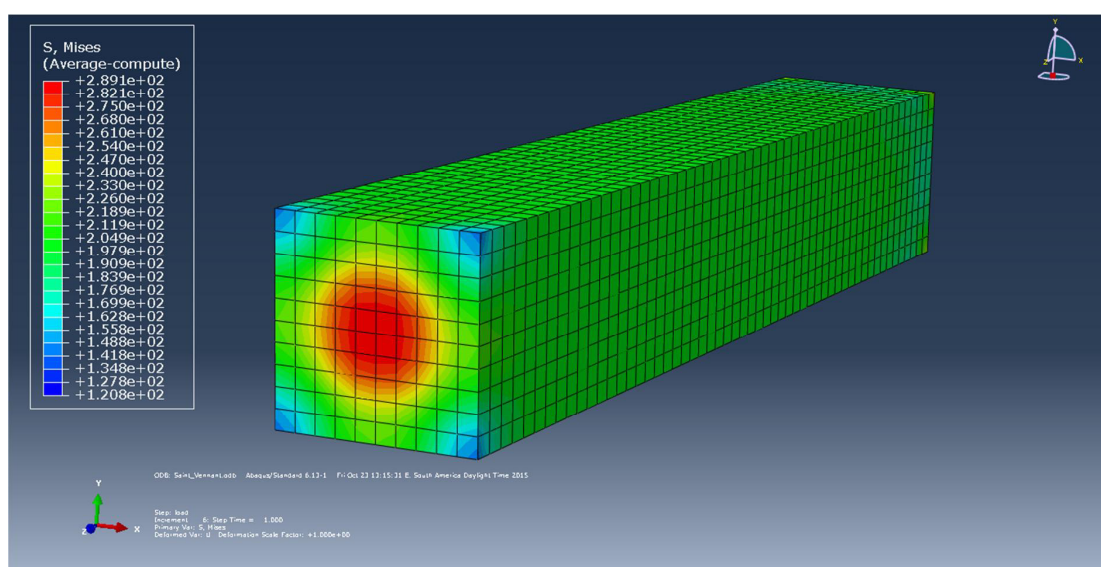
FONTE: Próprio Autor

Figura 12: Tensão de von Mises (MPa) – A 15mm da face de aplicação da carga



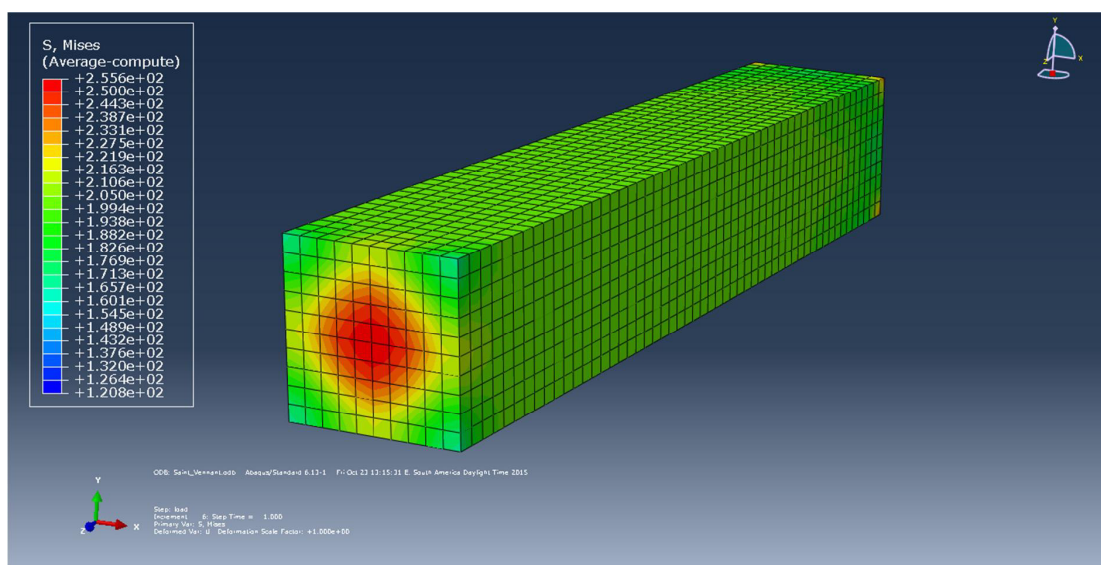
FONTE: Próprio Autor

Figura 13: Tensão de von Mises (MPa) – A 20mm da face de aplicação da carga



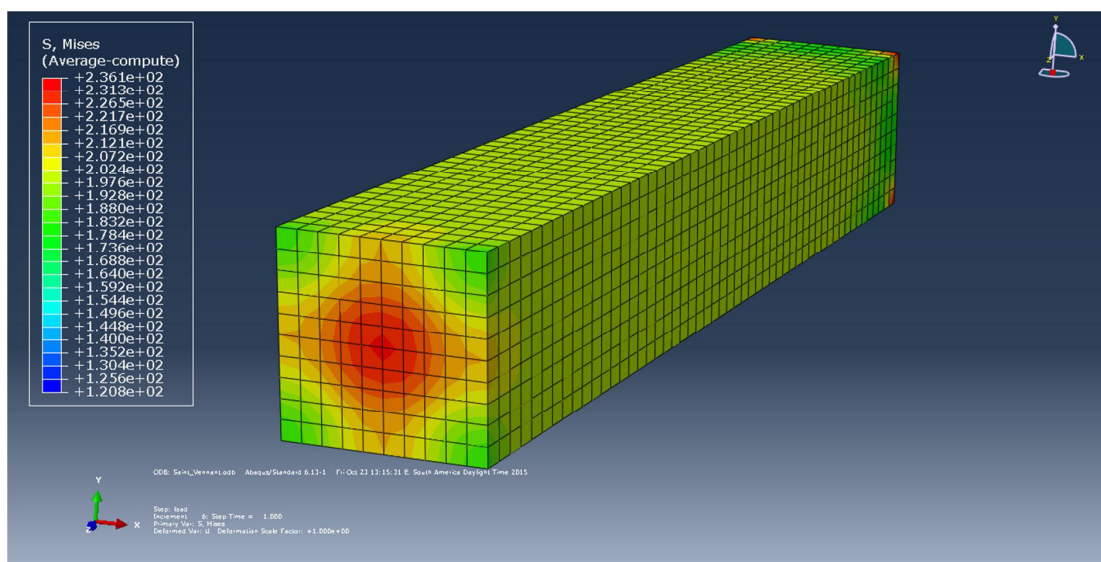
FONTE: Próprio Autor

Figura 14: Tensão de von Mises (MPa) – A 25mm da face de aplicação da carga



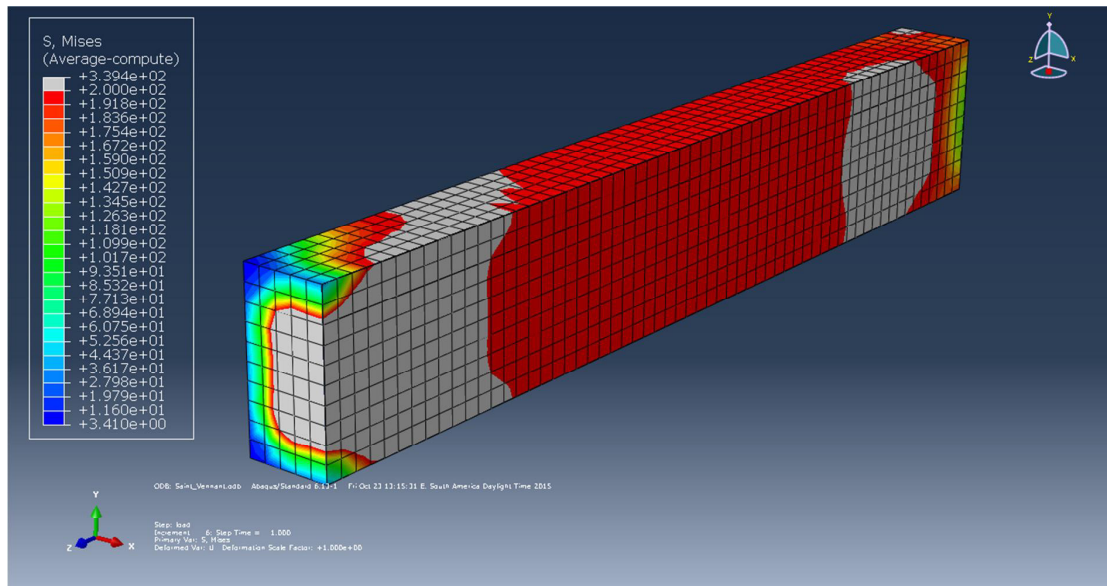
FONTE: Próprio Autor

Figura 15: Tensão de von Mises (MPa) – A 30mm da face de aplicação da carga



FONTE: Próprio Autor

Figura 18: Tensão de von Mises (MPa) – Corte paralelo ao plano YZ



FONTE: Próprio Autor

Fazendo um cálculo analítico para a situação simples analisada anteriormente, tem-se a tensão de compressão dada pela equação (2).

$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_{cp}} \quad (2)$$

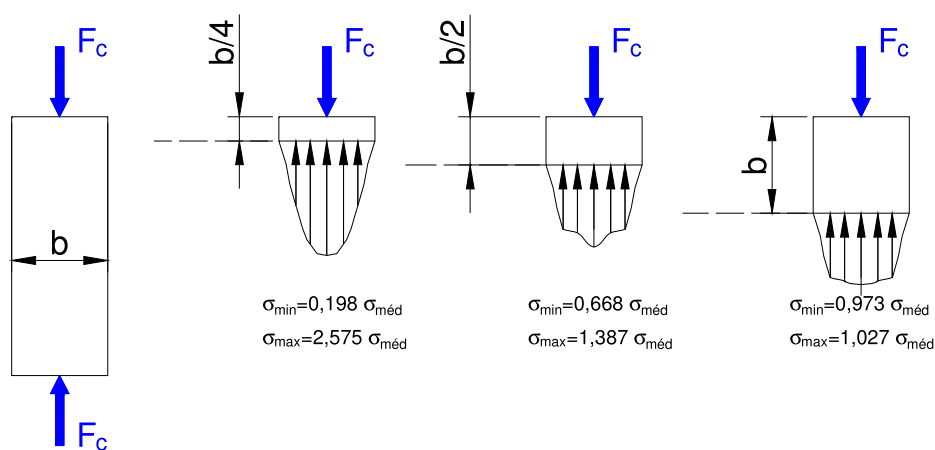
$$\sigma_c = \frac{500 \text{ kN}}{50 \times 50 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_c = 200 \text{ MPa}$$

A ação de difusão da tensão ao longo da seção transversal tem pouca intensidade nas proximidades de aplicação das cargas; entretanto, torna-se mais eficaz ao longo da barra, onde ocorre a eliminação completa da ação mútua nas diversas fibras (PEREIRA, 2014).

A Figura 19 mostra os resultados obtidos no estudo da distribuição de tensões em uma chapa fina sujeita à carga concentrada.

Figura 19: Distribuição de Tensões em uma chapa mostrando tendência da tensão média à medida que se afasta da região de aplicação da carga



FONTE: (PEREIRA, 2014)

Nota-se que a uma distância “ b ” de qualquer uma das extremidades da chapa, a distribuição de tensões ao longo da seção transversal é praticamente uniforme e assume-se o valor da tensão normal em qualquer ponto daquela seção transversal, como sendo a tensão média.

Assim, para as seções transversais situadas a uma distância igual ou superior a “ b ” da extremidade da barra, a distribuição das tensões na seção transversal poderá ser adotada uniforme, independente se o carregamento for concentrado ou distribuído.

O princípio de Saint-Venant também se aplica em situações onde ocorre mudança brusca na seção transversal.

Essencialmente, o princípio de Saint-Venant também afirma que “as tensões e as deformações produzidas em seções, suficientemente distantes da região de aplicação da carga, serão as mesmas produzidas por quaisquer outras cargas aplicadas que tenham a mesma resultante estaticamente equivalente, quando aplicadas na mesma região do elemento”.

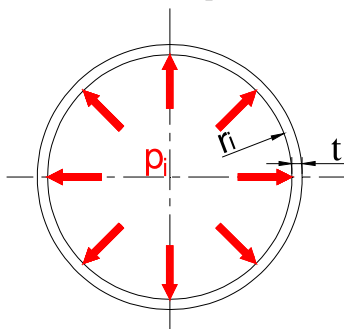
2.4 VASO DE PRESSÃO CILÍNDRICO

Reservatórios utilizados para manter ou transportar fluido pressurizado em seu interior são denominados vasos de pressão. Nesse trabalho foi mencionado apenas o tipo cilíndrico, utilizado no conector bipartido em estudo.

O projeto de um vaso de pressão é de extrema responsabilidade, visto que deve resistir a pressões interna e/ou externa e sua falha pode ser catastrófica.

São largamente utilizadas na indústria de Óleo & Gás e nesse trabalho foram considerados os requisitos de projeto estabelecidos nas normas API 6A e API 17D. Atualmente, os projetos de equipamentos podem atingir pressão de operação de 103,4 MPa (15000 psi) e por norma, devem ser testados a 155,1 MPa (22500 psi), 50% superior à pressão de operação. Os vasos de pressão podem ser de parede fina ou espessa, sendo definido de parede fina aquele onde a razão entre seu raio interno e sua espessura seja no mínimo 10.

Figura 20: Seção Transversal de um vaso de pressão cilíndrico de parede fina

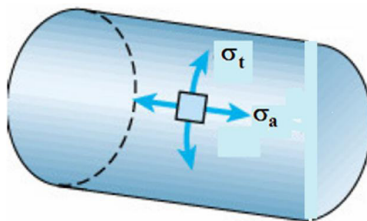


FONTE: Próprio Autor

2.4.1 Vaso de Parede Fina

O vaso de pressão de parede fina apresenta duas tensões de membrana, sendo elas, a tensão circunferencial (σ_t) e a tensão longitudinal (σ_a), exemplificadas na Figura 21.

Figura 21: Tensões de Membrana em um cilindro de parede fina

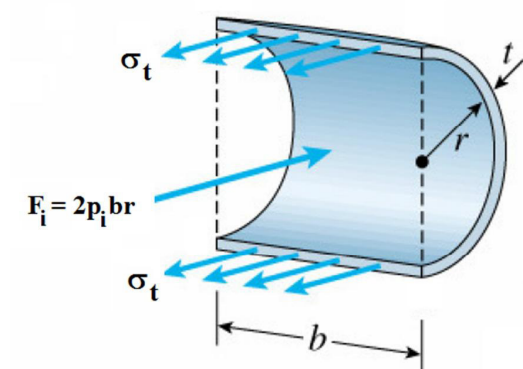


FONTE: Próprio Autor

2.4.1.1 Tensão Circunferencial (Hoop Stress)

A tensão circunferencial (σ_t), também conhecida como “Hoop stress” é a tensão que age na parede do cilindro ao longo de seu raio, conforme ilustrado na Figura 22.

Figura 22: Tensão circunferencial (Hoop Stress)



FONTE: Próprio Autor

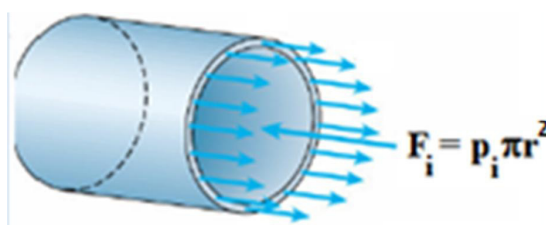
Fazendo equilíbrio estático no diagrama de corpo livre, tem-se que a tensão circunferencial é dada pela equação (3).

$$\sigma_t = \frac{p_i r}{t} \quad (3)$$

2.4.1.2 Tensão Longitudinal

A tensão longitudinal (σ_a) é aquela que atua no sentido do eixo axial do vaso de pressão.

Figura 23: Tensão Longitudinal



FONTE: Próprio Autor

Fazendo equilíbrio estático no diagrama de corpo livre, temos que a tensão longitudinal é dada pela equação (4).

$$\sigma_a = \frac{p_i r}{2t} \quad (4)$$

2.4.2 Cilindro de Parede Espessa

Quando a razão entre o raio interno do cilindro e sua espessura é inferior a 10, diz-se que o cilindro é de parede espessa.

2.4.2.1 Tensões em cilindros de parede espessa

Os cilindros podem estar sujeitos a pressões internas e/ou externas, conforme ilustrado na Figura 24 e podem trabalhar com as extremidades abertas ou fechadas. Em situações onde o tubo trabalha com as extremidades abertas, tem-se um estado de tensão bidimensional, com componentes de tensão nas direções tangencial (circunferencial) e radial. Se fechados, uma tensão na terceira dimensão, chamada longitudinal ou axial, também estará presente. Essas três tensões aplicadas são mutuamente ortogonais e são principais, uma vez que não há cisalhamento para pressões uniformemente distribuídas ao longo das paredes do cilindro (NORTON, 2007).

As tensões radial e tangencial que agem sobre um elemento diferencial do cilindro aberto são dadas pelas equações (5) e (6), respectivamente:

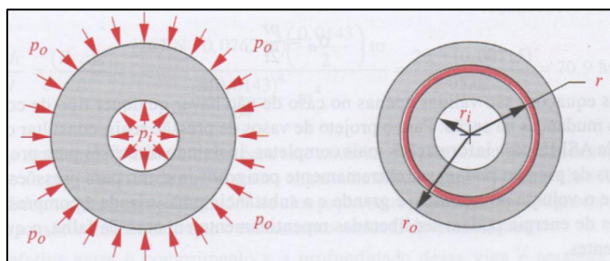
$$\sigma_t = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} + \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (5)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} - \frac{r_i^2 r_o^2 (p_i - p_o)}{r^2 (r_o^2 - r_i^2)} \quad (6)$$

Se as extremidades do cilindro são fechadas, a tensão axial nas paredes será regida pela equação (7):

$$\sigma_a = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (7)$$

Figura 24: Cilindro submetido a pressões interna e externa

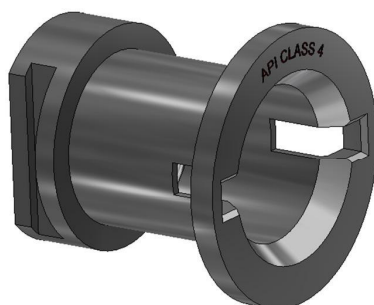


FONTE: NORTON, 2007

2.5 CONECTOR BIPARTIDO

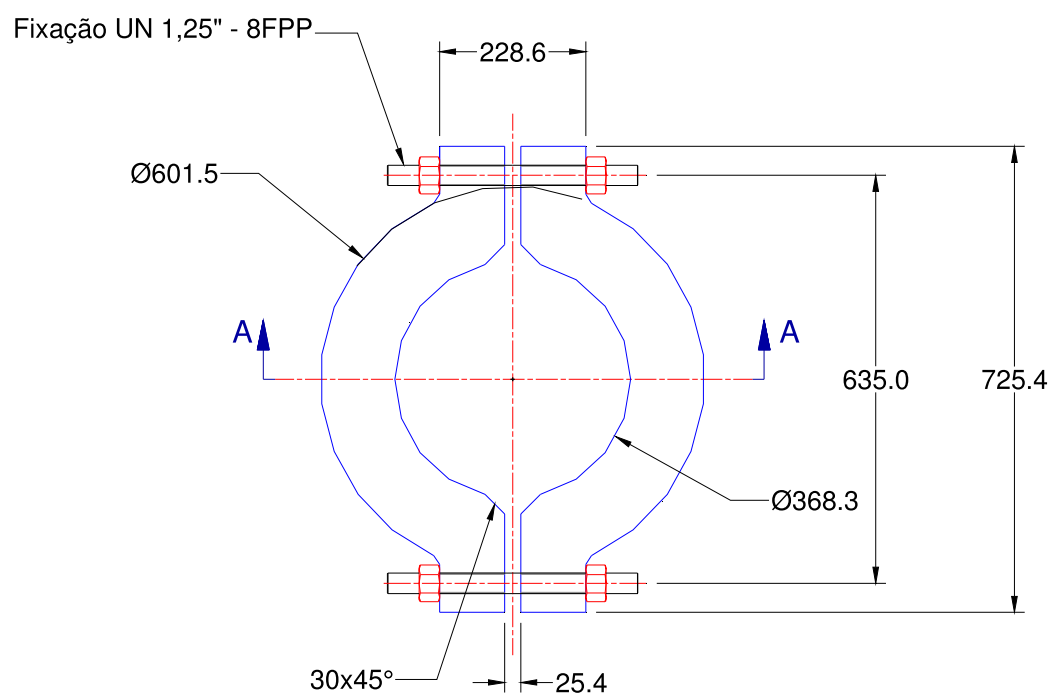
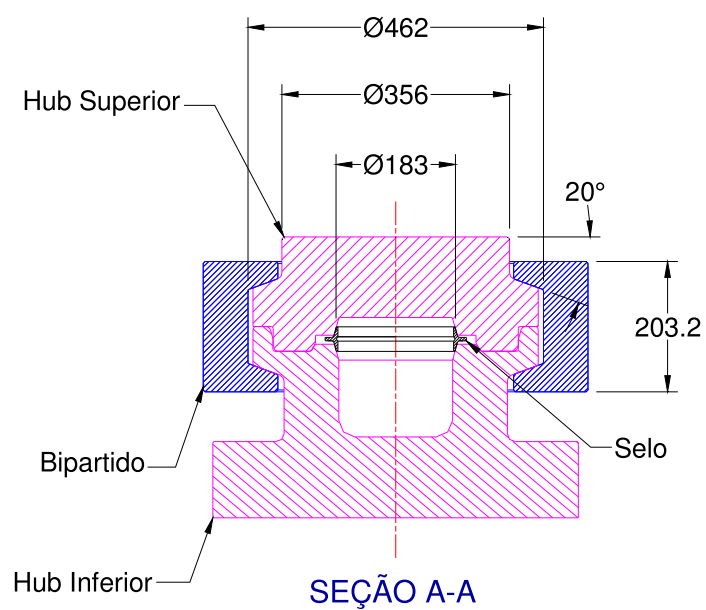
O conector bipartido poderá ser utilizado no fundo do mar (Subsea) ou em superfície (surface). Ambos os conectores apresentam o mesmo princípio de funcionamento, entretanto, o utilizado na superfície não necessita de receptáculo (Figura 25) para fazer interface com a ferramenta de torque. Nesse caso, serão utilizados quatro parafusos rosca unificada para realizar o travamento do mesmo. No caso do conector utilizado no fundo do mar, além da necessidade do receptáculo, utiliza-se um parafuso de potência, com rosca Stub ACME para fazer o travamento. A Figura 26 apresenta as principais dimensões do conector bipartido analisado nesse trabalho.

Figura 25: Receptáculo para Ferramenta de Torque



FONTE: Próprio Autor

Figura 26: Principais Dimensões (mm) do Conector Bipartido



FONTE: Próprio Autor

2.6 COEFICIENTE DE ATRITO

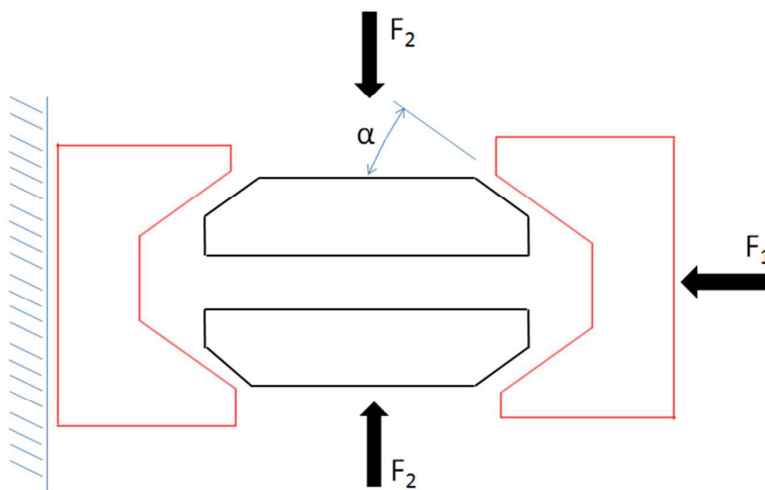
O conhecimento do coeficiente de atrito é de fundamental importância no projeto do conector bipartido, pois o sistema é projetado para trabalhar com um valor de torque pré-definido. Dessa forma, coeficiente de atrito elevado reduzirá a pré-carga do sistema, podendo comprometer a vedação, enquanto que um coeficiente de atrito baixo produzirá uma pré-carga mais elevada, gerando maior tensão na estrutura do conector.

Para evitar sobrecarga ou pré-carga insuficiente, o projeto foi realizado considerando as condições de máximo e mínimo atrito na interface entre os Hubs e o Bipartido.

2.7 GANHO MECÂNICO

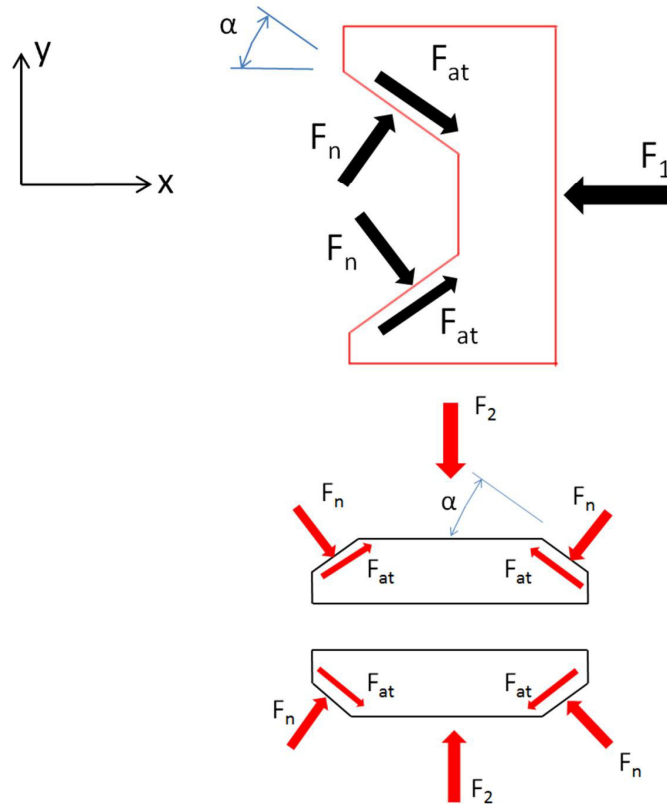
É a relação entre a carga gerada verticalmente (F_2) no sentido de apertar o selo e a força horizontal (F_1), gerada pelo torque aplicado aos parafusos. A Figura 27 representa as forças envolvidas no sistema do conector bipartido. A Figura 28 apresenta os diagramas de corpo livre.

Figura 27: Força atuadora (F_1) e geradora (F_2)



FONTE: Próprio Autor

Figura 28: Diagramas de Corpo Livre (A) Bipartido, B (Hubs)



FONTE: PRÓPRIO AUTOR

Para um sistema estático tem-se:

A) Clamps ($\Sigma F_x = 0$)

$$-F_1 + 2F_{at}\cos\alpha + 2F_n\sin\alpha = 0 \quad (8)$$

Fazendo $F_{at} = \mu_d F_n$, temos:

$$-F_1 + 2\mu_d F_n \cos\alpha + 2F_n \sin\alpha = 0$$

$$-F_1 + F_n(2\mu_d \cos\alpha + \sin\alpha) = 0$$

$$F_n = \frac{F_1}{2(\mu_d \cos\alpha + \sin\alpha)} \quad (9)$$

B) Parte superior do Hub ($\Sigma F_y = 0$)

$$-F_2 - 2F_n \cos \alpha + 2F_{at} \sin \alpha = 0 \quad (10)$$

Fazendo $F_{at} = \mu_d F_n$, temos:

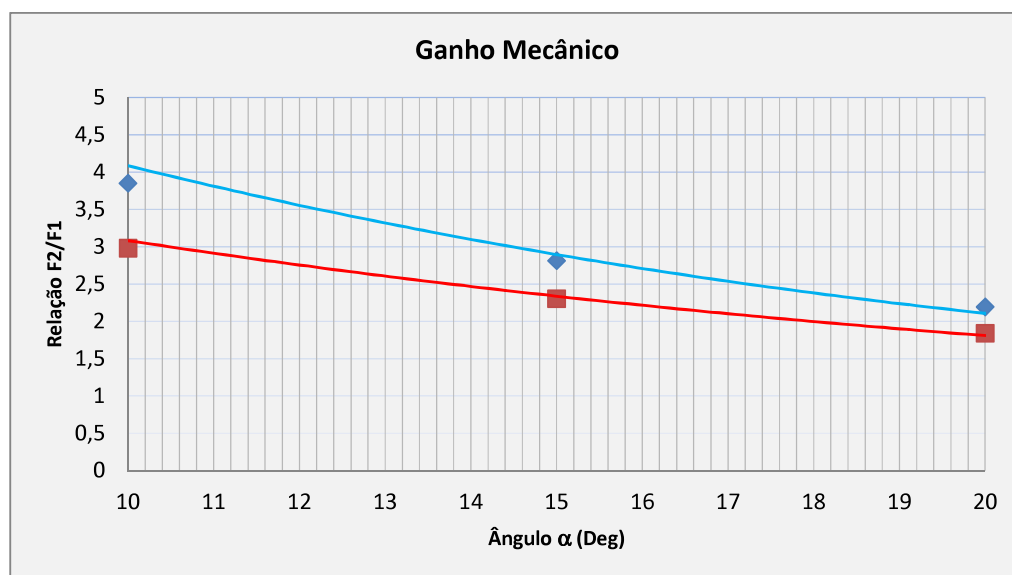
$$\begin{aligned} -F_2 - 2F_n \cos \alpha + 2\mu F_n \sin \alpha &= 0 \\ -F_2 + 2F_n (\mu \sin \alpha - \cos \alpha) &= 0 \\ F_2 &= 2F_n (\mu \sin \alpha - \cos \alpha) \end{aligned} \quad (11)$$

Com o uso das equações apresentadas acima, foi possível calcular o ganho mecânico em função do ângulo α e do coeficiente de atrito μ_d . As Tabelas 1 e 2 apresentam os resultados da relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,08$ e $0,15$, respectivamente. Essa análise é de extrema importância para garantir funcionamento do sistema durante toda sua vida útil, pois inicialmente, os ângulos estarão revestidos com bissulfeto de molibdênio, porém, ao término de sua vida útil poderá ter coeficiente de atrito em torno de $0,15$. A Figura 29 apresenta os resultados na forma gráfica para ângulo α entre 10° e 20° .

Ângulo	Relação
α (Deg)	F_2/F_1
5	5,93
10	3,85
15	2,81
20	2,19
25	1,76
30	1,45
35	1,21
40	1,02
45	0,85
50	0,71

Tabela 1: Relação F_2/F_1 para $\mu_d=0,08$

Ângulo	Relação
α (Deg)	F ₂ /F ₁
5	4,16
10	2,98
15	2,30
20	1,84
25	1,51
30	1,26
35	1,05
40	0,88
45	0,74
50	0,61

Tabela 2: Relação F₂/F₁ para $\mu_d=0,15$ Figura 29: Relação F₂/F₁ para $\mu_d=0,08$ e $0,15$ 

FONTE: Próprio Autor

2.8 PARAFUSOS

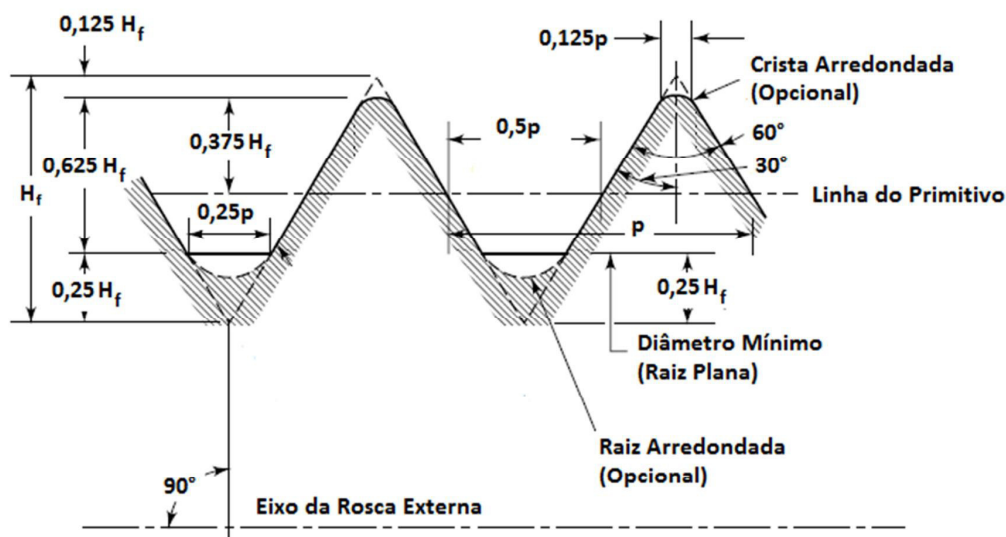
Para gerar a pré-carga necessária para energizar o selo metálico e manter a vedação durante aplicação da pressão interna foram utilizados quatro parafusos rosca Unificada diâmetro 1,25"-8FPP. As Figuras 30a e 30b ilustram a geometria da rosca unificada externa e

interna, respectivamente. O Anexo A apresenta as principais dimensões de rosca unificada para o intervalo de diâmetro entre 1-1/8" e 1-7/8".

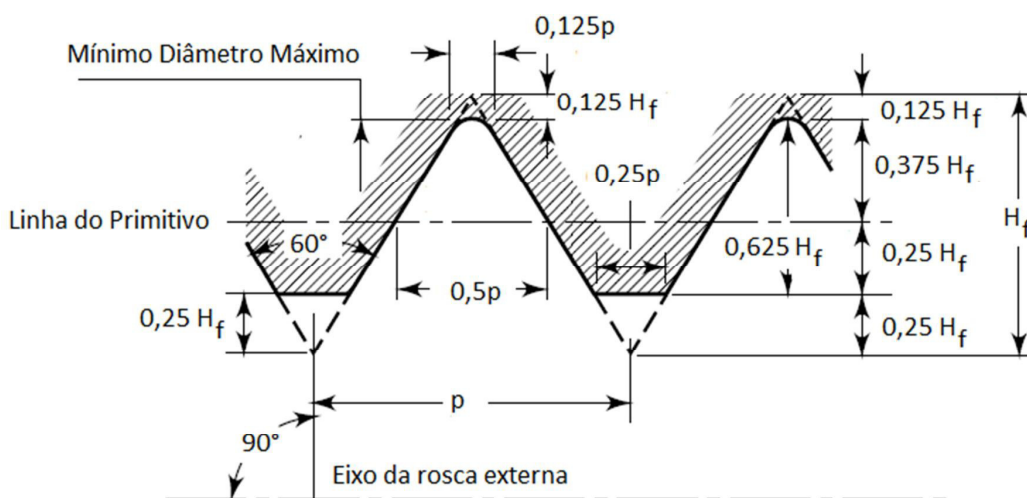
A situação ideal é aquela na qual a pré-carga gerada pelos Parafusos, multiplicada pelo ganho mecânico, seja suficiente para manter as faces dos hubs em contato, mas caso contrário, é verificado o valor da pressão de contato na região de vedação para certificar que não haverá entrada de água do mar no sistema.

Figura 30: Geometria da Rosca Unificada

a) Externa



b) Interna



FONTE: MACHINERY'S HANDBOOK (2000)

Quando um parafuso é apertado, a haste e a rosca sustentam uma tensão direta (tração) devido ao fato de este estar sendo esticado. Além disto, uma tensão de torção é induzida devido à ação do torque nas roscas. Estas duas tensões são combinadas em uma única tensão equivalente para permitir que possa ser feita uma comparação com a força de estiramento do parafuso. (GEDORE, 2014/2015)

Quando uma porca é acoplada a um parafuso, teoricamente todos os filetes de rosca compartilham a carga, entretanto, imprecisões no espaçamento dos filetes fazem com que praticamente toda a carga seja carregada pelo primeiro par de filetes. Assim, o procedimento conservativo utilizado no cálculo de tensões em filetes de rosca assume o pior caso em que um par de filetes suporta toda a carga. O outro extremo seria assumir que todos os filetes em contato dividem a carga igualmente. Ambas as hipóteses podem ser utilizadas para estimar as tensões nos filetes de rosca. A tensão verdadeira estará entre esses extremos, mas muito mais provavelmente próxima ao caso da carga aplicada por um par de filetes apenas. Parafusos utilizados em casos envolvendo cargas elevadas são normalmente construídos de aço de alta resistência e geralmente são endurecidos. As porcas utilizadas nesses casos podem também ser fabricadas de material endurecido para modificar a resistência à tração e ao desgaste. Porcas de parafusos de fixação são frequentemente feitas de material mole e, portanto, normalmente mais fraco que aquele do parafuso. Isso causa escoamento local dos filetes da porca quando o parafuso é apertado, o que pode melhorar o ajuste de rosca e fazer com que mais filetes dividam a carga. (NORTON, 2007)

2.8.1 Tensão Axial

Um parafuso de fixação normalmente recebe apenas tensão referente à carga de tração, mas no caso do conector bipartido, pelo fato da existência de um braço de alavanca entre a região de aplicação da carga e o travamento do conector, existe uma componente de tensão referente ao momento fletor gerado.

2.8.2 Tensão de Cisalhamento

Um possível modo de falha por cisalhamento envolve o rasgamento de filetes de rosca, tanto da porca quanto do parafuso, o que dependerá das resistências relativas dos materiais das peças. Se o material da porca for mais fraco, seus filetes de rosca poderão ser cortados ao longo do diâmetro maior do parafuso. Se o parafuso é mais fraco, pode ter seus filetes de

rosca rasgados ao longo do diâmetro menor da porca. Se ambos os materiais possuem resistência idêntica, o conjunto pode ser rasgado ao longo do diâmetro primitivo.

A área resistente ao cisalhamento A_c para um filete de rosca é a área do cilindro de seu diâmetro na região cisalhada, conforme equação (12).

$$A_c = \pi d_c w L \quad (12)$$

Sendo:

A_c = Área resistente ao cisalhamento de um filete de rosca

d_c = Diâmetro na região submetida ao cisalhamento

w = Proporção do passo da rosca submetida ao cisalhamento

L = Passo da rosca

No caso da união parafusada desse trabalho, temos que o ponto fraco é a porca, por ser fabricada em material com menor tensão de escoamento, entretanto, para quantificar o valor da tensão atuante foram realizadas análises em elementos finitos, visto que existe uma componente de flexão nos parafusos.

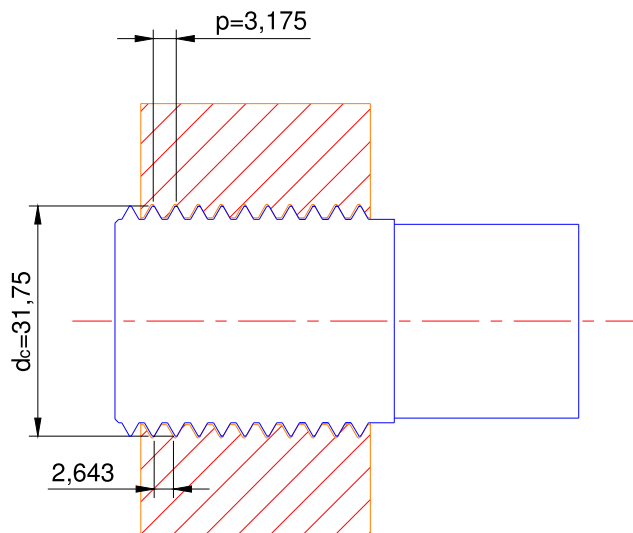
A Figura 31 ilustra a área do parafuso 1,25"- 8FPP submetida ao cisalhamento em uma união com uma porca. Nesse caso, o valor de " w " é 0,83 (2,643/3,175) e aplicando a equação (12), temos a seguinte área resistente de um filete:

$$A_c = \pi d_c w p$$

$$A_c = \pi 31,75 \cdot 0,83 \cdot 3,175$$

$$A_c = 262,85 \text{ mm}^2$$

Figura 31: Região submetida ao cisalhamento



FONTE: PRÓPRIO AUTOR

2.8.3 Tensão de Torção

Quando uma porca é apertada em um parafuso, uma tensão de torção pode ser desenvolvida no mesmo. O torque atuante no parafuso depende do atrito na interface parafuso-porca. Se o parafuso e a porca estiverem bem lubrificados, uma porção menor do torque aplicado é transmitida ao parafuso e uma maior é absorvida entre a porca e a superfície. A tensão de torção no diâmetro raiz do parafuso poderá ser calculada conforme equação (13).

$$\tau_t = \frac{T}{w_t} \quad (13)$$

Sendo:

τ_t = Tensão de Torção

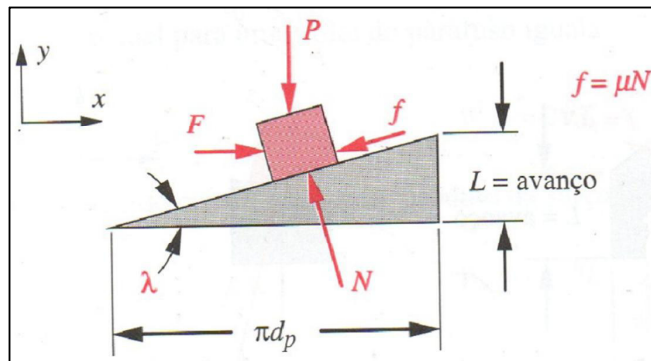
T= Torque

w_t = Módulo de Resistência à Torção

2.8.4 Cálculo do Torque

O filete de uma rosca pode ser comparado a um plano inclinado enrolado ao redor de um cilindro de forma a criar uma hélice. Se desenrolássemos uma volta da hélice, teríamos um triângulo conforme ilustrado na Figura 32.

Figura 32: Desenvolvimento de uma hélice do parafuso



FONTE: NORTON, 2007

O bloco de peso **P** apresentado no diagrama de corpo livre do filete desenvolvido representa a porca sendo movida no sentido de subida do parafuso. Considerando uma rosca quadrada, o equilíbrio estático será satisfeito pelas equações (14) e (15) e o torque mínimo a ser aplicado nesse parafuso deve satisfazer as equações (16) ou (17).

$$\sum F_x = 0 = F - f \cos \lambda - N \sin \lambda = F - \mu N \cos \lambda - N \sin \lambda \quad (14)$$

$$F = N(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)$$

$$\sum F_y = 0 = N \cos \lambda - f \sin \lambda - P = N \cos \lambda - \mu N \sin \lambda - P \quad (15)$$

$$N = \frac{P}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)}$$

$$T = \frac{P d_p}{2} \frac{(\mu \cos \lambda + \sin \lambda)}{(\cos \lambda - \mu \sin \lambda)} \quad (16)$$

$$T = \frac{P d_p}{2} \frac{(\mu \pi d_p + L)}{(\pi d_p - \mu L)} \quad (17)$$

Para uma rosca qualquer, o torque a ser aplicado em função da pré-carga será conforme equação (18).

$$T = \frac{F_p d_p}{2} \frac{(\mu \pi d_p + L \cos \alpha)}{(\pi d_p \cos \alpha - \mu L)} + \mu_c F_p \frac{d_{cm}}{2} \quad (18)$$

2.9 LUBRIFICANTE

Conforme apresentado na Seção 2.6, o conhecimento do coeficiente de atrito é de fundamental importância no projeto do conector bipartido, visto que seu valor na região do ângulo influencia diretamente no ganho mecânico do sistema e o valor entre os filetes e entre as faces da porca e arruela afetam diretamente no torque a ser aplicado.

Com o intuito de minimizar o torque a aplicado na porca, os filetes de rosca, tanto da porca quanto dos Parafusos serão revestidos com bissulfeto de molibdênio (MoS_2). Em média, o atrito obtido utilizando bissulfeto de molibdênio foi de 0,0785 (Chen et al. 2014).

A interface entre arruela e porca não terá nenhum lubrificante, entretanto, será utilizada arruela de bronze e considerado coeficiente de atrito estático igual a 0,08 (aço duro e bronze), conforme Tabela 3.

Combinação	Atrito Cinético	Atrito Estático
Aço Doce e Ferro Fundido	0,12	0,17
Aço Duro e Ferro Fundido	0,09	0,15
Aço Doce e Bronze	0,08	0,10
Aço Duro e Bronze	0,06	0,08

Tabela 3: Coeficiente de Atrito entre porca e arruela

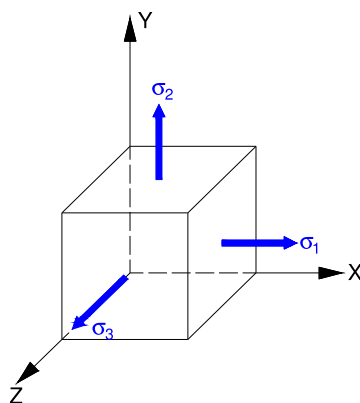
FONTE: BUDYNAS e NISBETT (2006)

As interfaces entre o conector bipartido e os hubs, assim como entre os filetes de rosca, serão revestidas com bissulfeto de molibdênio, entretanto, com o decorrer do tempo de uso, o desgaste removerá o revestimento, principalmente na região do ângulo. Na região dos filetes, o atrito será constante em 0,08, pois será aplicada graxa durante manutenção. O coeficiente de atrito estático entre os materiais aço/aço foi determinado empiricamente, sendo descrito em detalhes na Seção 3, mas por não ter sido considerado a influência da rugosidade com o decorrer do tempo, foi considerado nesse trabalho o valor 0,15.

2.10 CRITÉRIOS DE ACEITAÇÃO DO PROJETO

Na análise do conector bipartido, tem-se um estado multiaxial de tensões. Nesse caso, o escoamento não é governado pelos componentes individuais de tensão, mas pela combinação das tensões envolvidas. Para validação do projeto, serão consideradas as normas API 6A e API 17D, que utilizam como critério de aceitação a tensão equivalente de von Mises, também conhecida como teoria da energia de distorção. Se considerarmos as tensões atuantes em um elemento conforme ilustrado na Figura 33, a tensão equivalente de von Mises é calculada conforme equação (19).

Figura 33: Tensões principais em um elemento

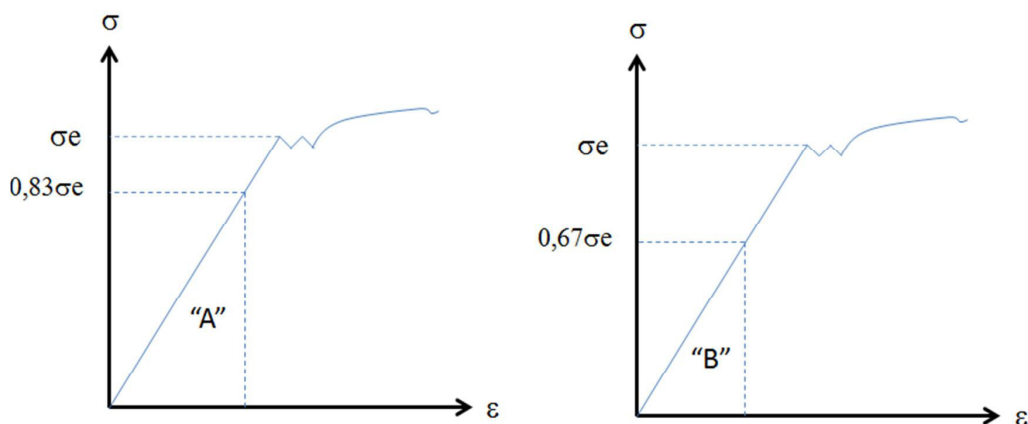


FONTE: Próprio Autor

$$\sigma_e = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (19)$$

As normas API 6A e API 17D, estabelecem como regra geral, que os equipamentos, apresentem nível de tensão equivalente de no máximo 83% do limite de escoamento do material (região A da Figura 34) quando submetido aos esforços na condição de teste e 67% do limite de escoamento (região B da Figura 34) em condições normais de operação. Para os casos onde o equipamento recebe pressão interna, é estabelecido que a pressão de teste seja 1,5 vezes o valor da pressão de operação.

Figura 34: Tensão Admissível para condição de teste (A) e operação (B)



FONTE: Próprio Autor

Entretanto, nas regiões próximas à aplicação do carregamento, próximo a restrições ou concentradores de tensão, conforme princípio de Saint-Venant, ocorre um acréscimo considerável na tensão.

Com o objetivo de contemplar esses resultados, serão categorizadas as tensões Primária, Secundária e de Pico.

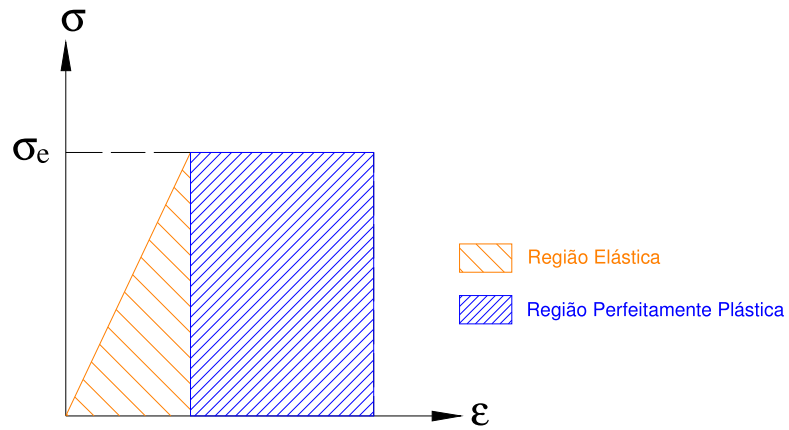
2.10.1 Tensão Primária

É a tensão desenvolvida por um carregamento imposto, necessária para satisfazer as leis de equilíbrio das forças internas, externas e dos momentos atuantes. A característica básica da tensão primária é que ela não é auto limitante, ou seja, se a tensão primária exceder o limite de escoamento do material através de toda a espessura, a prevenção da falha irá depender inteiramente da capacidade de encruamento do material (MIRANDA, 2007).

A tensão primária é subdividida em tensão de membrana e tensão de flexão. Para exemplificar a tensão de membrana, vamos imaginar um vaso de pressão cilíndrico submetido à pressão interna. Considerando a situação em que o material é elástico perfeitamente plástico, conforme ilustrado na Figura 35, a parede do vaso estaria completamente plastificada quando a tensão de membrana atingisse o patamar de escoamento do material.

Os valores admissíveis para tensão de membrana e membrana+flexão deverão ser avaliados na API 17D, visto que depende da aplicação do produto.

Figura 35: Curva tensão deformação (material elástico perfeitamente plástico)



FONTE: Próprio Autor

A tensão de membrana pode ser calculada conforme equação (20).

$$\sigma_{m^i} = \frac{-1}{t} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma^i dx \quad (20)$$

Sendo:

σ_m = Tensão de Membrana

t = Espessura

σ_i = Componente da tensão ao longo da espessura

O índice i varia de 1 a 6, representando os componentes de tensão $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$

A tensão de flexão é calculada conforme equação (21).

$$\sigma_{b^i} = \frac{-6}{t^2} \int_{-t/2}^{t/2} \sigma^i x dx \quad (21)$$

Sendo:

σ_b = Tensão de Flexão

t = Espessura

σ_i = Componente da tensão ao longo da espessura

2.10.2 Tensão Secundária

É a tensão desenvolvida pela presença de concentradores de tensão, ou de uma restrição existente na estrutura, podendo ser uma região de contato ou até mesmo uma variação na geometria. A tensão secundária, diferentemente da primária, não satisfaz um padrão de equilíbrio com os esforços externos, mas sim um equilíbrio de deformação. Sua característica básica é que ela é auto limitante, ou seja, assim que a região de concentração de tensão atingir o limite de escoamento, a tensão não mais se elevará, mas sim se propagará para os elementos de sua vizinhança.

2.10.3 Tensão de Pico

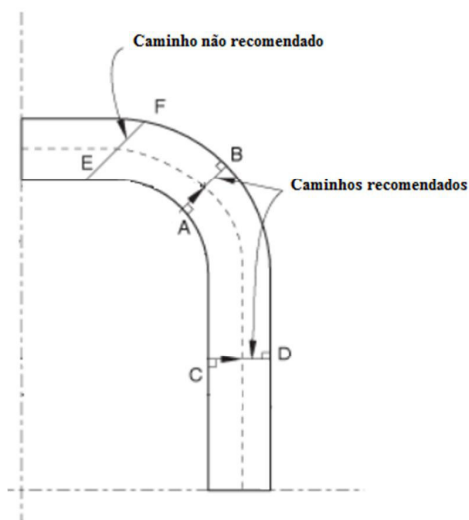
A tensão de pico pode ser definida como a tensão secundária máxima numa determinada região. Sua característica básica é provocar pequenas deformações localizadas e terá fundamental importância caso a peça seja submetida a esforços cíclicos. No caso estático, não tem grande importância.

2.10.4 Linearização da Tensão

A linearização da tensão através de uma seção é a separação da tensão nas componentes de Membrana, Flexão e Pico. Os valores de tensão são extraídos de um intervalo de elementos através da seção escolhida e os valores são integrados numericamente de modo a obter os valores das tensões necessárias.

A Figura 36 apresenta um exemplo com alguns caminhos para linearização de tensão.

Figura 36: Caminhos para linearização de tensão



FONTE: SIMULIA (2015)

Para obtenção dos melhores resultados, a linha escolhida para efetuar a linearização deve ser perpendicular tanto à face externa como à face interna. Essa orientação minimiza problemas com a tensão de cisalhamento, que serão aproximadamente nulas nos extremos da linha (Kroenke, 1973).

O procedimento utilizado para linearizar as tensões no Abaqus consiste basicamente em integrar os resultados obtidos nos elementos do caminho selecionado, utilizando as equações (20) e (21), apresentadas anteriormente.

2.10.5 Vedação metálica

Nas situações em que a pré-carga gerada pelo torque nos parafusos não é suficiente para manter as faces dos Hubs encostadas, o movimento relativo entre o selo metálico e sua sede poderá fazer com que a pressão de contato na região de vedação reduza, pelo fato do selo metálico ter sofrido algum grau de deformação plástica. No selo metálico desse trabalho, tem-se que a pressão interna eleva consideravelmente a pressão de contato na região de vedação, não sendo crítico o vazamento de óleo para o mar. A situação crítica é aquela onde o equipamento está localizado no fundo do mar na ausência de pressão interna, podendo “engolir” água do mar. Para garantir que não entrará água do mar no sistema, o conector deverá garantir que a pressão de contato na região de vedação seja no mínimo três vezes o valor da pressão hidrostática quando a mesma estiver atuando na face externa do selo e o sistema não estiver operando, sendo considerada de maneira conservadora, pressão interna nula.

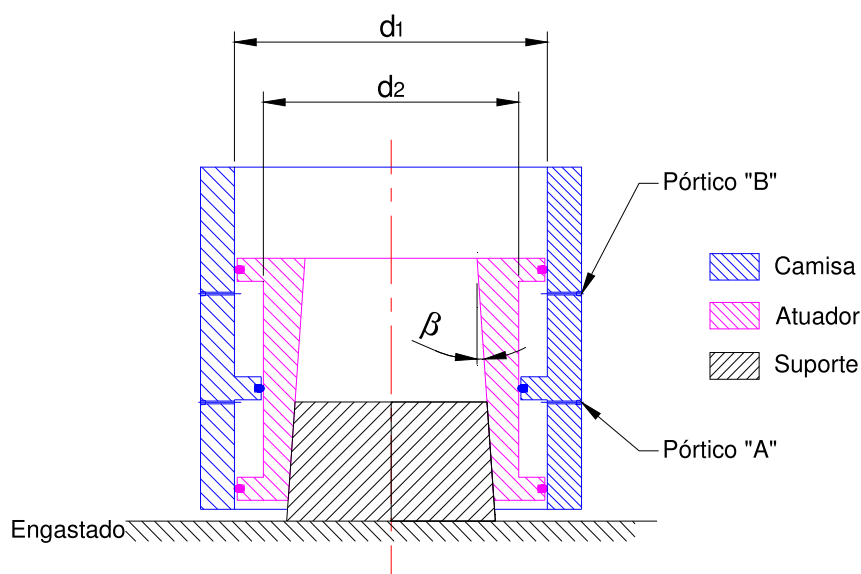
3 – MATERIAIS E MÉTODOS

Com o objetivo de determinar o coeficiente de atrito estático na interface aço/aço, sem nenhum revestimento, foi confeccionado um dispositivo de teste com o conceito apresentado na Figura 37. O suporte cônico, com ângulo $\beta=4^\circ$ foi engastado em uma base. O atuador, também cônico com ângulo $\beta=4^\circ$ foi travado ao suporte injetando fluido pelo Pórtico “A” da camisa, conforme apresentado na Figura 37a. O destravamento foi realizado injetando fluido no Pórtico “B”, conforme apresentado na Figura 37b.

Em ambos os pórticos foi instalado transdutor de pressão com recurso gráfico para possibilitar a leitura da pressão instantânea. Dessa forma, foi possível obter o pico da pressão no instante do destravamento, visto que nesse instante, o Atuador iniciou o movimento de subida, aumentando o volume na câmara do Pórtico B reduzindo a pressão nessa câmara. Dessa forma, o coeficiente de atrito estático foi obtido indiretamente, utilizando os valores da pressão de travamento e destravamento. O peso próprio não foi considerado nessa análise devido ao fato de ter pouca influência.

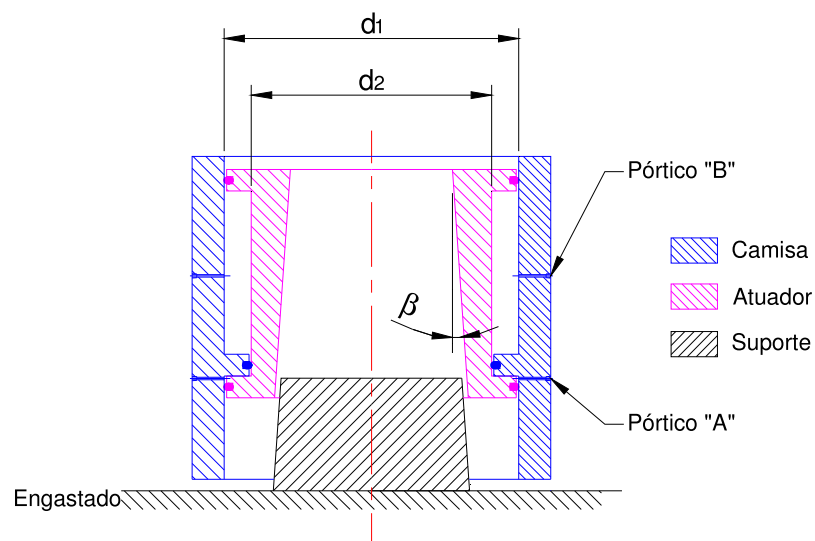
Figura 37: Dispositivo para determinação do coeficiente de atrito estático

a)



FONTE: Próprio Autor

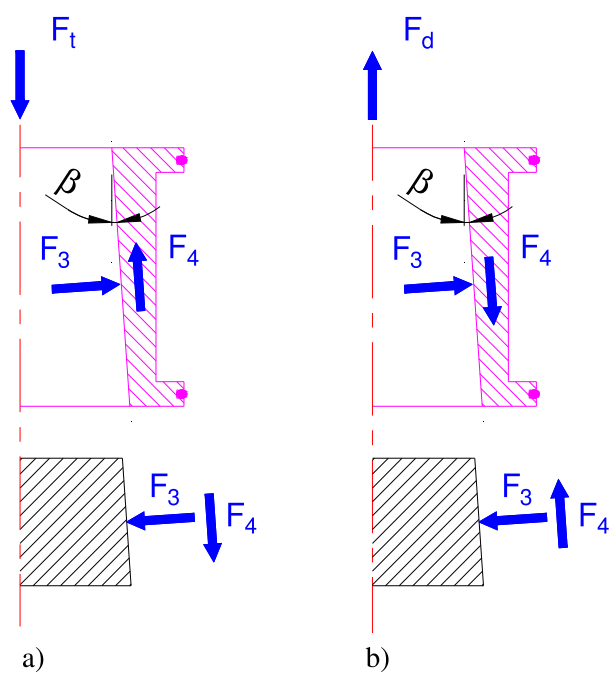
b)



FONTE: PRÓPRIO AUTOR

As Figuras 38a e 38b apresentam, respectivamente, o diagrama de corpo livre na condição de Travamento e Destravamento.

Figura 38: Diagrama de Corpo Livre (dispositivo de teste)



FONTE: Próprio Autor

Fazendo equilíbrio estático na condição de travamento, tem-se:

$$\sum F_{y=0}$$

$$-F_t + F_4 \cos \beta + F_3 \sin \beta = 0 \quad (22)$$

Fazendo $F_4 = \mu_e F_3$, tem-se:

$$-F_t + \mu_e F_3 \cos \beta + F_3 \sin \beta = 0 \quad (23)$$

Fazendo equilíbrio estático na condição de Destravamento, tem-se:

$$\sum F_{y=0}$$

$$F_d - F_4 \cos \beta + F_3 \sin \beta = 0 \quad (24)$$

Fazendo $F_4 = \mu_e F_3$, tem-se:

$$F_d - \mu_e F_3 \cos \beta + F_3 \sin \beta = 0 \quad (25)$$

Para realização do experimento, o travamento foi realizado com pressão de 20,68 MPa, pressão esta que exigiu 6,205 MPa para iniciar o destravamento. A área da câmara de travamento (A_t) e destravamento (A_d) é de 54193,44 mm². Esses dados permitiram calcular a força de travamento e destravamento conforme equações (26) e (27), respectivamente.

$$F_t = A_t P_t \quad (26)$$

$$F_d = A_d P_d \quad (27)$$

Sendo:

F_t = Força de Travamento

A_t = Área de Travamento

P_t = Pressão de Travamento

F_d = Força de Destravamento

A_d = Área de Destravamento

P_d = Pressão de Destravamento

Substituindo os dados em (26) e (27), tem-se:

$$F_t = 1120,72 \text{ kN}$$

$$F_d = 336,27 \text{ kN}$$

Substituindo os valores de F_t e F_d em (23) e (25), tem-se:

$$-1120,72 + \mu_e F_3 \cos \beta + F_3 \sin \beta = 0 \quad (28)$$

$$336,27 - \mu_e F_3 \cos \beta + F_3 \sin \beta = 0 \quad (29)$$

Somando as equações (28) e (29), tem-se:

$$784,45 = 2F_3 \sin \beta$$

$$F_3 = \frac{784,45}{2 \sin \beta}$$

Fazendo $\beta=4^\circ$, tem-se:

$$F_3 = 5622,77 \text{ kN}$$

Substituindo o valor obtido de F_3 em (28), tem-se:

$$-1120,72 + 5609,07 \mu_e + 392,22 = 0$$

$$\mu_e = \frac{728,5}{5609,07}$$

$$\mu_e = 0,129$$

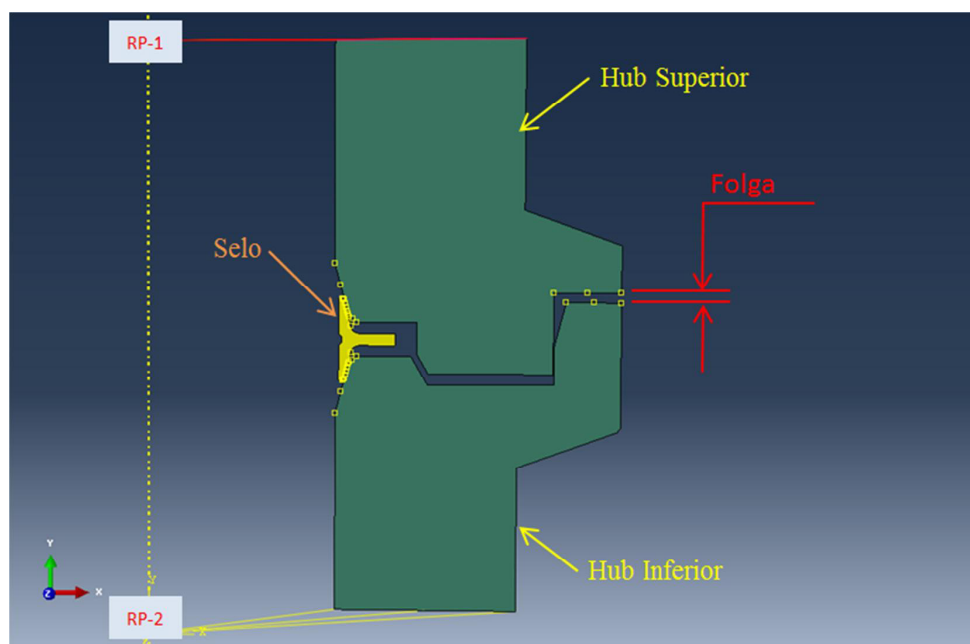
Com o objetivo de ser conservativo, foi considerado atrito máximo 0,15 para certificar que não haverá vazamento no selo metálico, visto que além da remoção do bissulfeto de molibdênio, contemplado no experimento acima, teremos o acréscimo da rugosidade superficial, que não foi avaliado no presente estudo.

A próxima etapa para o projeto do conector bipartido foi verificar a força necessária para confinar completamente o selo metálico dentro da região de vedação. Como as peças

envolvidas possuem tolerância de fabricação (geométrica e dimensional), foi necessário analisar as condições extremas para que tivéssemos o valor máximo e mínimo da força necessária para energizar o selo metálico. Esses valores foram obtidos através de simulação numérica, utilizando o software Abaqus CAE. Para realização desse procedimento, foi engastado o ponto RP-1, acoplado ao Hub Superior conforme ilustrado na Figura 39. Ao ponto RP-2, acoplado ao Hub inferior conforme ilustrado na Figura 39 foi aplicado um deslocamento vertical até que as faces dos hubs se tocassem. Para possibilitar identificar o valor da carga de energização do selo, foi criado um “set” de carregamento no ponto RP-2, possibilitando plotar o gráfico da força em função do deslocamento.

Para determinar a força mínima de energização, foi criado modelo na condição de mínimos materiais. Nessa situação, tem-se que as faces dos Hubs ficaram separadas em 2,90mm. Para determinar a força máxima, o modelo foi criado na condição de máximos materiais, onde a folga entre os Hubs foi 4,30mm.

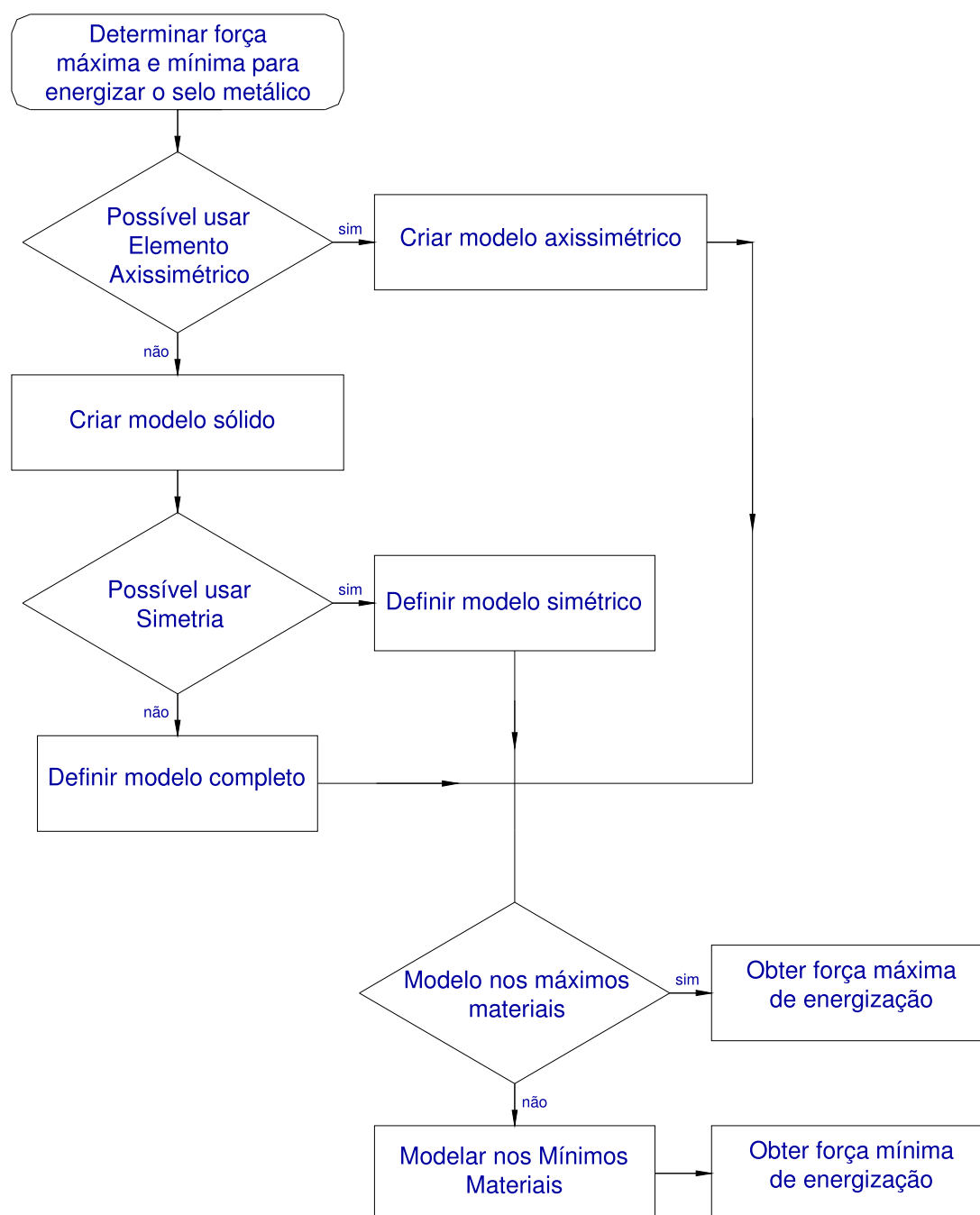
Figura 39: Procedimento para obtenção da Força de Energização do Selo



FONTE: Próprio Autor

O procedimento básico para obtenção da força mínima e máxima de energização do selo pode ser observada no fluxograma apresentado na Figura 40.

Figura 40: Fluxograma com a metodologia utilizada para determinar a força de energização do selo metálico



FONTE: Próprio Autor

O selo é fabricado em inconel 725, que é uma liga ferro-níquel-cromo com adição de molibdênio e nióbio. Sua composição química é apresentada na Tabela 4. O inconel 725 foi desenvolvido para fornecer excepcional resistência a meios corrosivos, o que o capacita para ser utilizado em diversas peças da indústria de Óleo e Gás, visto que o petróleo possui H_2S em sua composição.

Com relação à propriedade mecânica, possui tensão de escoamento de 896 MPa, tensão de ruptura 1034 MPa e deformação de 30%.

Elemento	%
Ni	55~59
Cr	19,0~22,5
Mo	7,0~9,5
Nb	2,75~4,00
Ti	1,0~1,7
Al	0,35 max
C	0,03 max
Mn	0,35 max
Si	0,20 max
P	0,015 max
S	0,010 max
Fe	Base

Tabela 4: Composição Química do Inconel 725
 FONTE: Aircraft (2015)

Os Hubs são fabricados em aço SAE 4130, que tem como característica um aço de baixa temperabilidade, frequentemente usado para peças médias, quando temperados em água e para peças pequenas quando temperado em óleo. É aplicado em bielas, braço de direção, eixos, parafusos, rebites e na indústria de óleo e gás é utilizado com grande frequência em Hubs e Flanges, peças que necessitam de boa resistência e tenacidade. Sua composição química é apresentada na Tabela 5. Esse aço possui tensão de escoamento de 517 MPa, módulo de elasticidade $E=209$ GPa e coeficiente de Poisson 0,29.

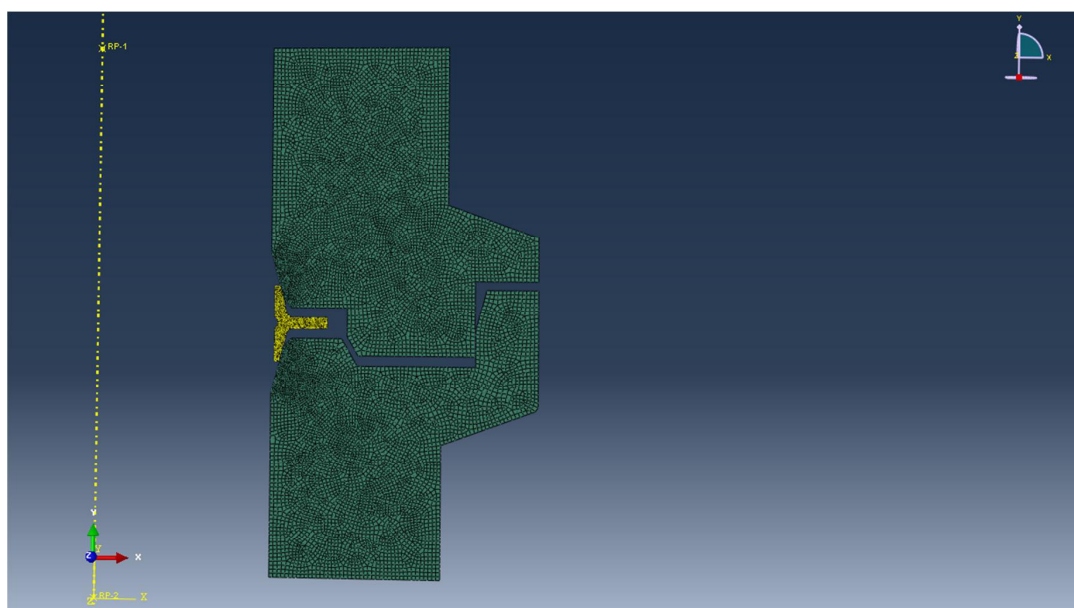
Elemento	%
C	0,28~0,33
Mn	0,40~0,80
P	0,025 max
S	0,025 max
Si	0,15~0,40
Cr	0,80~1,2
Mo	0,15~0,35
Cu	0,35 max
Ni	0,50 max
V	0,02 max
Fe	base

Tabela 5: Composição Química do Aço SAE 4130

Para essa análise foram utilizados modelos com elemento axissimétrico tipo CAX4R. Para a condição de máximos materiais, o modelo apresentou 20076 nós e 19723 elementos. Para a condição de mínimos materiais, o modelo era composto por 19327 nós e 19011 elementos. As Figuras 41a e 41b ilustram a malha de elementos finitos utilizada para condição de mínimos materiais. A Figura 42 ilustra os pares de contato utilizados nessa análise.

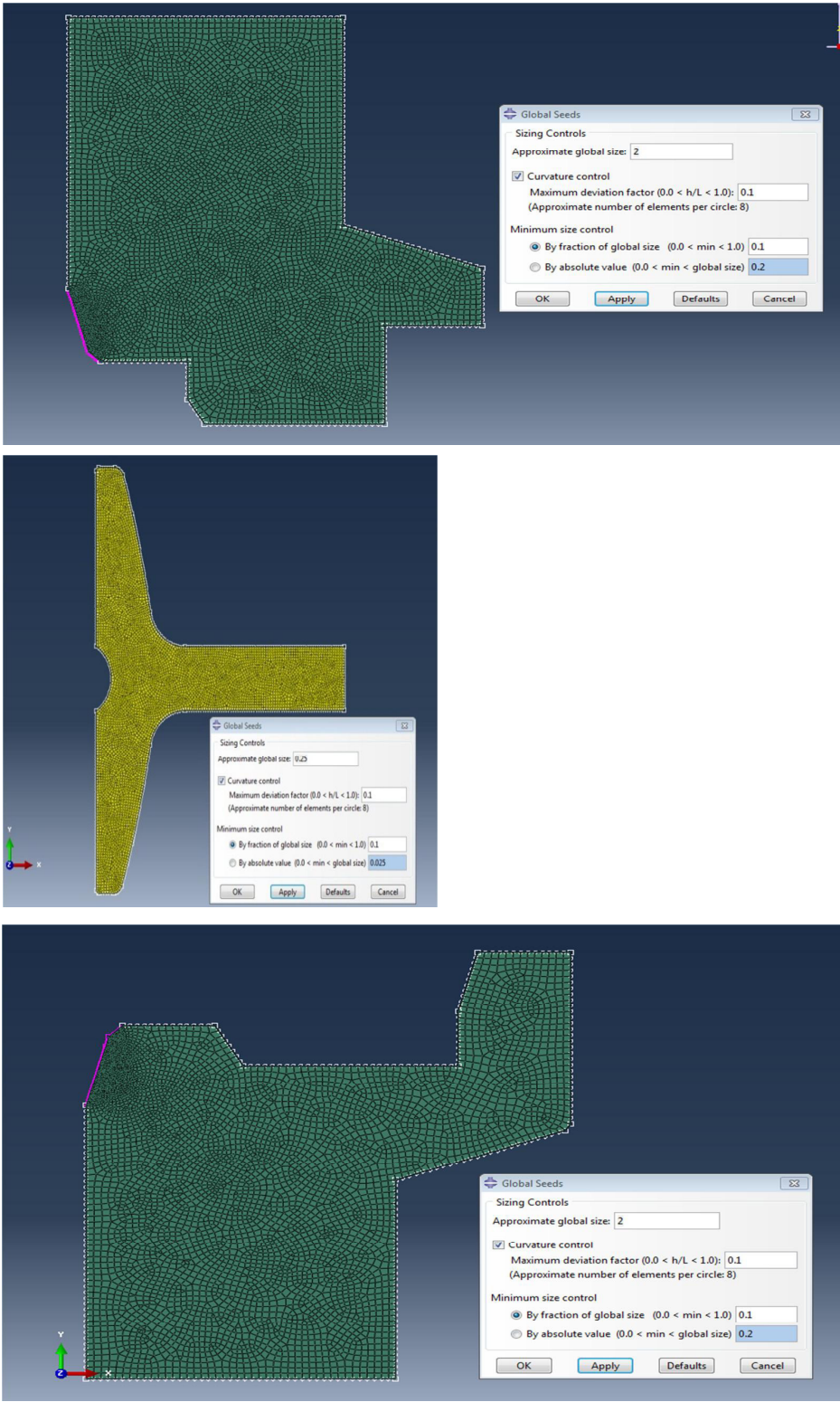
Figura 41: Malha de Elementos Finitos Axissimétricos

a)



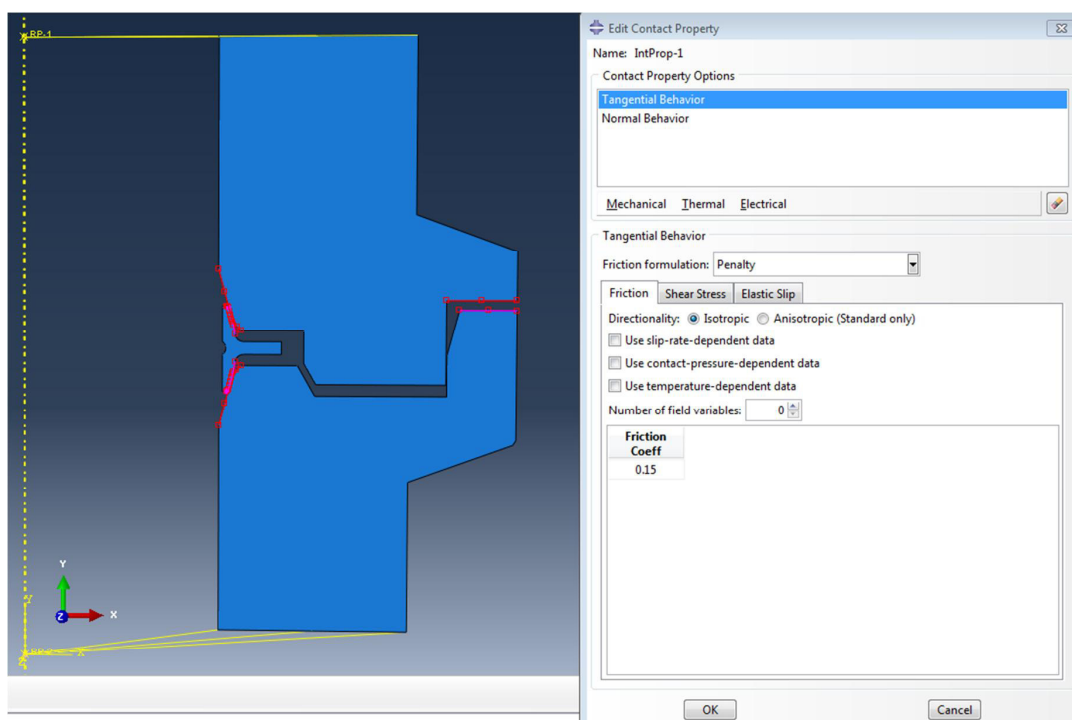
FONTE: Próprio Autor

b)



FONTE: Próprio Autor

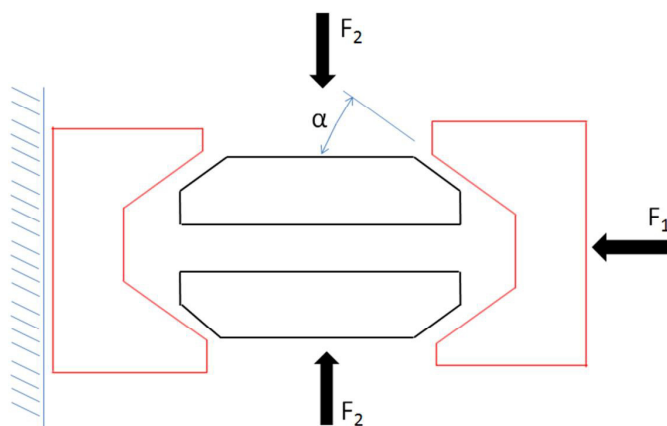
Figura 42: Pares de Contato (energização do selo)



FONTE: Próprio Autor

Depois de identificado os valores de força vertical mínima e máxima para confinar completamente o selo e anular a folga entre os Hubs, a próxima etapa do projeto foi comparar o valor da carga mínima com a força vertical gerada pela pressão. Caso a força gerada pela pressão fosse inferior à força mínima de energização do selo, poderíamos afirmar que as faces dos hubs, uma vez energizado o selo completamente, não se separariam quando o sistema fosse pressurizado internamente. Caso contrário, deveríamos calcular a pré-carga a ser aplicada nos parafusos de maneira que o somatório (F_1) seja suficiente para gerar uma carga F_2 superior à carga gerada pela pressão interna (as cargas F_1 e F_2 foram apresentadas na Figura 27, que é repetida nessa seção). Essa condição seria a ideal para evitar movimento relativo na região de vedação, que pode desgastar as faces de contato, comprometendo a vedação.

Figura 27 (repetida): Força atuadora (F_1) e geradora (F_2)



FONTE: Próprio Autor

Em situações onde é impossível, ou inviável, obter somatório de pré-carga (F_1) capaz de gerar carga de aperto (F_2) suficiente para evitar a separação dos hubs, o projeto precisa garantir que a pressão de contato na região de vedação seja no mínimo três vezes superior à pressão hidrostática atuante no selo, depois de aplicada a pressão hidrostática na face externa do selo, evitando que o sistema absorva água do mar.

Para o cálculo estrutural do conector bipartido foi utilizado o seguinte procedimento:

- 1) Criado o modelo 3D na condição de mínimos materiais;
- 2) Estabelecido plano de simetria paralelo aos planos XY do sistema global, destacado na Figura 43. Esse procedimento foi muito importante para reduzir custo computacional;
- 3) Gerada malha de elementos sólidos no modelo (Figura 44), composto por 403009 nós e 335440 elementos, tipo linear hexaédrico C3D8R.
- 4) Estabelecido os pares de contato destacados na Figura 45;
- 5) Travado o conector, aplicando pré-carga na região destacada na Figura 46;
- 6) Aplicada pressão na região interna do conector, conforme ilustrado na Figura 47;

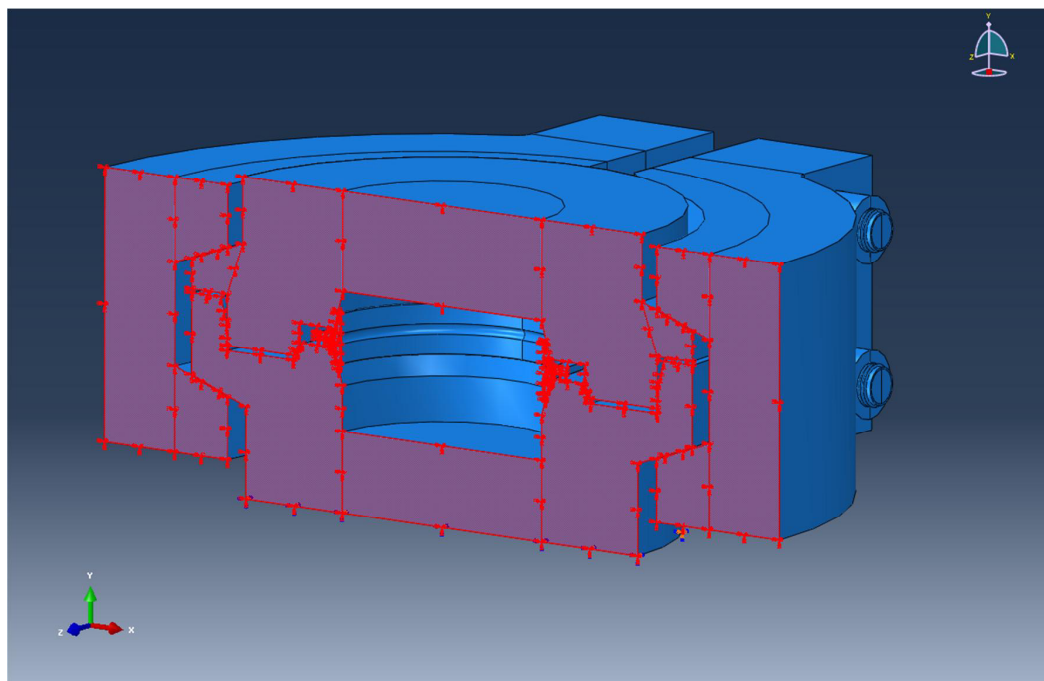
Os seguintes procedimentos adicionais foram adotados para checar a vedação:

- 7) Liberada a Pressão interna, valor nulo;
- 8) Aplicada Pressão na face externa do selo, destacada na Figura 48;
- 9) Verificado o valor da pressão de contato na região de vedação, que precisa ser superior a três vezes o valor da pressão hidrostática;

O procedimento básico da análise do conector bipartido é apresentado na Figura 49.

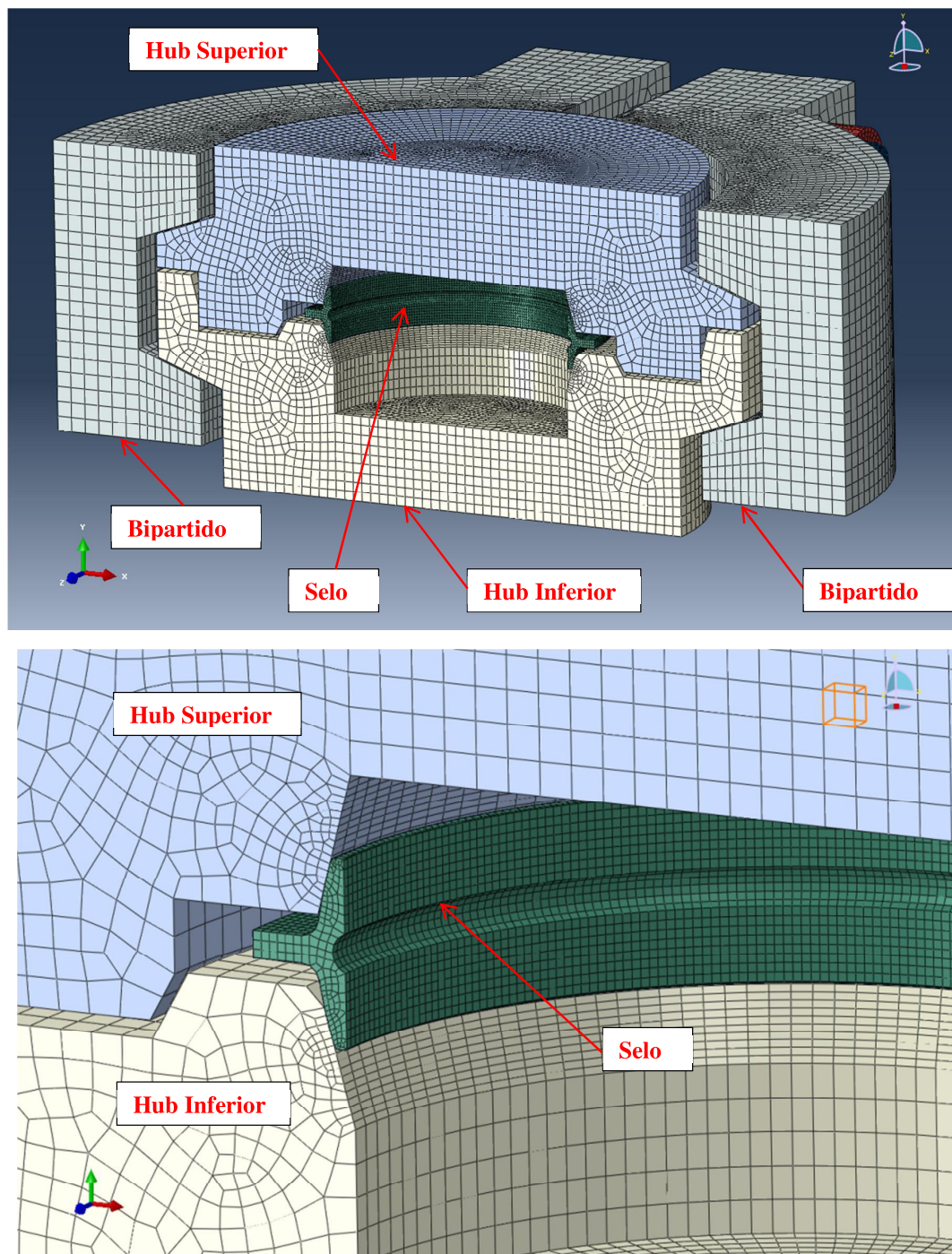
De posse do valor do somatório das pré-cargas aplicadas pelos parafusos (F_1) foram calculados os valores da pré-carga em cada parafuso e o torque necessário para sua geração. Conforme visto anteriormente, o torque necessário depende não apenas da pré-carga, mas também dos coeficientes de atrito entre os filetes de rosca e entre a face da porca e seu assento. Nesse trabalho foram considerados dois valores de coeficiente de atrito na região de interface entre os Hubs e o Conector, devido ao fato de inicialmente existir revestimento de bissulfeto de molibdênio e da possibilidade do mesmo ser removido pelo desgaste. Dessa forma, para um valor definido de torque, um coeficiente de atrito baixo geraria uma carga de travamento (F_2) superior à gerada na situação de atrito elevado, entretanto, o projeto analisou os extremos para garantir que o sistema funcionasse em qualquer situação, ou seja, o conector bipartido foi projetado de maneira que a carga elevada oriunda do coeficiente de atrito baixo não gerasse nível de tensão acima do limite aceitável e a carga reduzida, devido ao elevado coeficiente de atrito, não comprometesse a vedação do sistema.

Figura 43: Plano de simetria considerado na análise



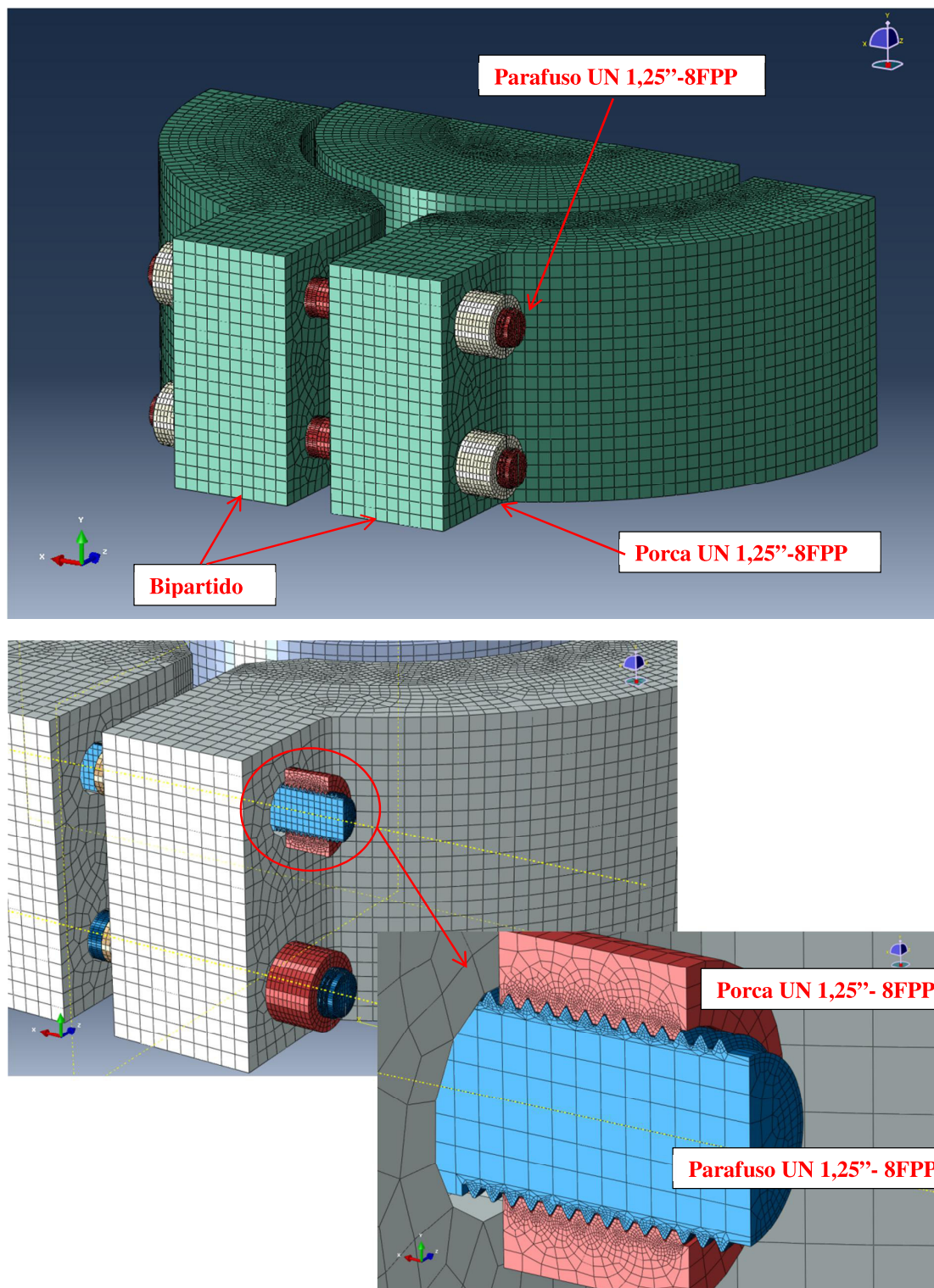
FONTE: Próprio Autor

Figura 44: Malha de Elementos Finitos, considerado filetes paralelos



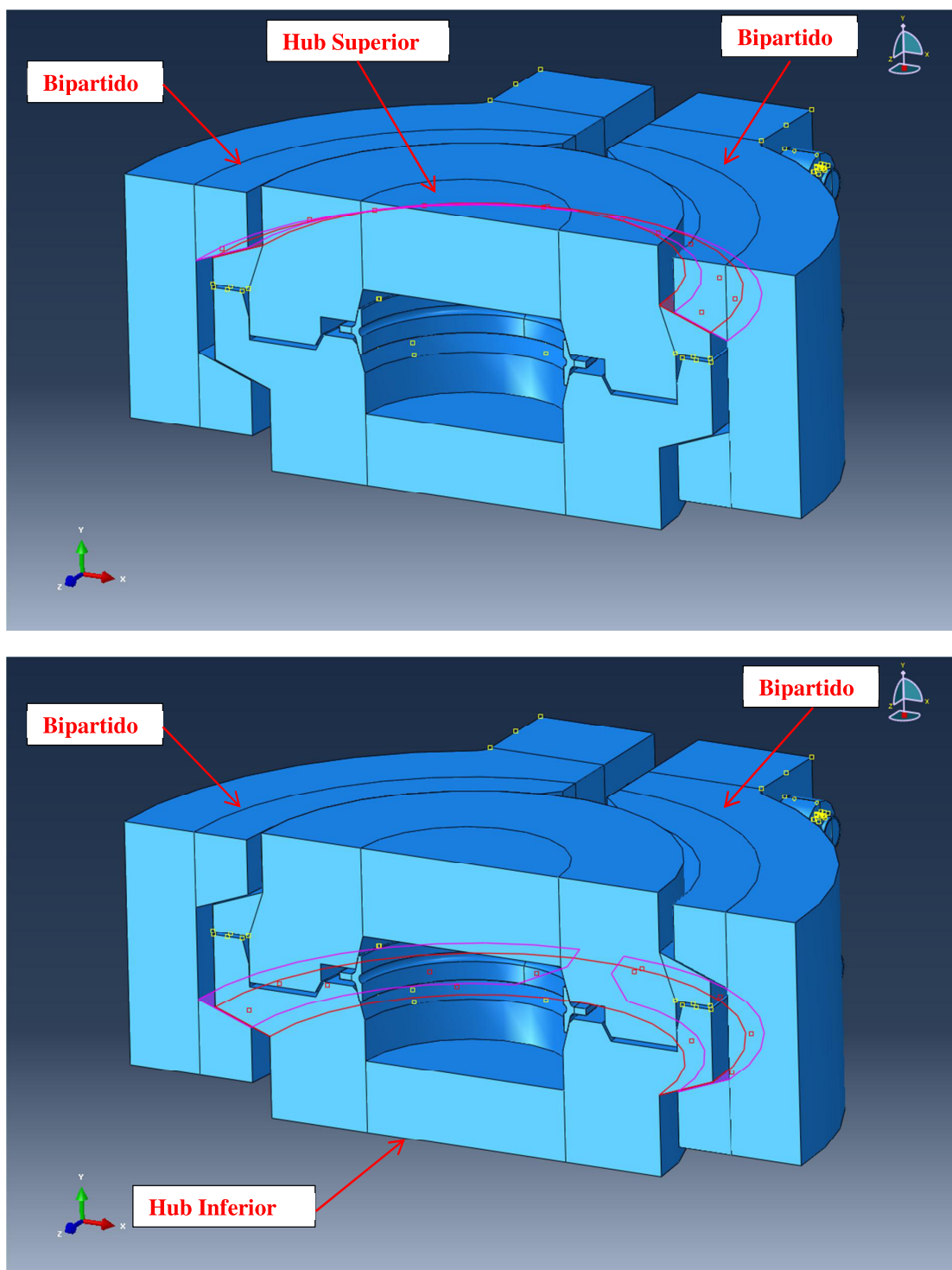
FONTE: Próprio Autor

Figura 44 (continuação): Malha de Elementos Finitos, considerado filetes paralelos



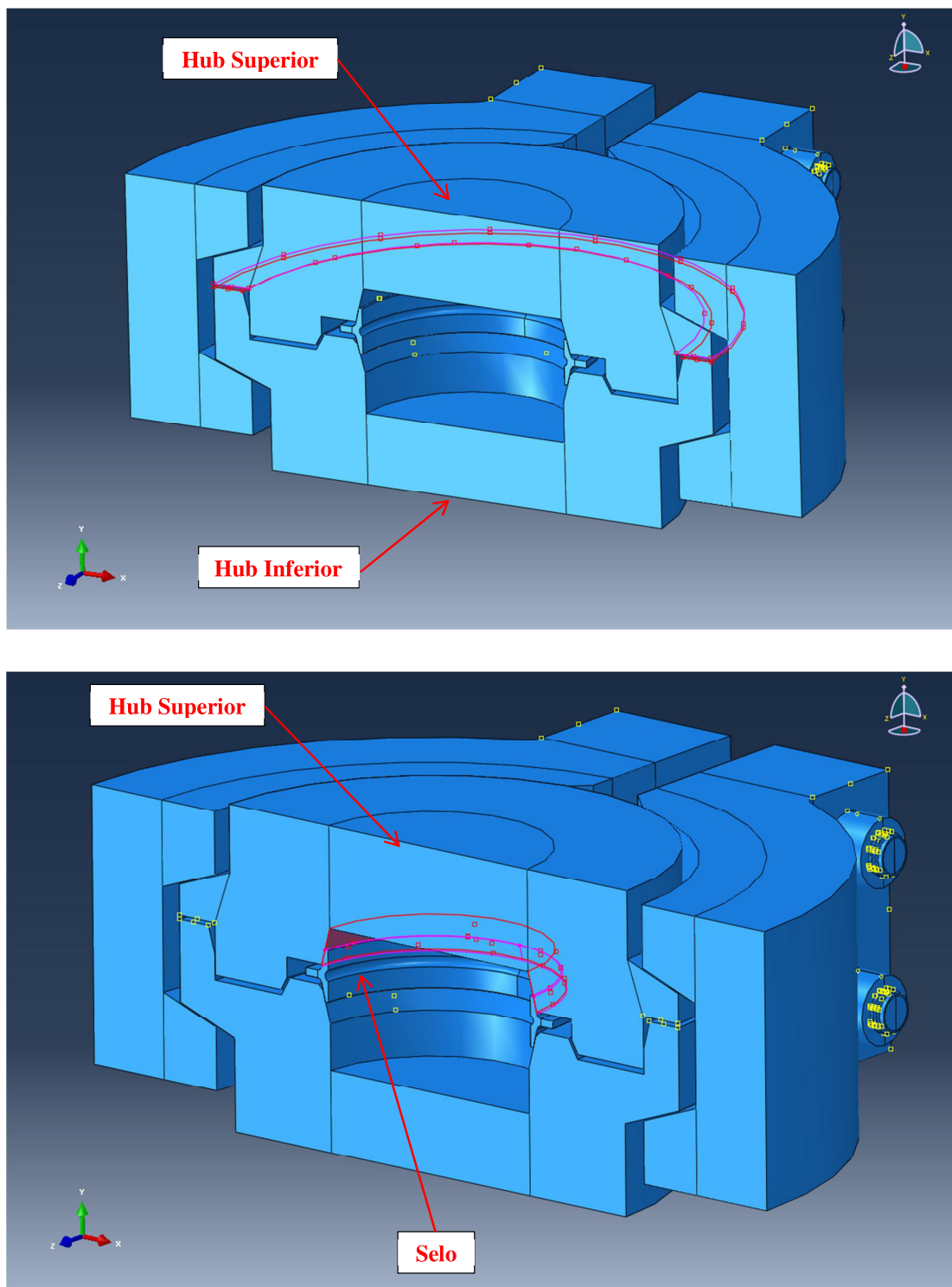
FONTE: Próprio Autor

Figura 45: Pares de Contato



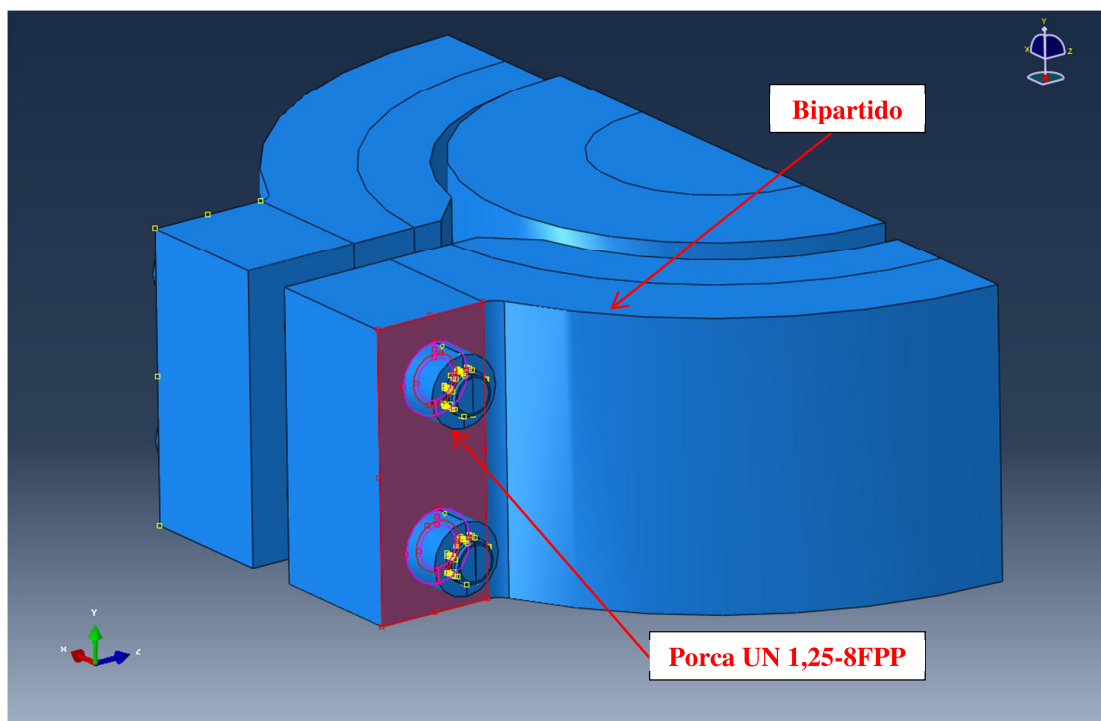
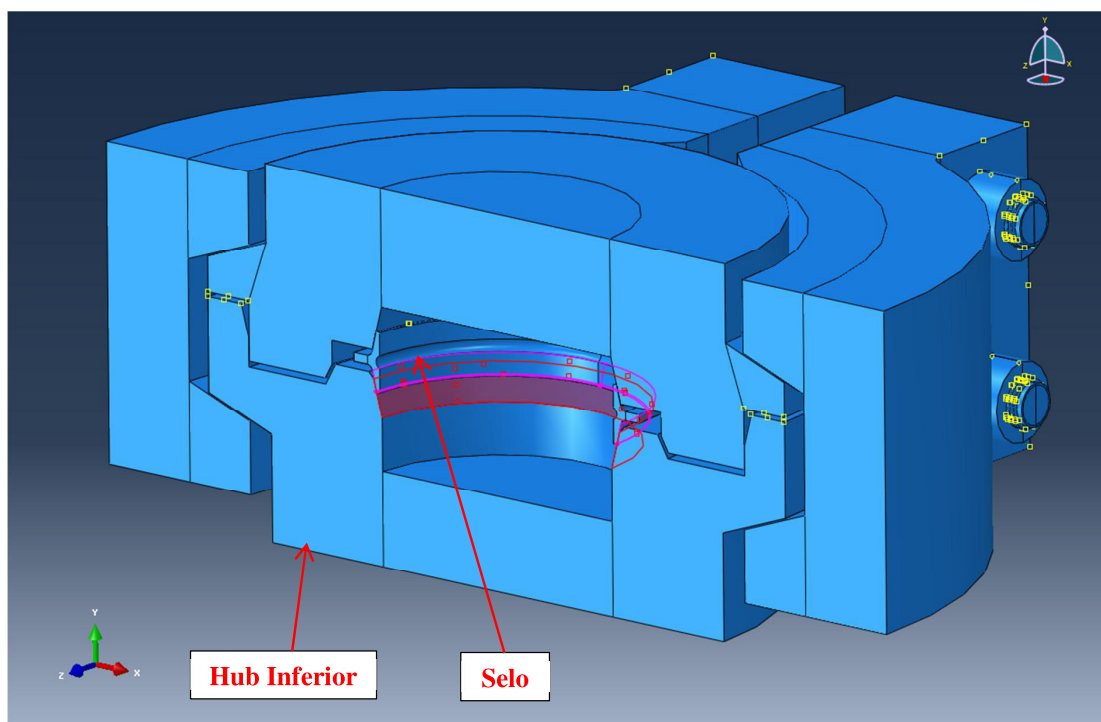
FONTE: Próprio Autor

Figura 45 (continuação): Pares de Contato



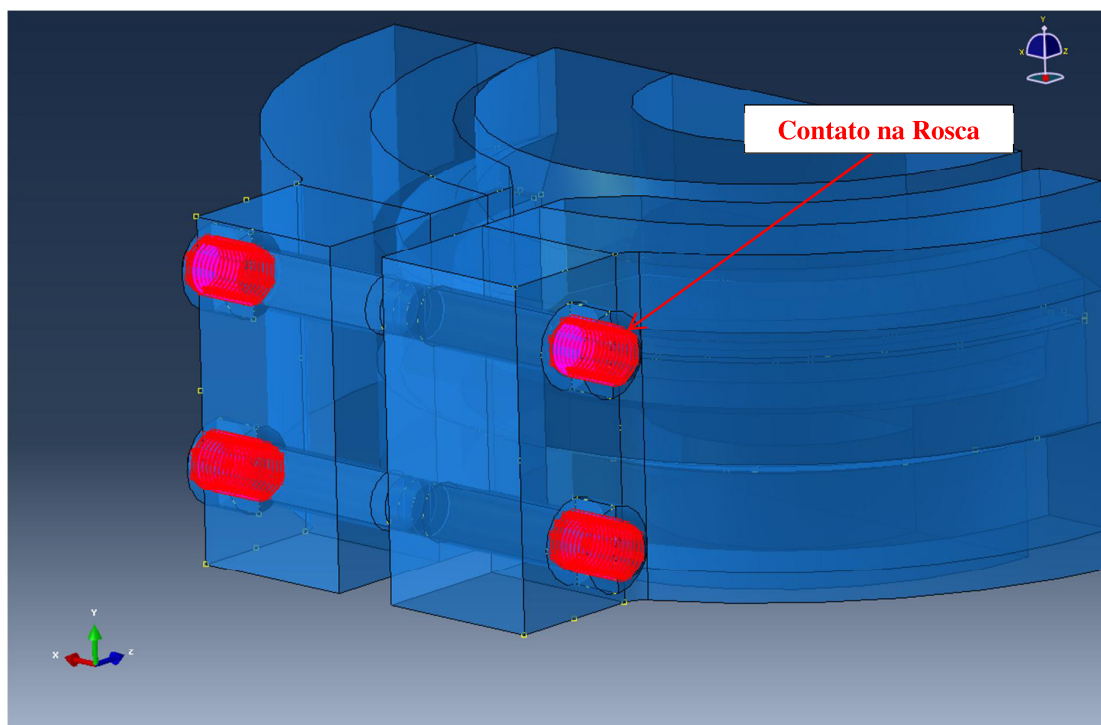
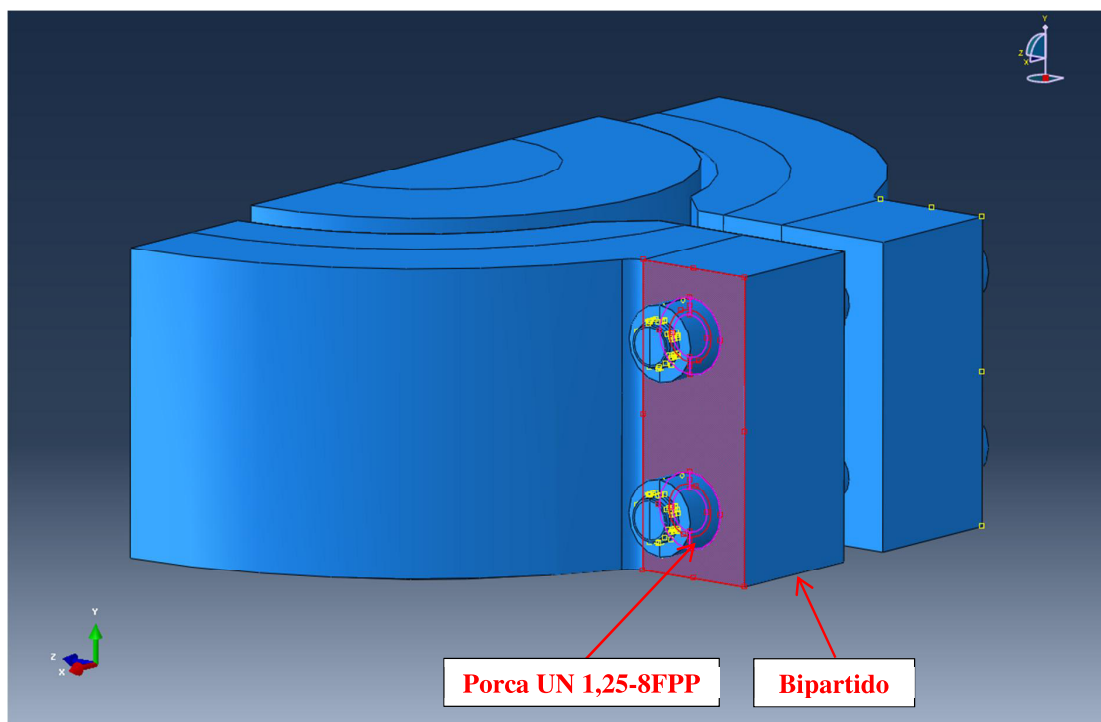
FONTE: Próprio Autor

Figura 45 (continuação): Pares de Contato



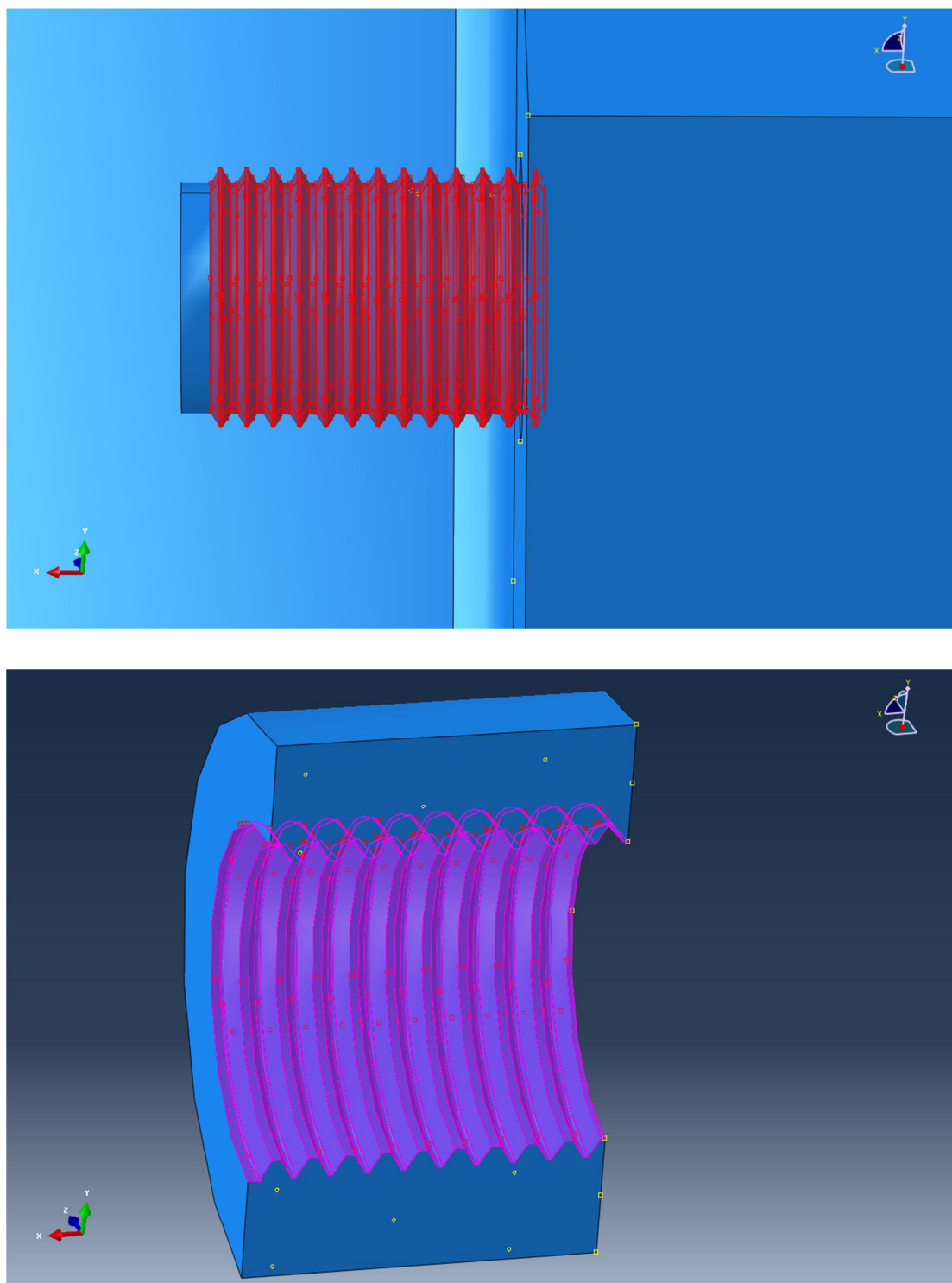
FONTE: Próprio Autor

Figura 45 (continuação): Pares de Contato



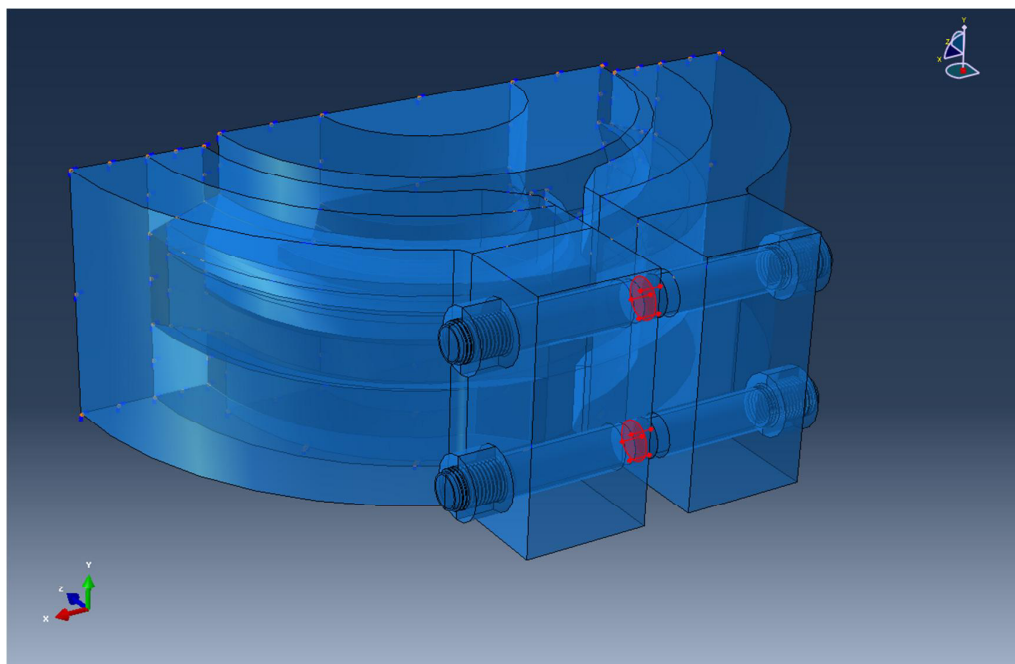
FONTE: Próprio Autor

Figura 45 (continuação): Pares de Contato



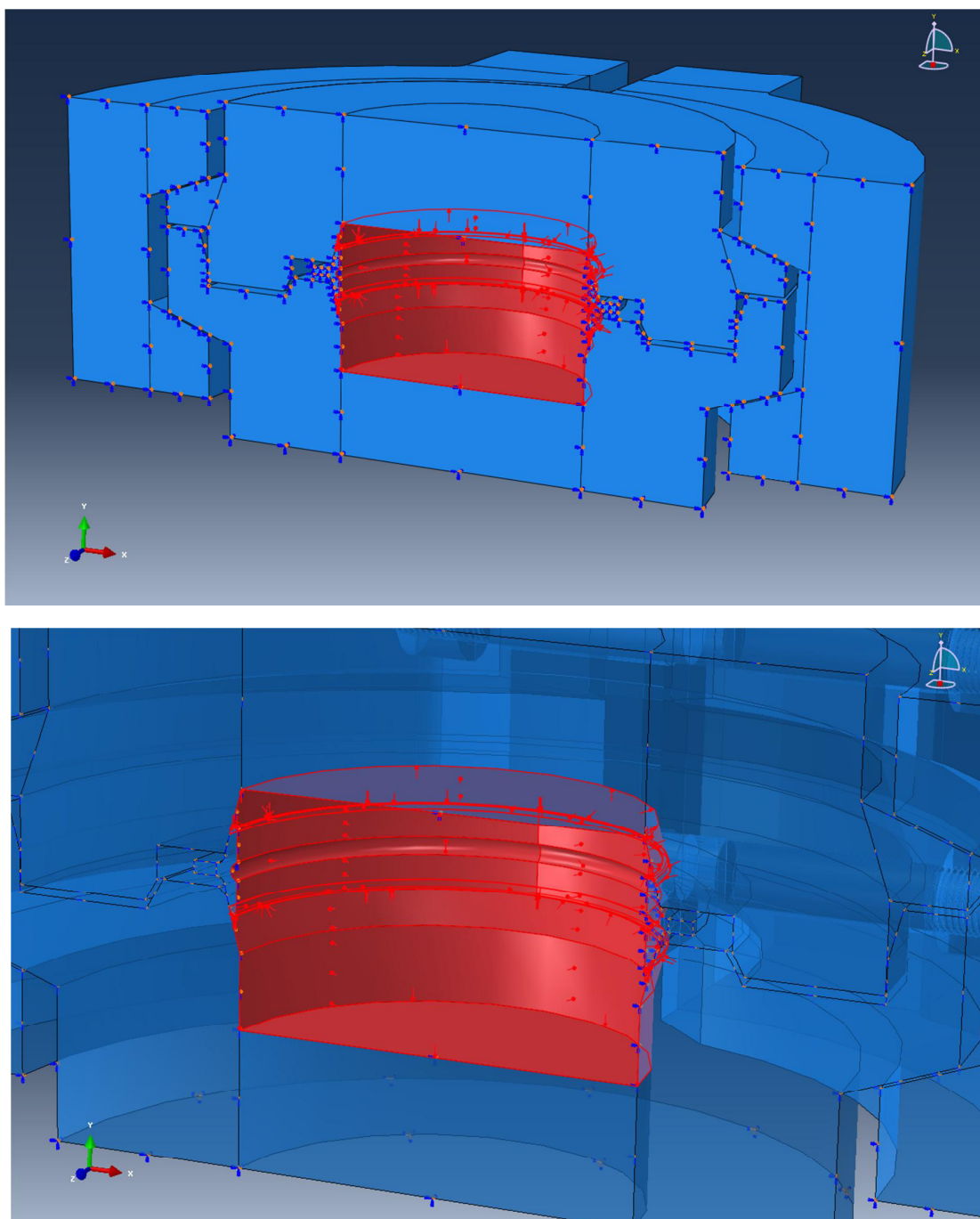
FONTE: Próprio Autor

Figura 46: Aplicação da pré-carga nos parafusos



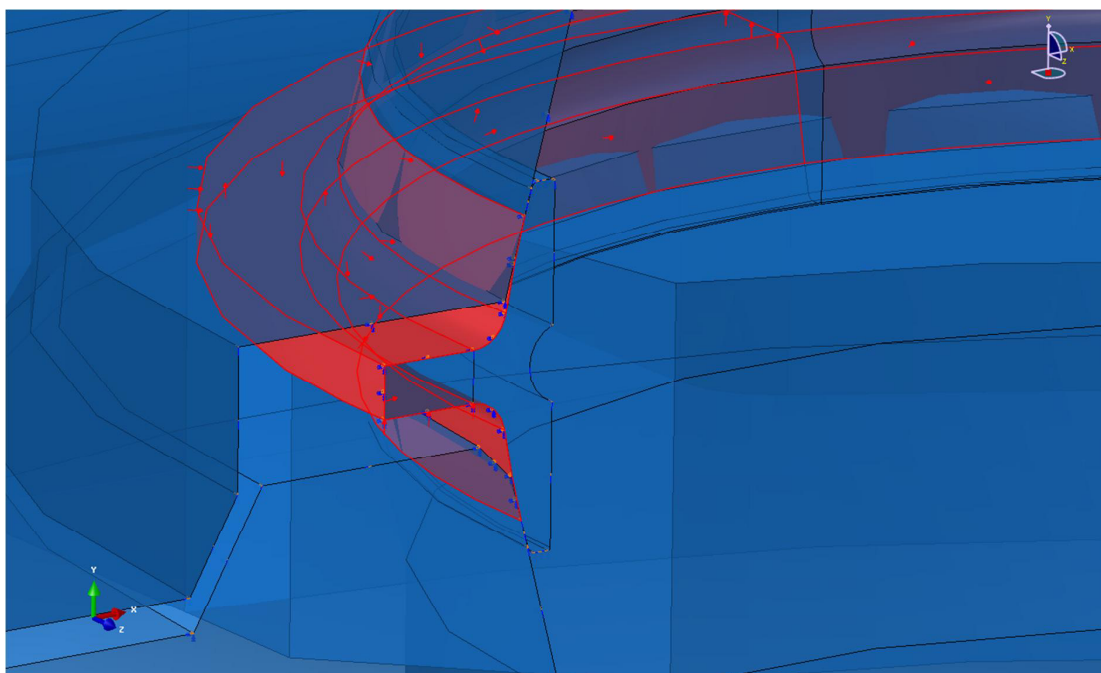
FONTE: Próprio Autor

Figura 47: Aplicação da pressão interna



FONTE: Próprio Autor

Figura 48: Aplicação da pressão externa



FONTE: Próprio Autor

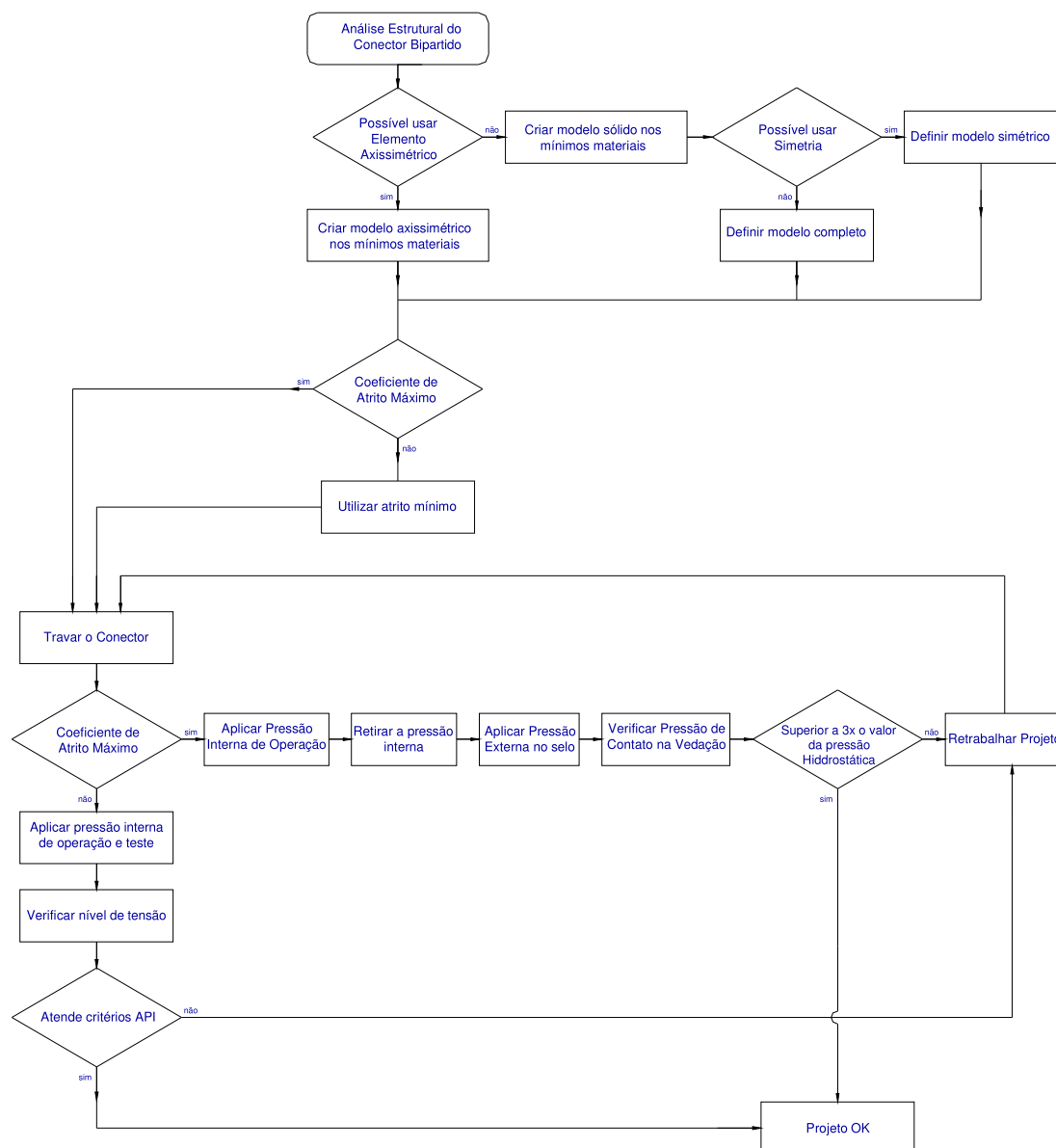
A pré-carga aplicada em cada parafuso foi aquela necessária para gerar tensão de tração equivalente a 50% do limite de escoamento no diâmetro mínimo da rosca. Essa consideração conservadora foi adotada devido ao fato da influência de momento fletor nos parafusos.

A pressão aplicada internamente foi de 68,9 MPa (10000 psi) para condição de operação e 103,4 MPa (15000 psi) para a condição de teste.

A pressão hidrostática considerou lâmina d'água de 3000m e densidade da água $\rho=1026\text{kg/m}^3$ e o valor foi calculado conforme equação (30).

$$P_{hidro} = \rho gh \quad (30)$$

Figura 49: Fluxograma com a metodologia utilizada para análise do conector bipartido

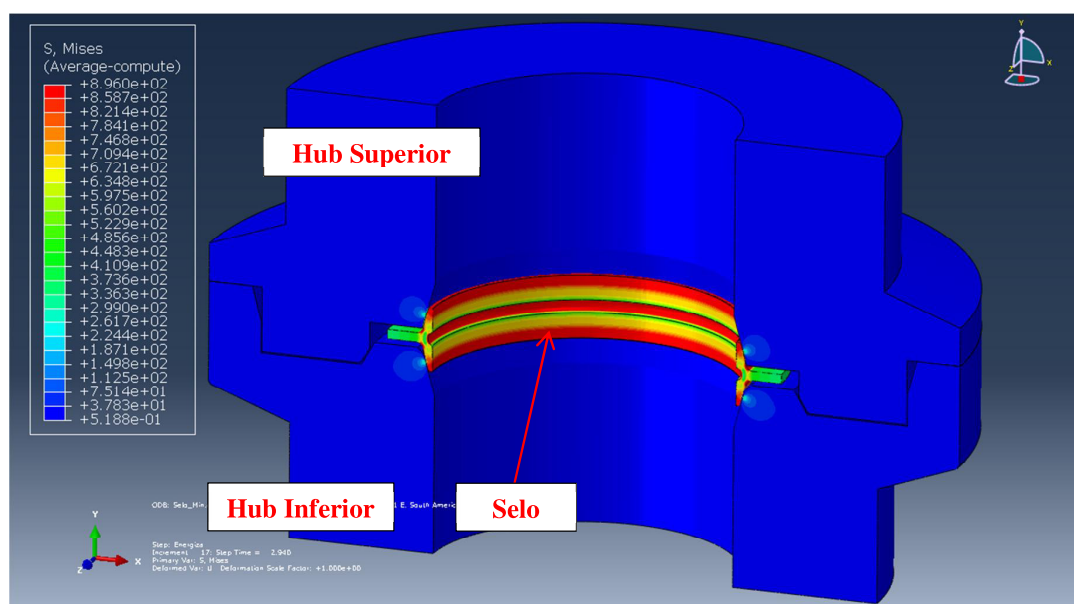


FONTE: Próprio Autor

4 – APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS E DISCUSSÃO

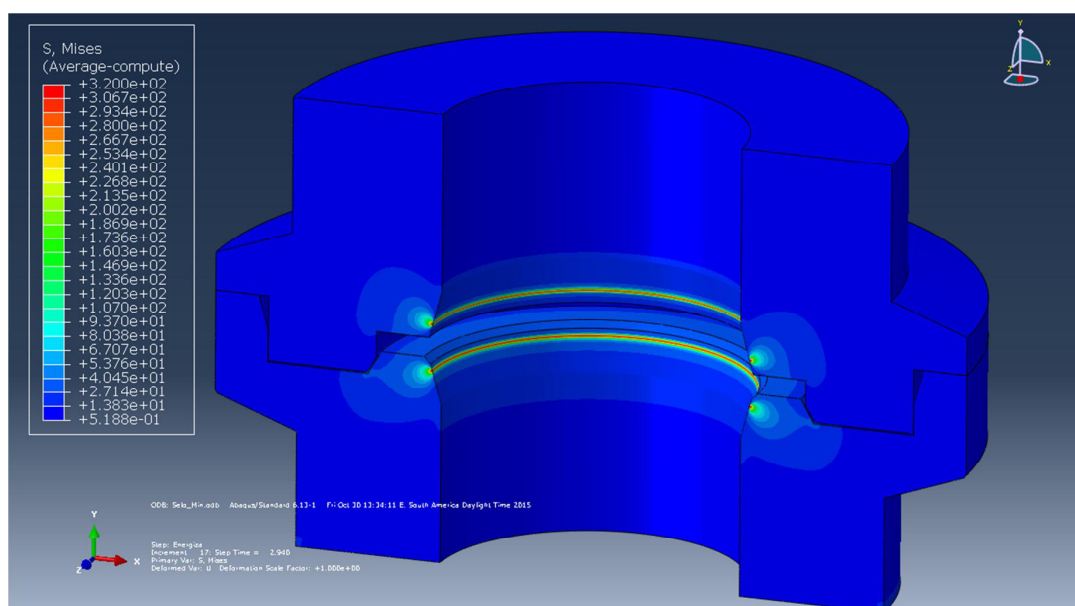
As Figuras 50, 51 e 52 apresentam os níveis de tensão da análise de elementos finitos para a energização do selo metálico na condição de mínimos materiais, onde a folga inicial, apresentada na Figura 39 foi de 2,90mm. A Figura 50 apresenta a distribuição da tensão de von Mises no conjunto no instante em que as faces dos Hubs se encostaram. A Figura 51 apresenta a distribuição de tensão nos Hubs e a Figura 52 apresenta a tensão no selo metálico. A Figura 53 apresenta a deformação plástica no selo e a Figura 54 ilustra o gráfico da Força em função do deslocamento até o contato das faces dos Hubs.

Figura 50: Tensão de von Mises (MPa) - Conjunto



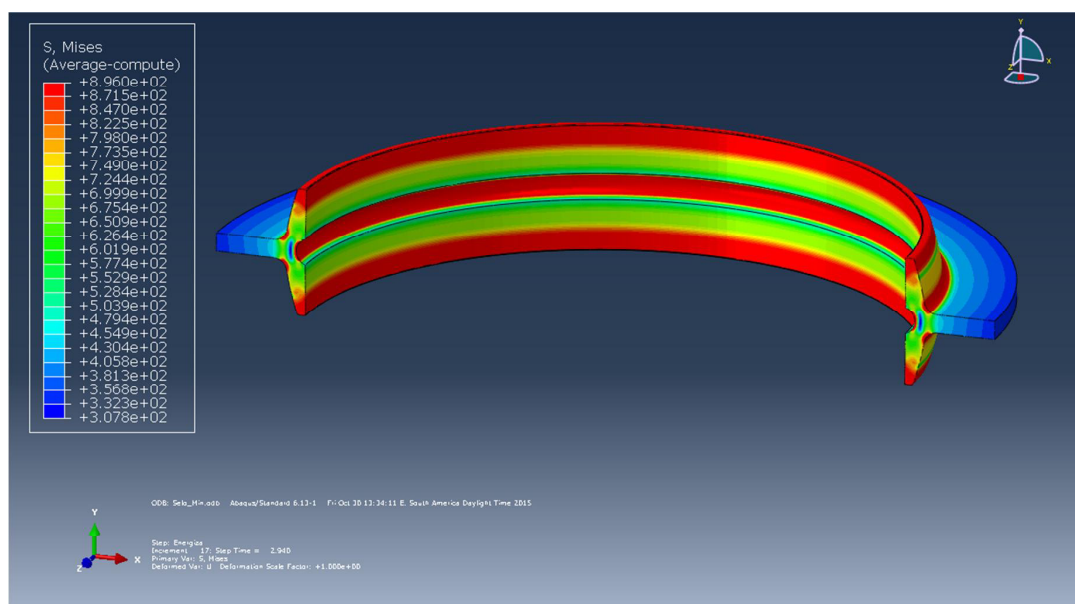
FONTE: Próprio Autor

Figura 51: Tensão de von Mises (MPa) – Hubs



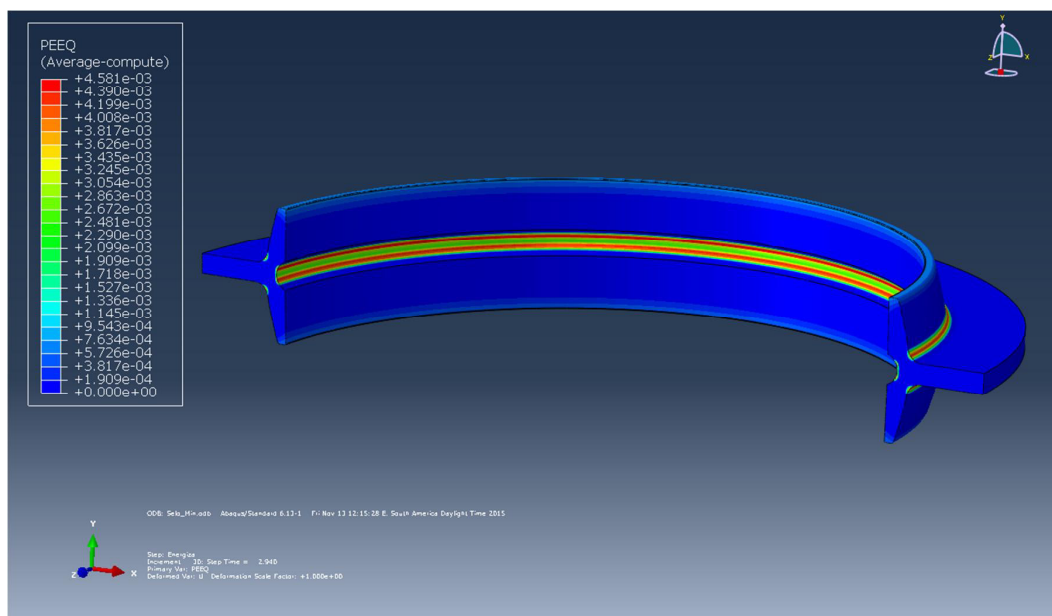
FONTE: Próprio Autor

Figura 52: Tensão de von Mises (MPa) – Selo Metálico



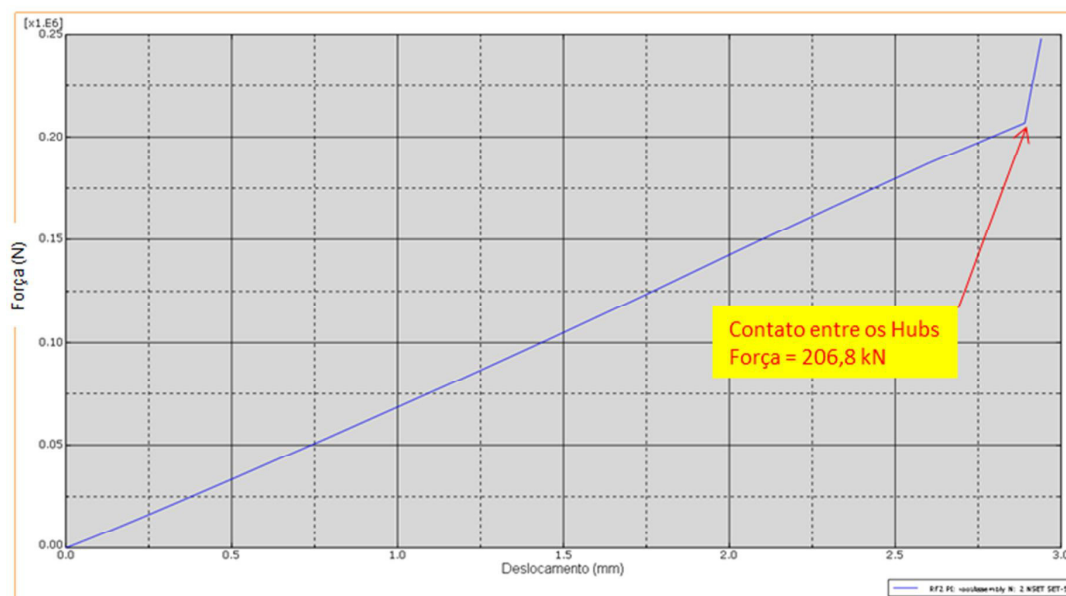
FONTE: Próprio Autor

Figura 53: Deformação Plástica



FONTE: Próprio Autor

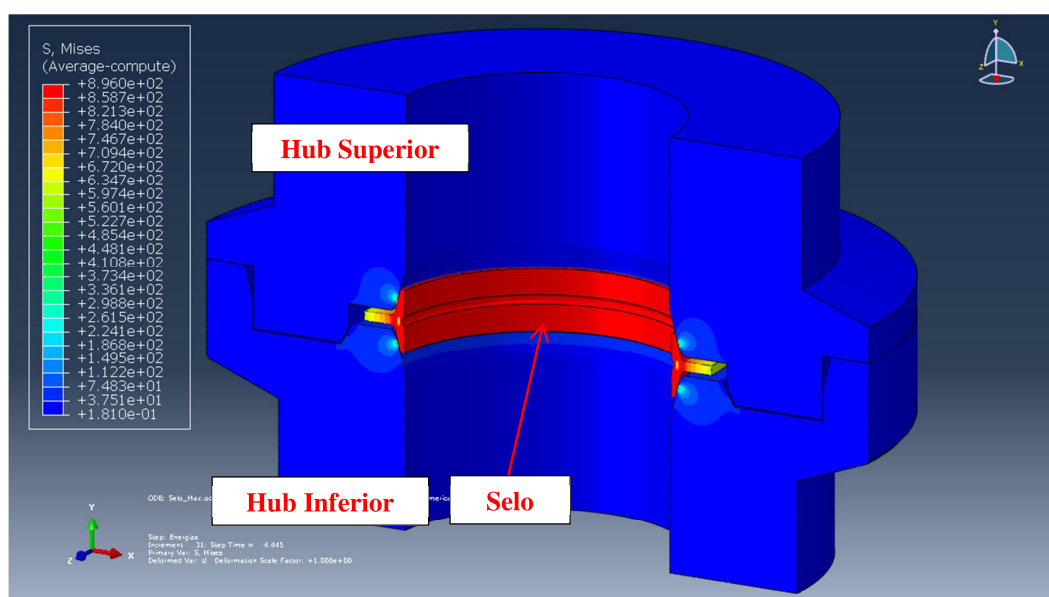
Figura 54: Gráfico da Força de Energização



FONTE: Próprio Autor

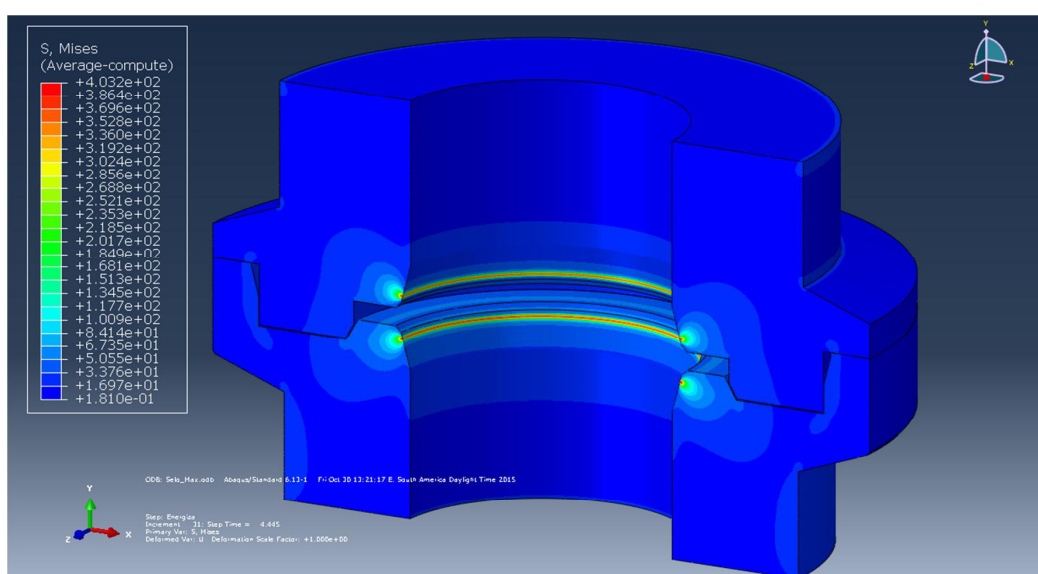
Para a condição de máximos materiais, a folga entre os Hubs foi de 4,30mm. As Figuras 55, 56, 57, 58 e 59 apresentam, respectivamente, a distribuição da tensão de von Mises no conjunto, a tensão de von Mises nos Hubs, a tensão de von Mises no selo metálico, a deformação plástica no selo e o gráfico da força em função do deslocamento até o contato entre os hubs.

Figura 55: Tensão de von Mises (MPa) - Conjunto



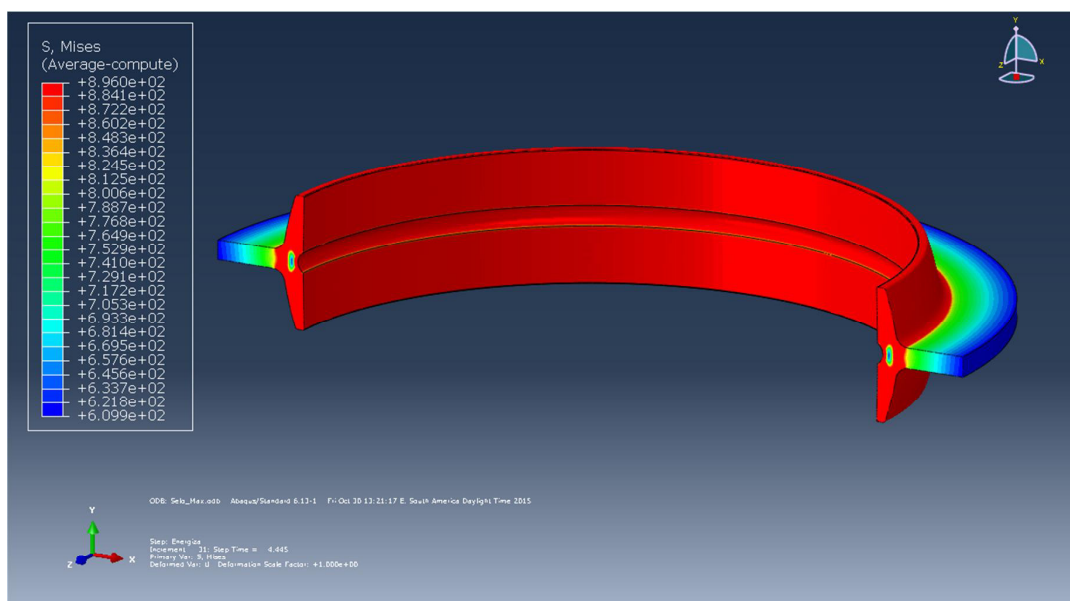
FONTE: Próprio Autor

Figura 56: Tensão de von Mises (MPa) – Hubs



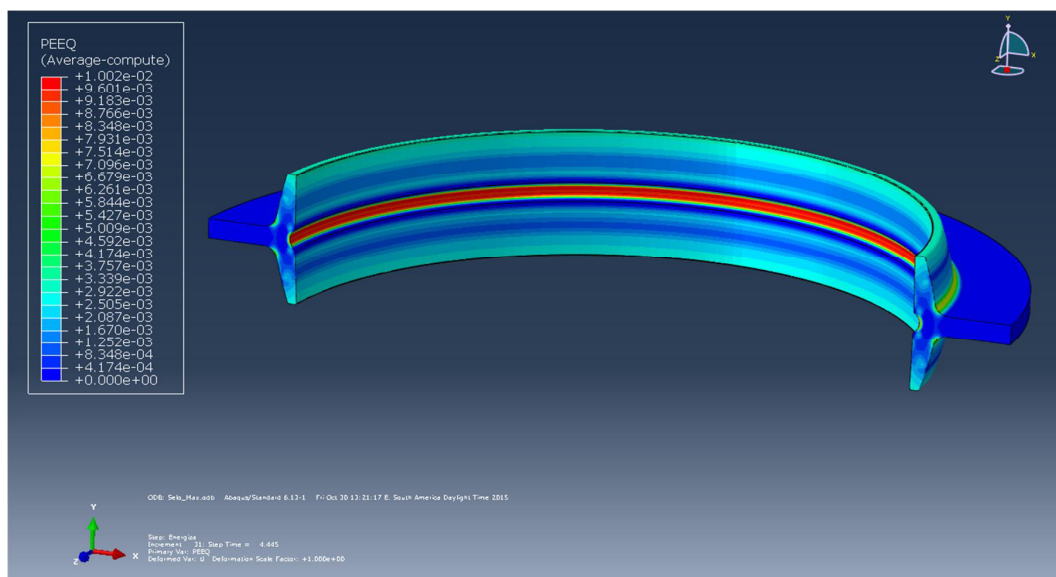
FONTE: Próprio Autor

Figura 57: Tensão de von Mises (MPa) – Selo



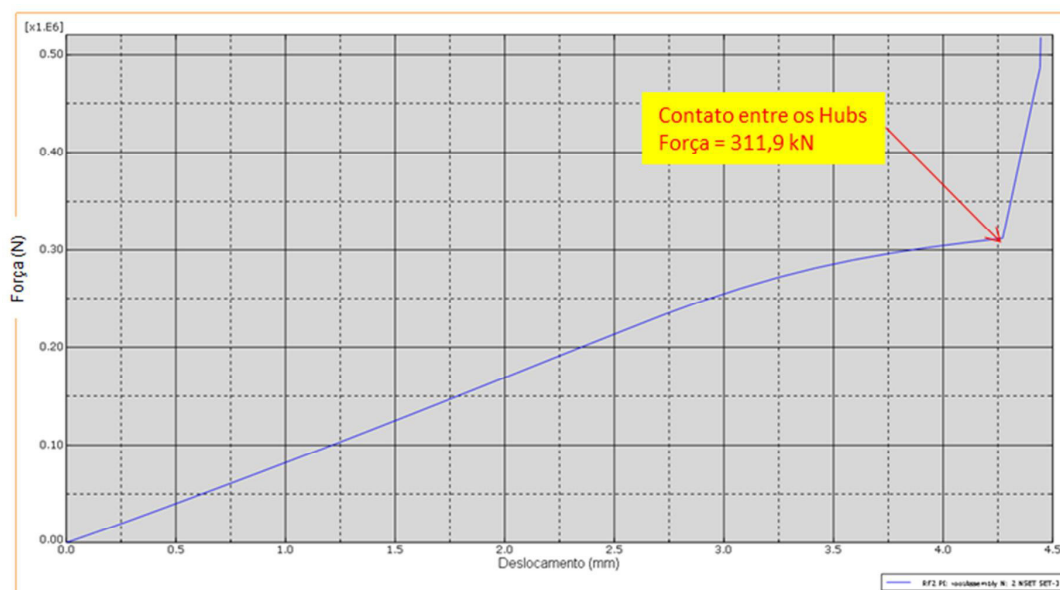
FONTE: Próprio Autor

Figura 58: Deformação Plástica - Selo



FONTE: Próprio Autor

Figura 59: Gráfico da Força de Energização



FONTE: Próprio Autor

Conforme apresentado nos gráficos das Figuras 54 e 59, para confinar o selo metálico será necessária força vertical entre 206,8 e 311,9 kN.

Considerando o sistema pressurizado com 68,9 MPa (10000 psi) na condição de operação e 103,4 MPa (15000psi) na condição de teste em um diâmetro de 183 mm, tem-se que a força gerada verticalmente pela pressão é 1813,5 kN na condição de operação e 2720,2 kN na condição de teste.

Para que as faces dos Hubs não se separem, a força gerada pela pressão deveria ser inferior à carga F_2 , gerada pelo somatório das pré-cargas (F_1) nos parafusos, que por sua vez deveria ser maior que a carga necessária para energizar o selo metálico. Como o Hub desse trabalho apresenta ângulo α de 20° e temos das tabelas 1 e 2 que o ganho mecânico é igual a 2,19 e 1,84 para coeficiente de atrito 0,08 e 0,15 respectivamente, seria necessário que o valor do somatório das pré-cargas (F_1) fosse no mínimo conforme valores da Tabela 6.

Coeficiente de Atrito 0,08		Coeficiente de Atrito 0,15	
Operação	Teste	Operação	Teste
828,1 kN	1242,1 kN	985,6 kN	1478,4 kN

Tabela 6: Pré-Carga nos parafusos para garantir que os Hubs não se separem

Como foram utilizados quatro parafusos, a pré-carga necessária em cada um de maneira a garantir que as faces dos hubs não se separem deveria ser conforme apresentado na Tabela 7.

Coeficiente de Atrito 0,08		Coeficiente de Atrito 0,15	
Operação	Teste	Operação	Teste
207 kN	310,5 kN	246,4 kN	369,6 kN

Tabela 7: Pré-Carga em cada parafuso para garantir que os Hubs não se separem

Portanto, para garantir que não haja possibilidade de separação dos Hubs em nenhuma condição, a pré-carga em cada parafuso deveria ser de no mínimo 369,6 kN. Nesse trabalho foram utilizados parafusos UN 1,25” - 8FPP, cujo diâmetro mínimo, é 27,917mm, conforme apresentado no Anexo A. A tensão de escoamento dos parafusos é 724 MPa e a pré-carga necessária para gerar tensão de 50% do limite elástico é de 221,4 kN. Logo, se compararmos esse valor com os apresentados na Tabela 6, perceberemos que não ocorre separação entre as faces dos Hubs apenas na condição de Operação com coeficiente de atrito na interface do Bipartido com os Hubs de 0,08.

Utilizando pré-carga de 221,4 kN aplicada em cada parafuso, tem-se $F_1=885,6$ kN e, no pior caso, $F_2=1629,5$ kN. Como a máxima carga de energização do selo é 311,9 kN (Figura 59), pode-se concluir que a pré-carga utilizada é capaz de confinar completamente o selo durante a montagem.

Para calcular o torque a ser aplicado, foi utilizada a equação (18), sendo possível determinar que para gerar pré-carga de 221,4 kN é necessário aplicar torque de 762,3 N.m considerando atrito de 0,08 tanto na rosca como na face de aperto. Do torque total aplicado, 416,9 N.m são consumidos pelo atrito entre os filetes da rosca e 345,4 N.m pelo atrito na face de encosto, cujo diâmetro médio é 39 mm.

Considerando o torque de 416,9 N.m, tem-se tensão de torção de 97,6 MPa no diâmetro menor do parafuso, que deverá ser considerada no cálculo da tensão equivalente no parafuso.

Para a análise estrutural do conector bipartido foram considerados os seguintes “steps”.

- 1) Pré-Carga dos Parafusos = 221,4 kN
- 2) Pressão de Operação = 68,9 MPa (10000 psi)
- 3) Pressão de Teste = 103,4 MPa (15000 psi)

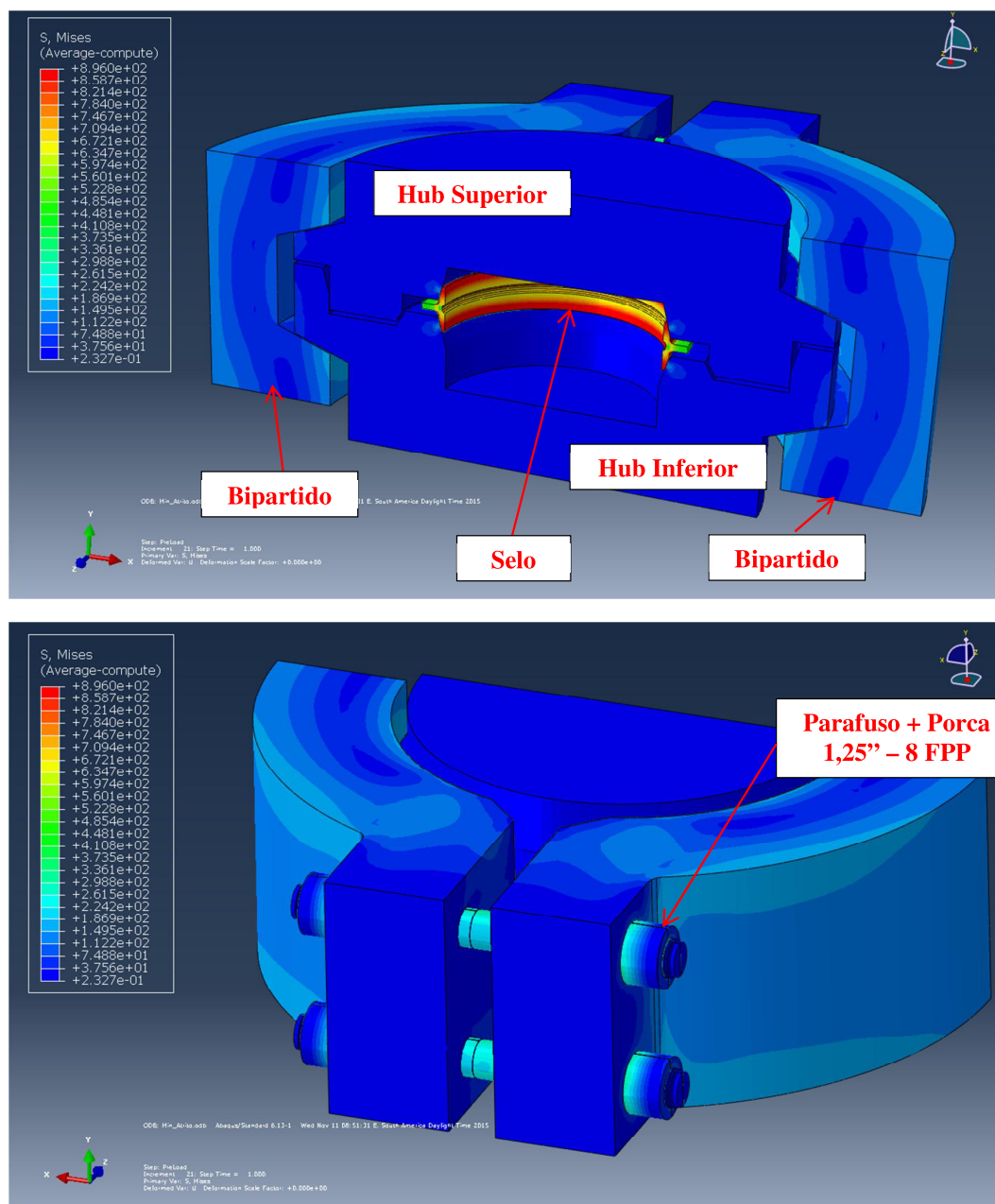
Para certificar que água do mar não entrará no sistema, foram consideradas as seguintes análises para a condição de máximo atrito na interface entre o conector e os Hubs:

- 1) Pré-Carga dos Parafusos = 221,4 kN
- 2) Pressão de Operação = 68,9 MPa (10000 psi)
- 3) Retirada da Pressão de Operação (pressão nula)
- 4) Aplicada Pressão Hidrostática na face externa ao selo

As figuras seguintes (Figura 60 até 96) ilustram os resultados da análise para o coeficiente de atrito de 0,08 entre os Hubs e os Bipartidos.

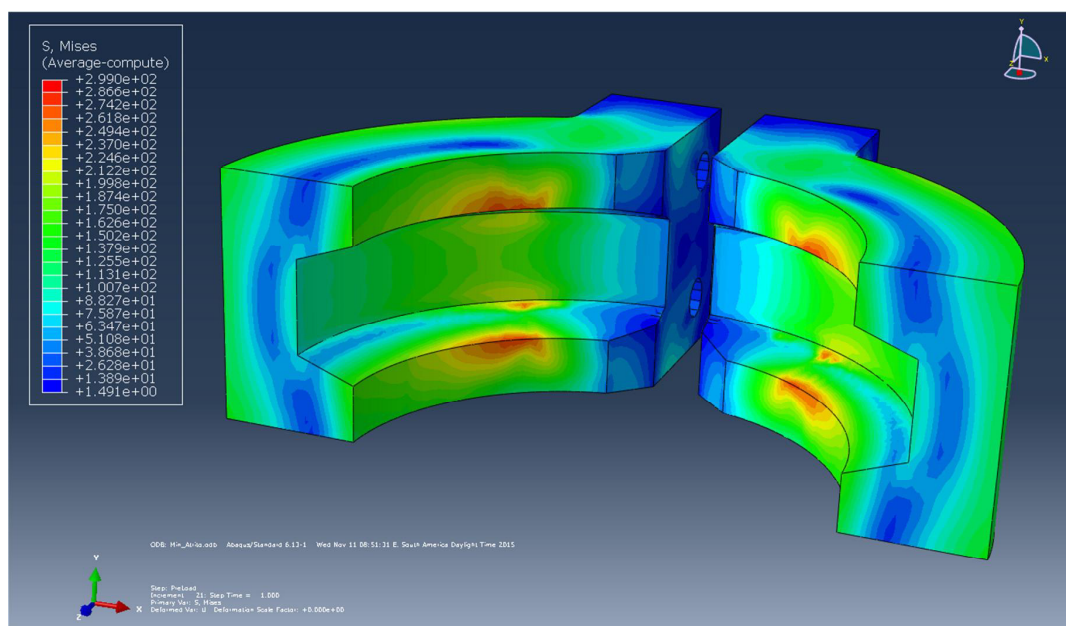
1º Step: Pré-Carga nos parafusos

Figura 60: Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (1º Step $\mu=0,08$)



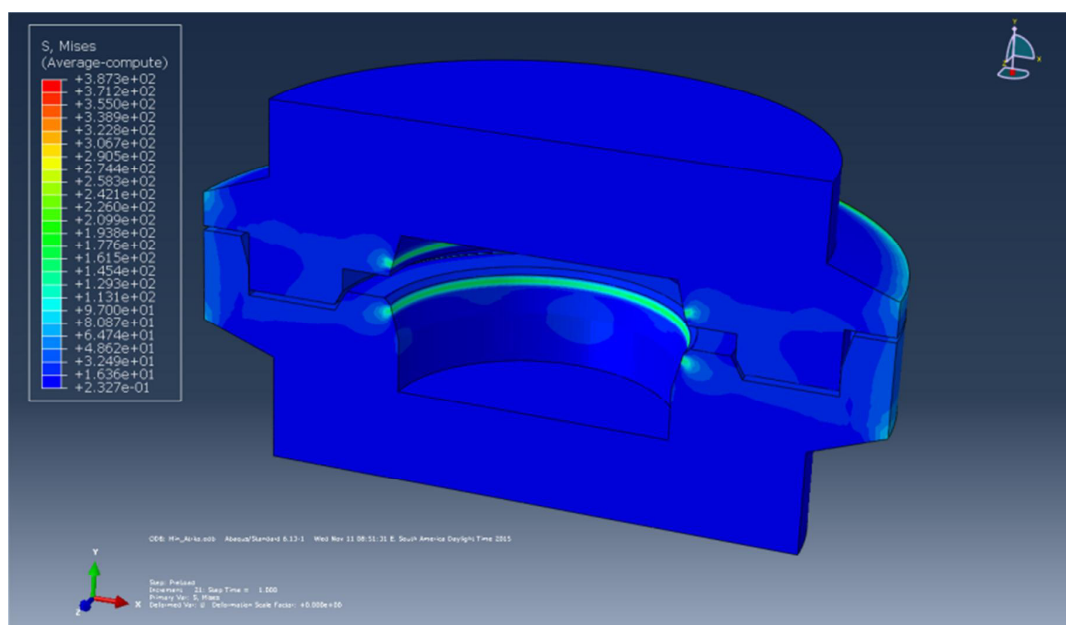
FONTE: Próprio Autor

Figura 61: Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (1º Step $\mu=0,08$)



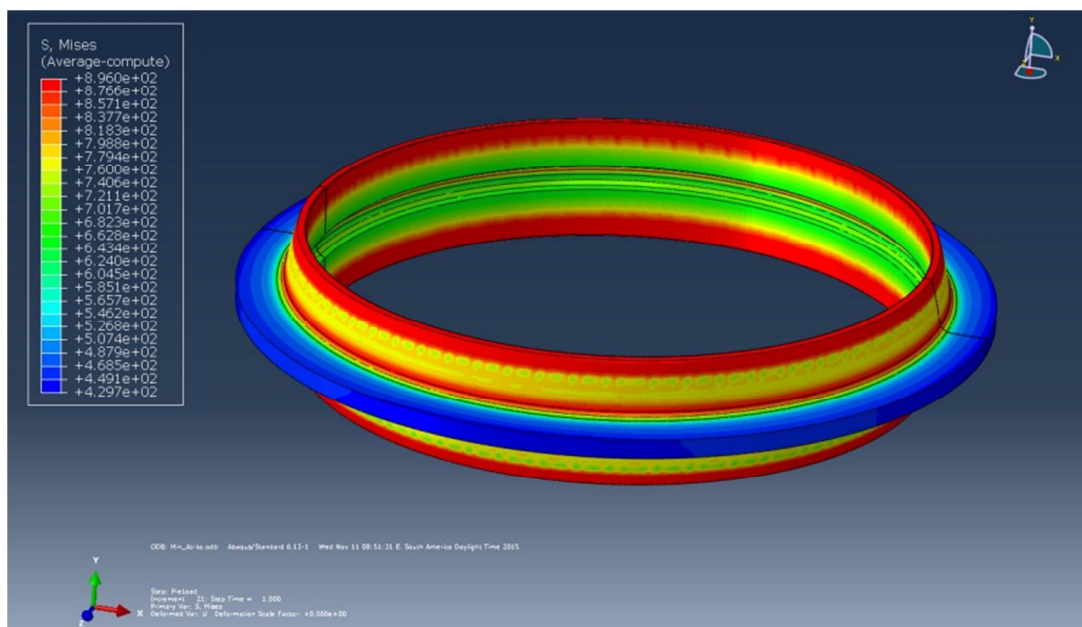
FONTE: Próprio Autor

Figura 62: Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (1º Step $\mu=0,08$)



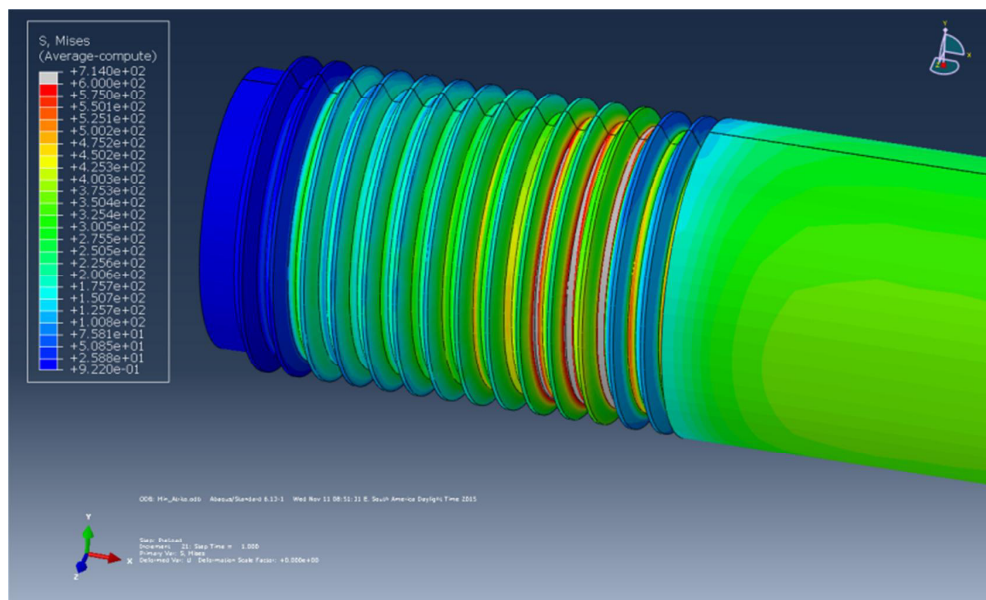
FONTE: Próprio Autor

Figura 63: Tensão de von Mises (MPa) – Selo (1º Step $\mu=0,08$)



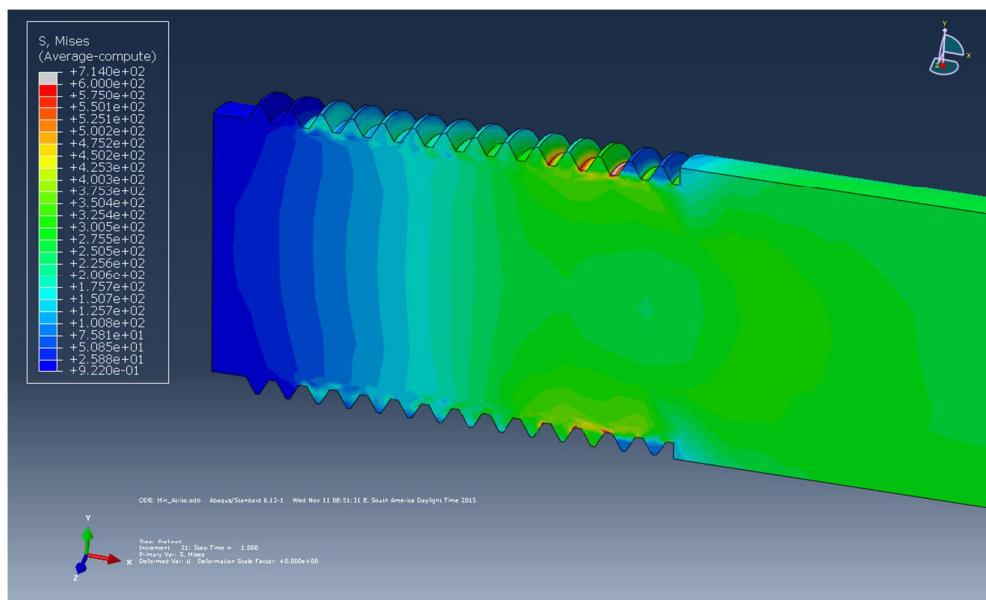
FONTE: Próprio Autor

Figura 64: Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (1º Step $\mu=0,08$)



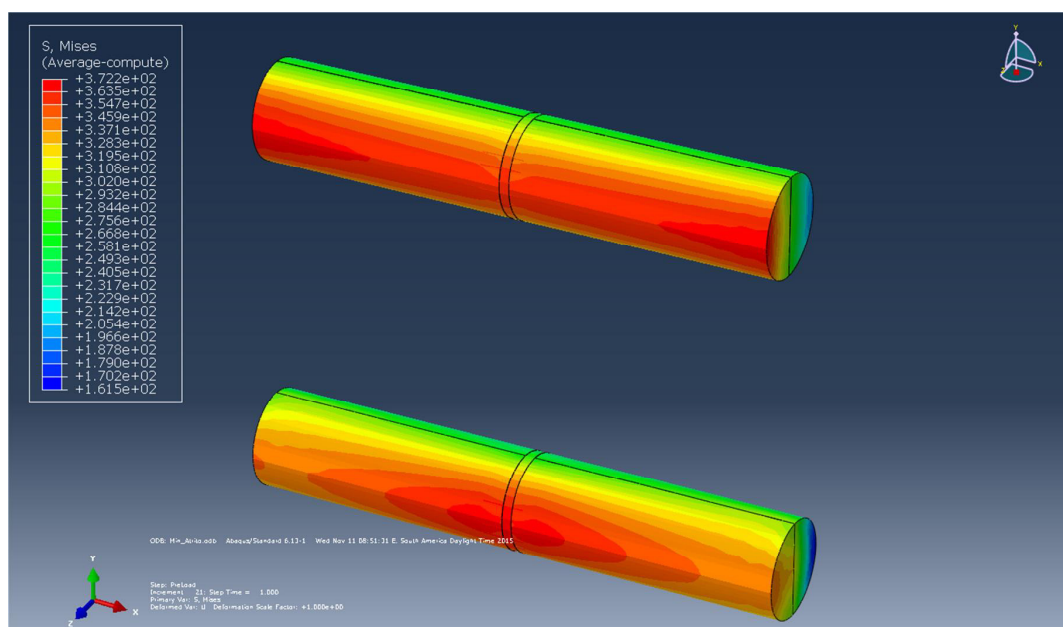
FONTE: Próprio Autor

Figura 64 (continuação): Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (1º Step $\mu=0,08$)



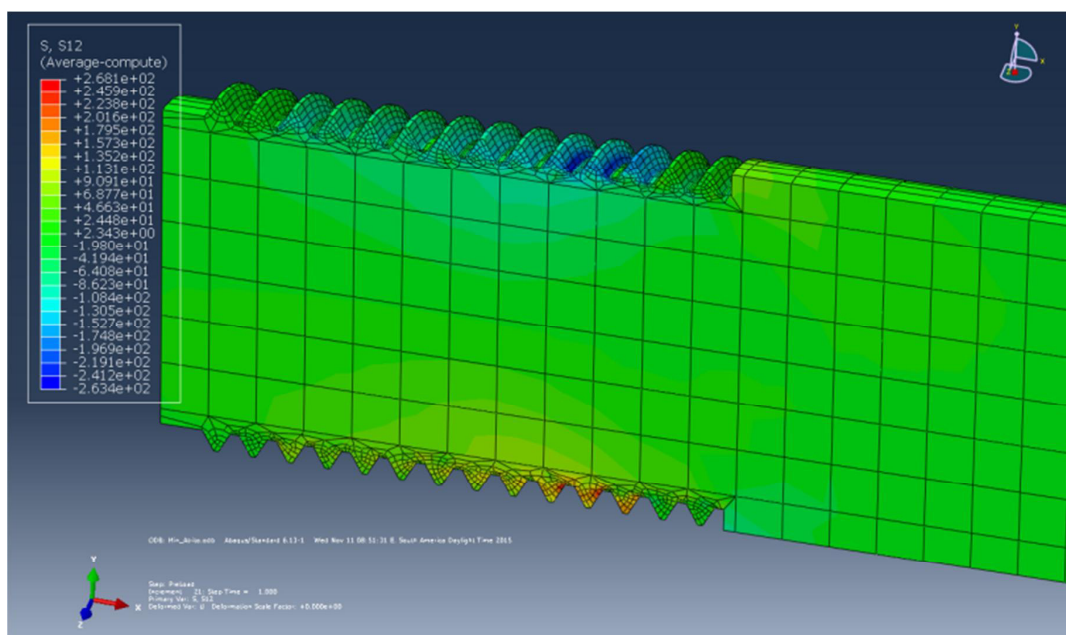
FONTE: Próprio Autor

Figura 65: Tensão de von Mises (MPa) – Corpo dos Parafusos (1º Step $\mu=0,08$)



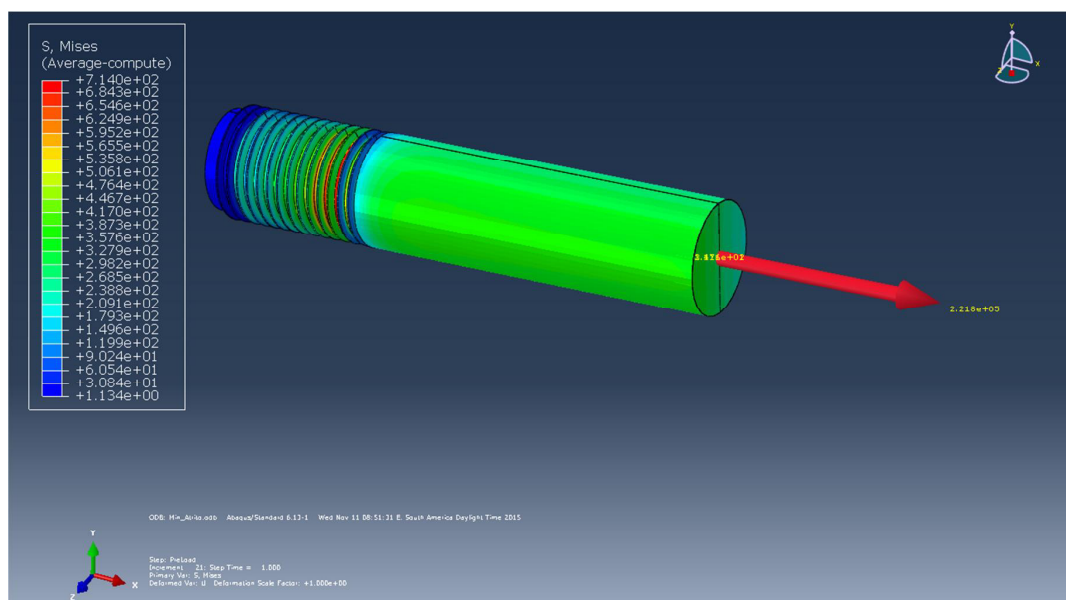
FONTE: Próprio Autor

Figura 66: Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafuso (1º Step $\mu=0,08$)



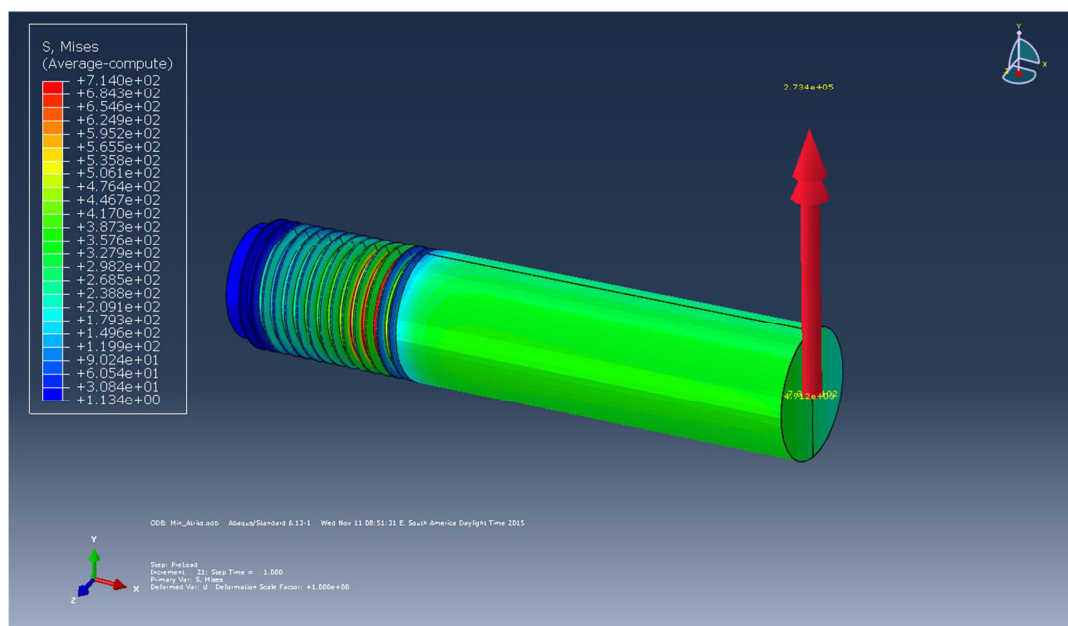
FONTE: Próprio Autor

Figura 67: Força Axial (N) – Parafuso (1º Step $\mu=0,08$)



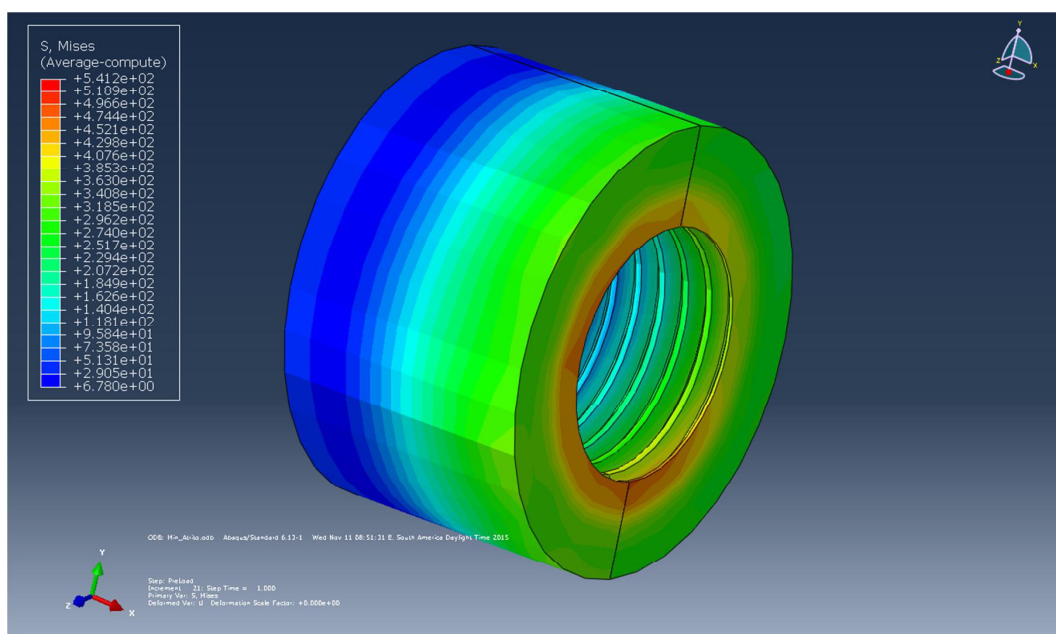
FONTE: Próprio Autor

Figura 68: Momento Fletor (N.mm) – Parafuso (1º Step $\mu=0,08$)



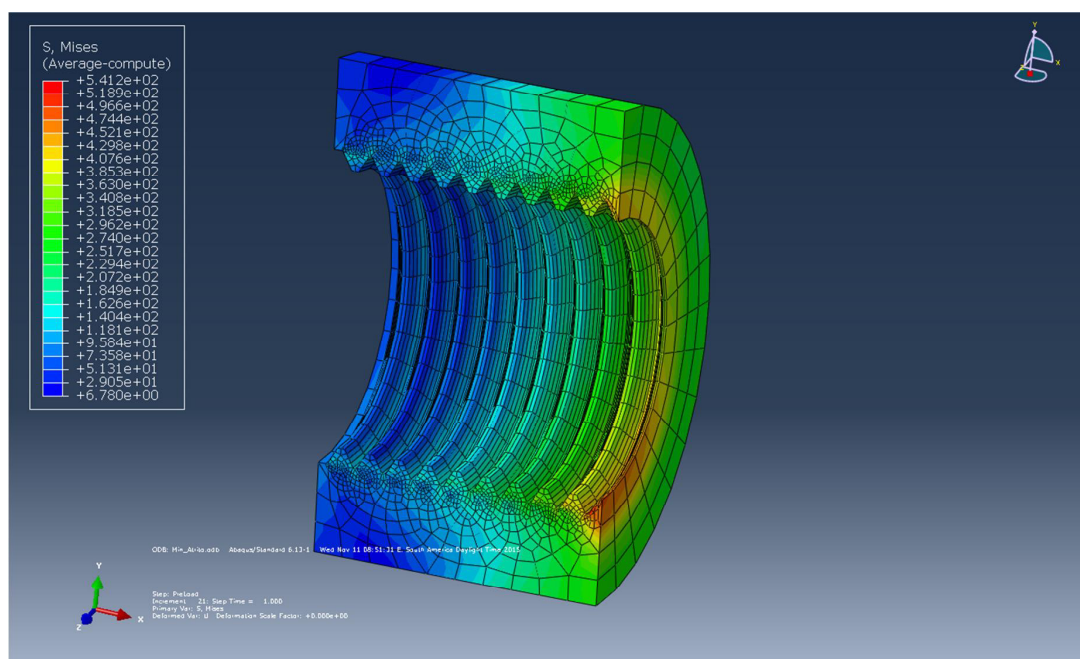
FONTE: Próprio Autor

Figura 69: Tensão de von Mises (MPa) – Porca (1º Step $\mu=0,08$)



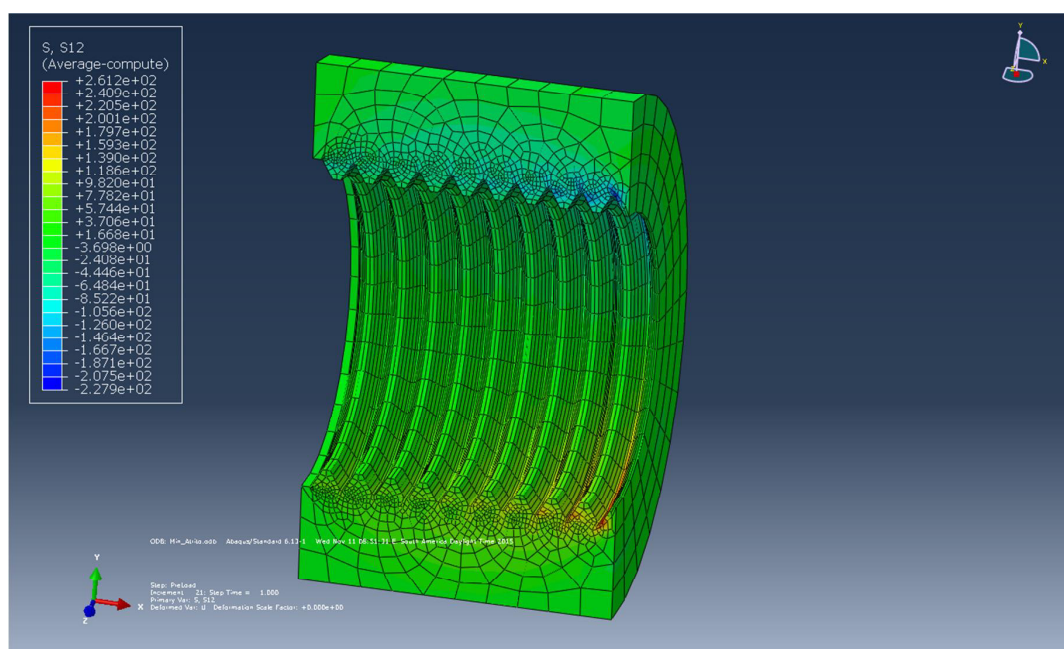
FONTE: Próprio Autor

Figura 69 (continuação): Tensão de von Mises (MPa) – Porca (1° Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

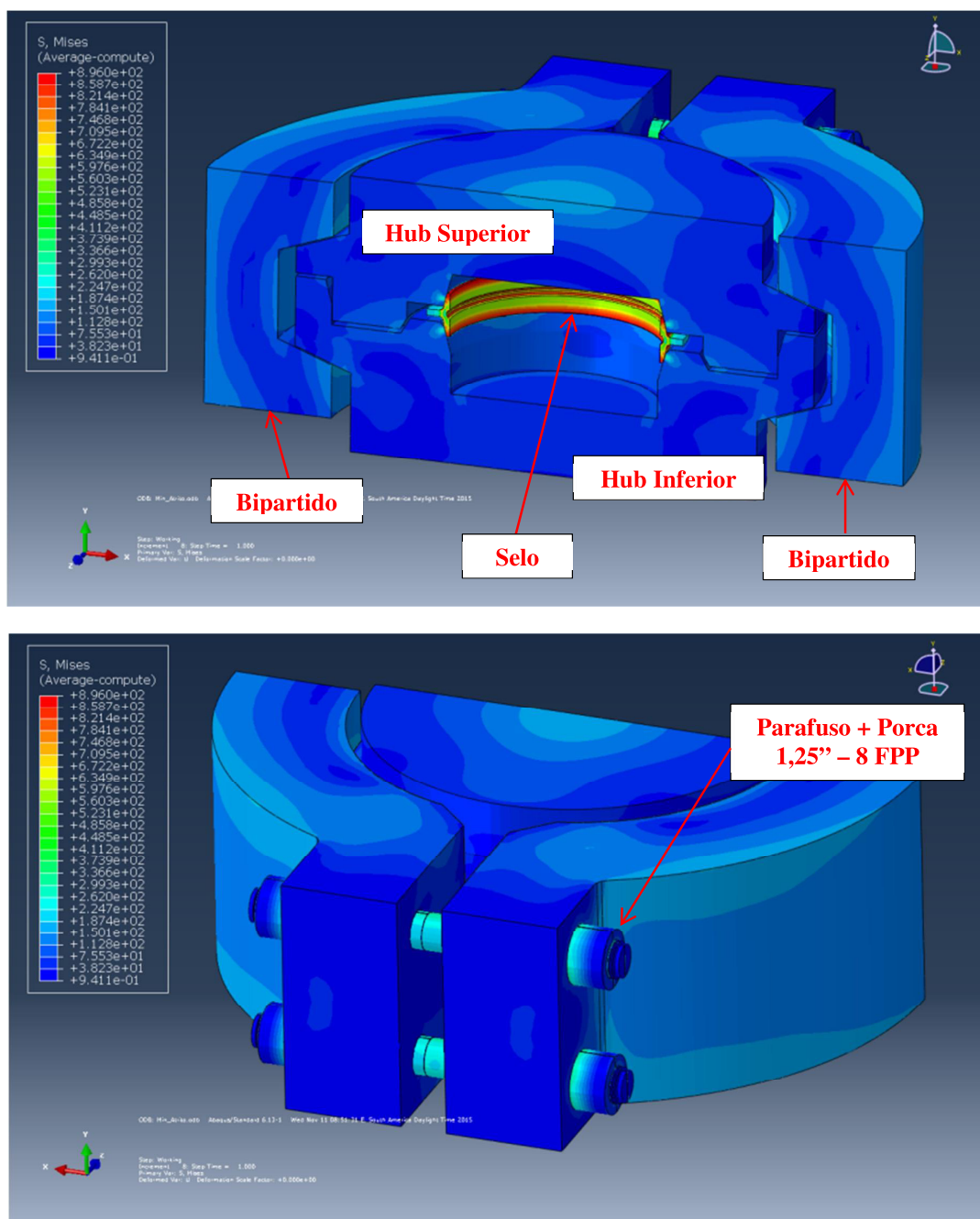
Figura 70: Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (1° Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

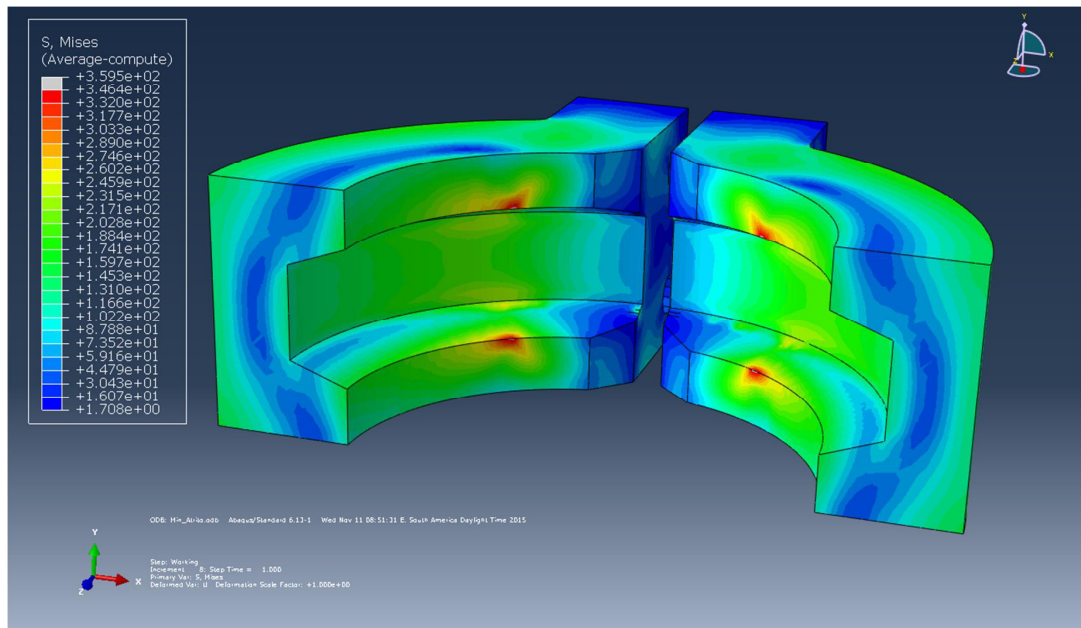
2º Step: Pressão de Operação 68,9 MPa

Figura 71: Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (2º Step $\mu=0,08$)



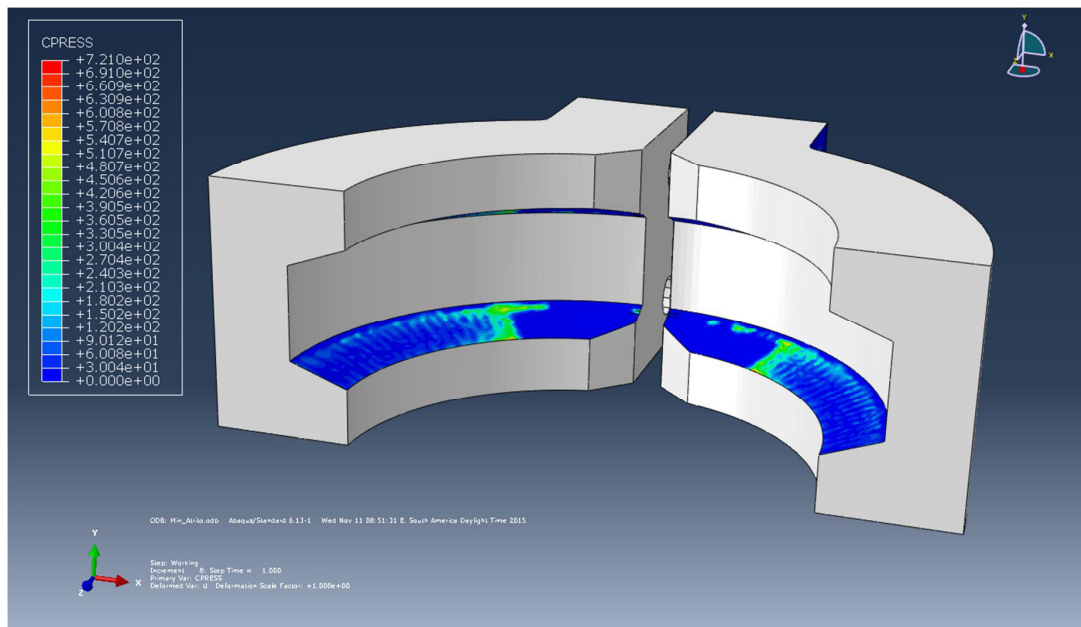
FONTE: Próprio Autor

Figura 72: Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (2º Step $\mu=0,08$)



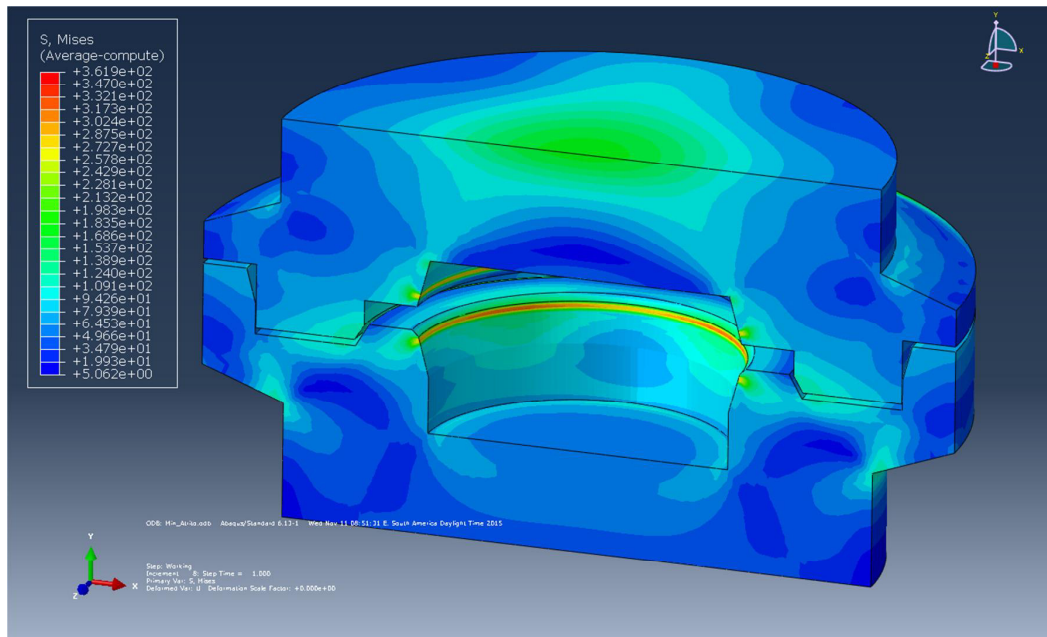
FONTE: Próprio Autor

Figura 73: Pressão de Contato (MPa) – Bipartido (2º Step $\mu=0,08$)



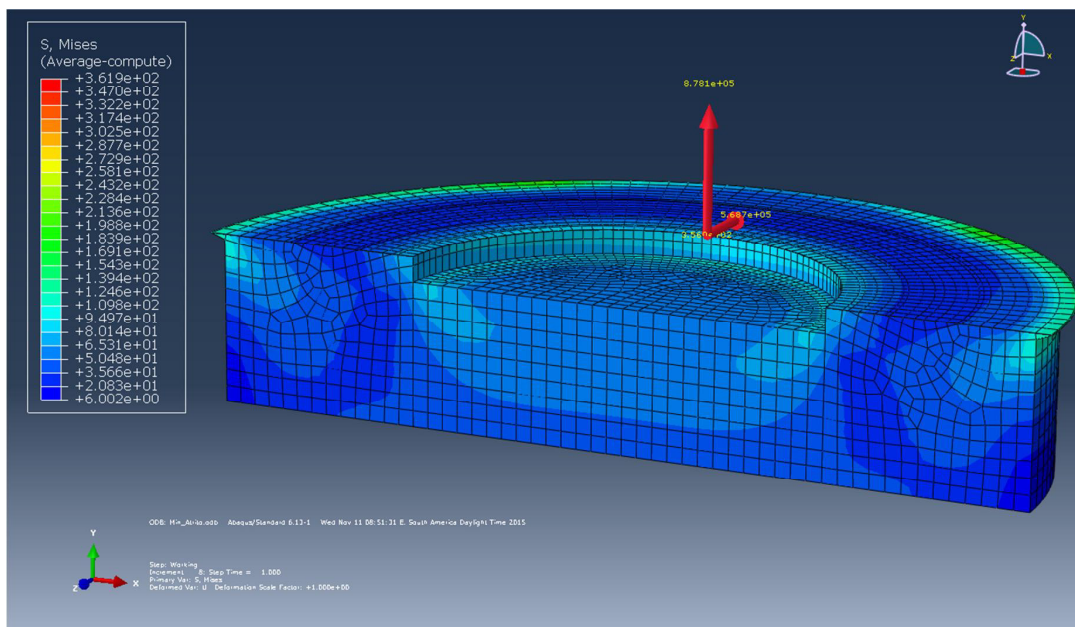
FONTE: Próprio Autor

Figura 74: Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (2º Step $\mu=0,08$)



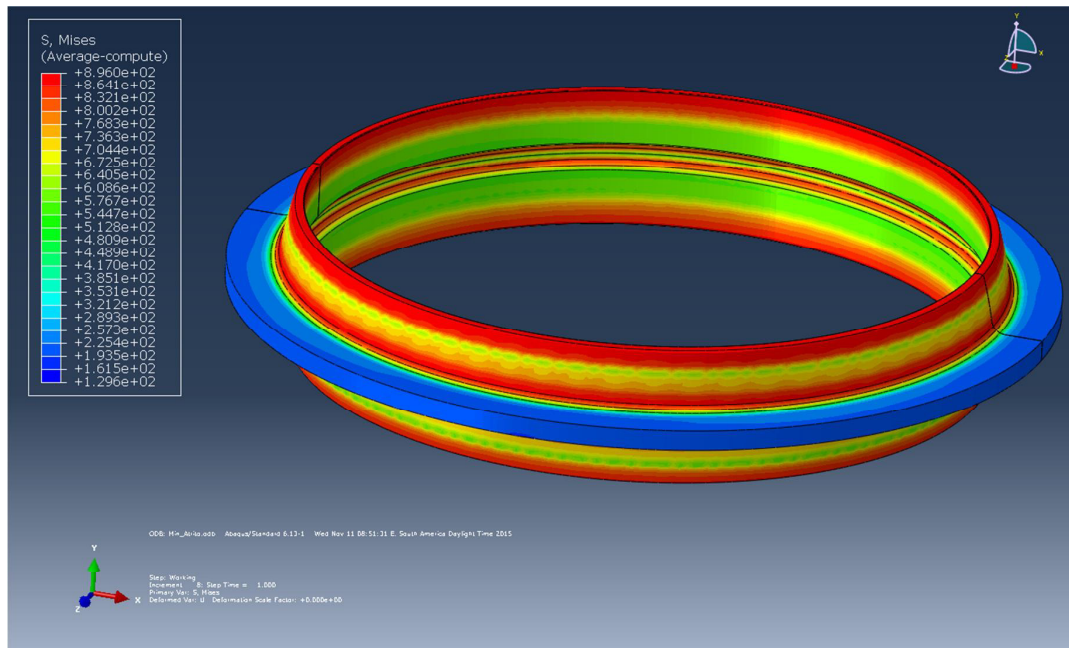
FONTE: Próprio Autor

Figura 75: Força no Hub (N) – Hub Inferior (2º Step $\mu=0,08$)



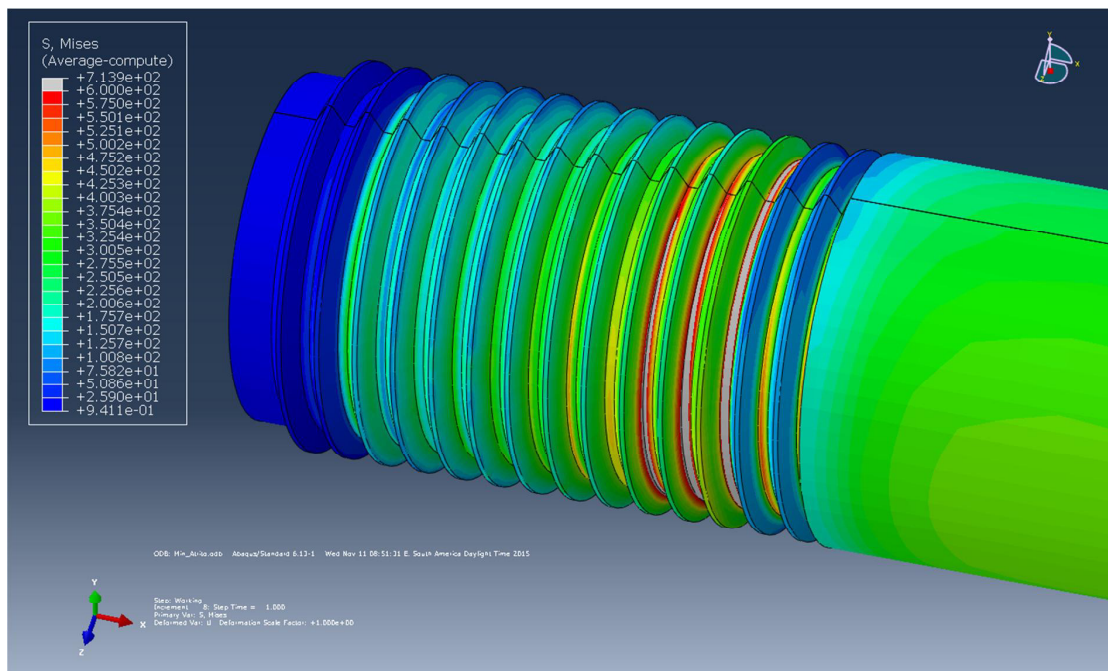
FONTE: Próprio Autor

Figura 76: Tensão de von Mises (MPa) – Selo (2º Step $\mu=0,08$)



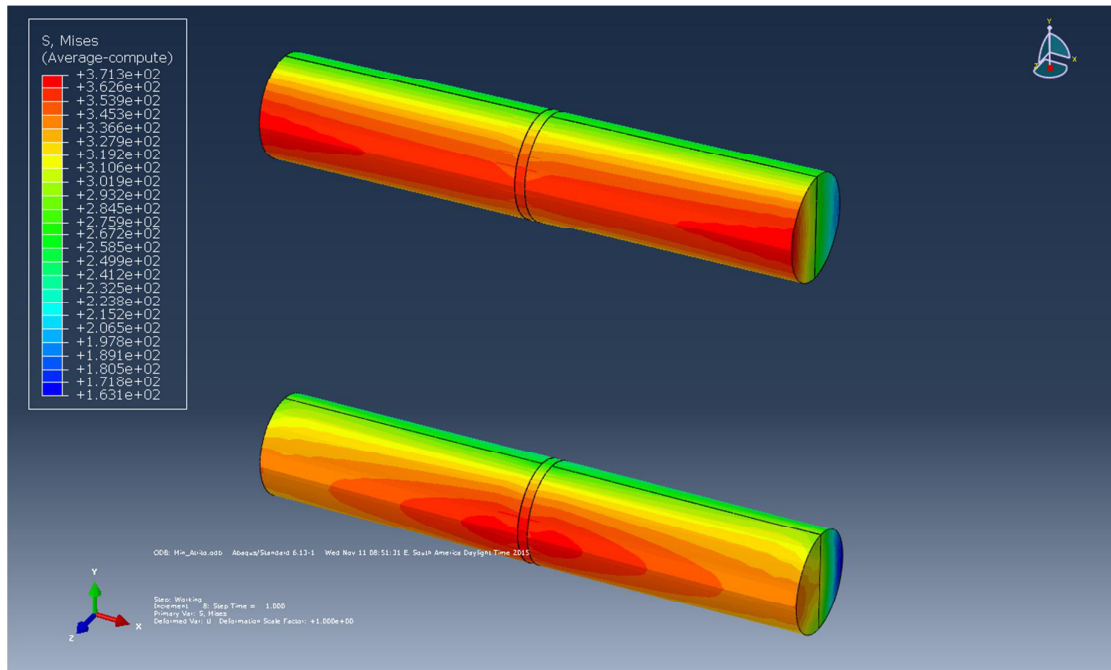
FONTE: Próprio Autor

Figura 77: Tensão de von Mises (MPa) – Parafuso (2º Step $\mu=0,08$)



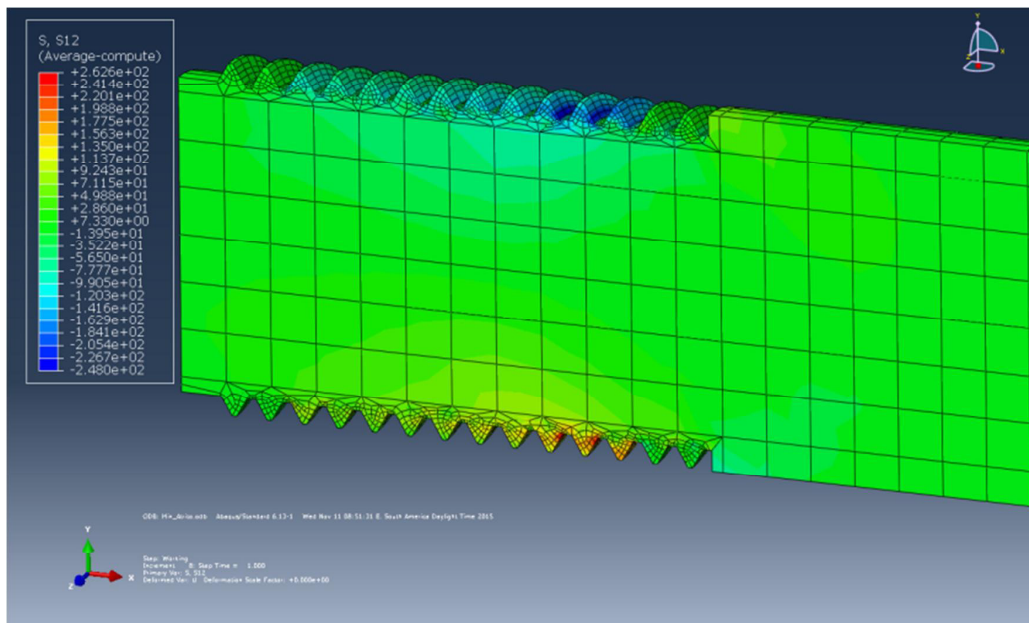
FONTE: Próprio Autor

Figura 78: Tensão de von Mises (MPa) – Corpo do Parafuso (2º Step $\mu=0,08$)



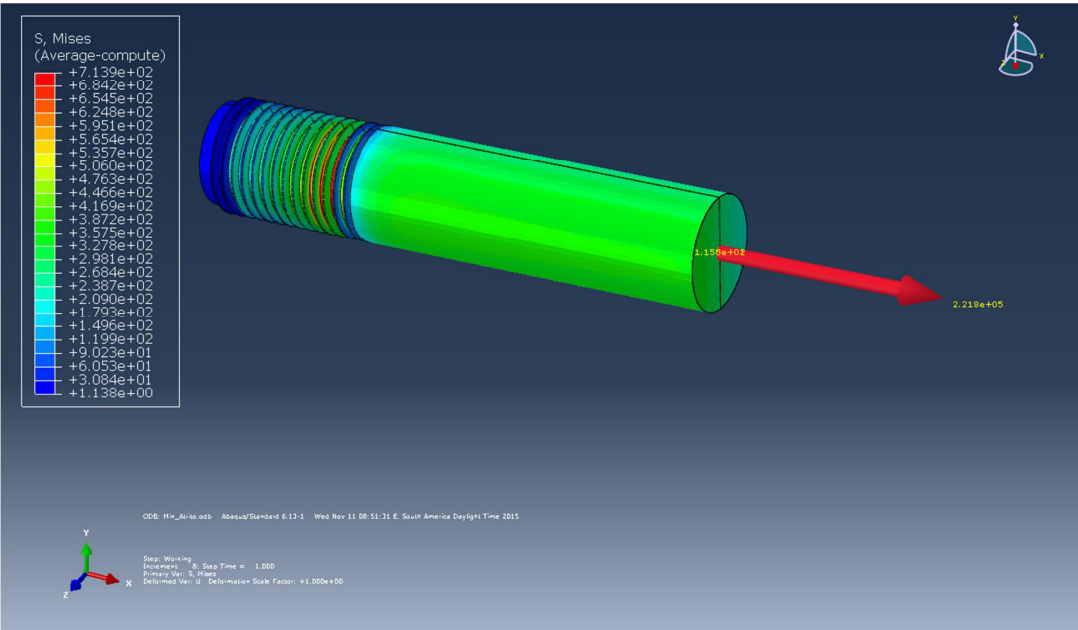
FONTE: Próprio Autor

Figura 79: Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafuso (2º Step $\mu=0,08$)



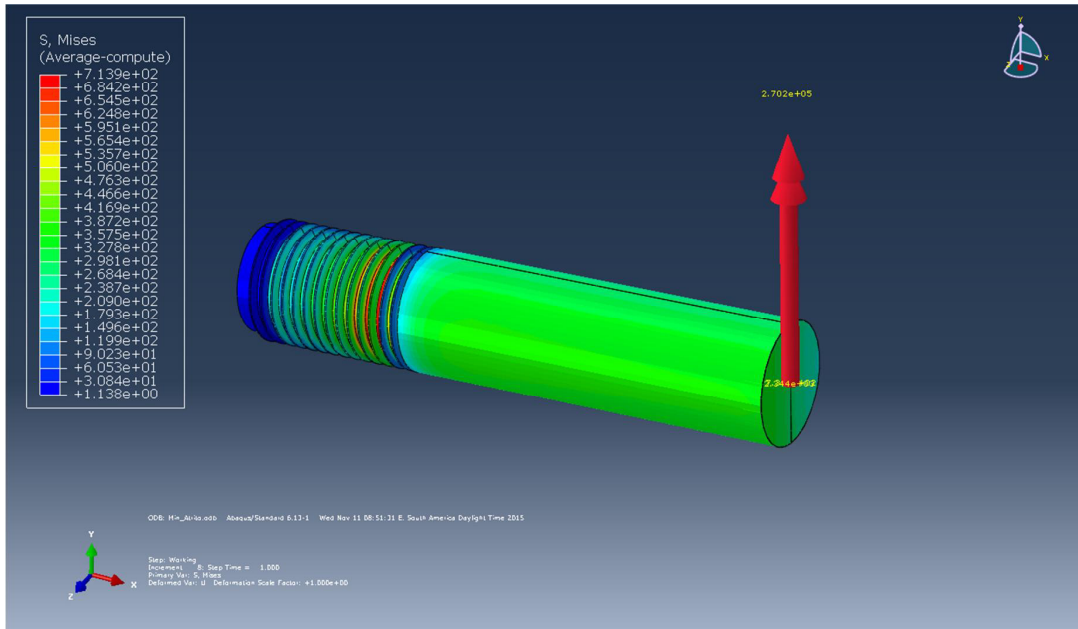
FONTE: Próprio Autor

Figura 80: Força Axial (N) – Parafuso (2º Step $\mu=0,08$)



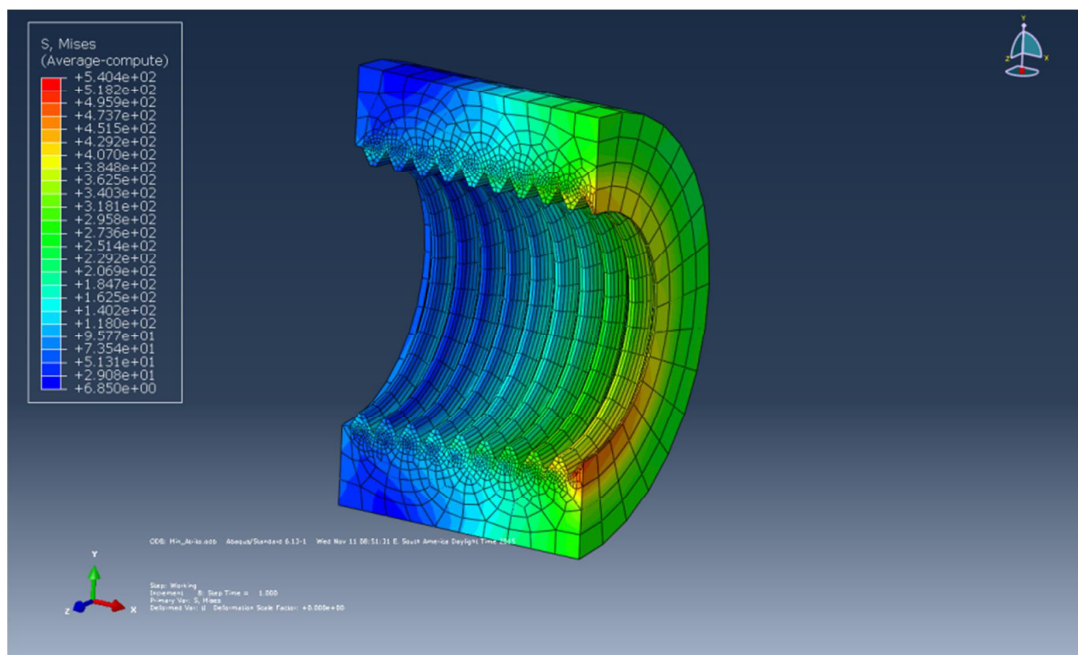
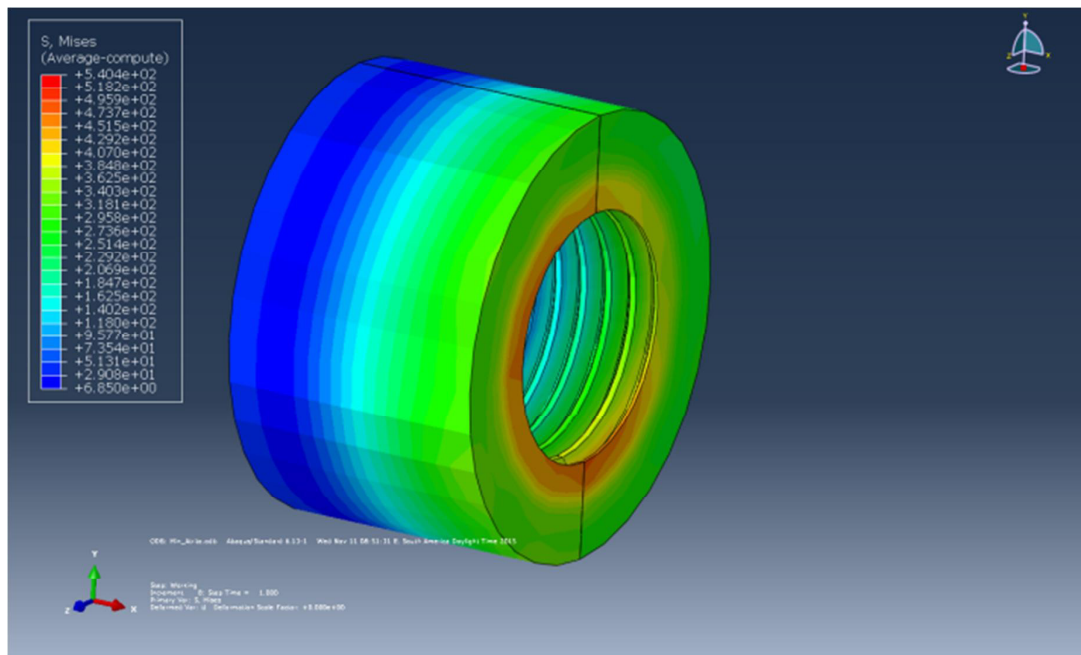
FONTE: Próprio Autor

Figura 81: Momento Fletor (N.mm) – Parafusos (2º Step $\mu=0,08$)



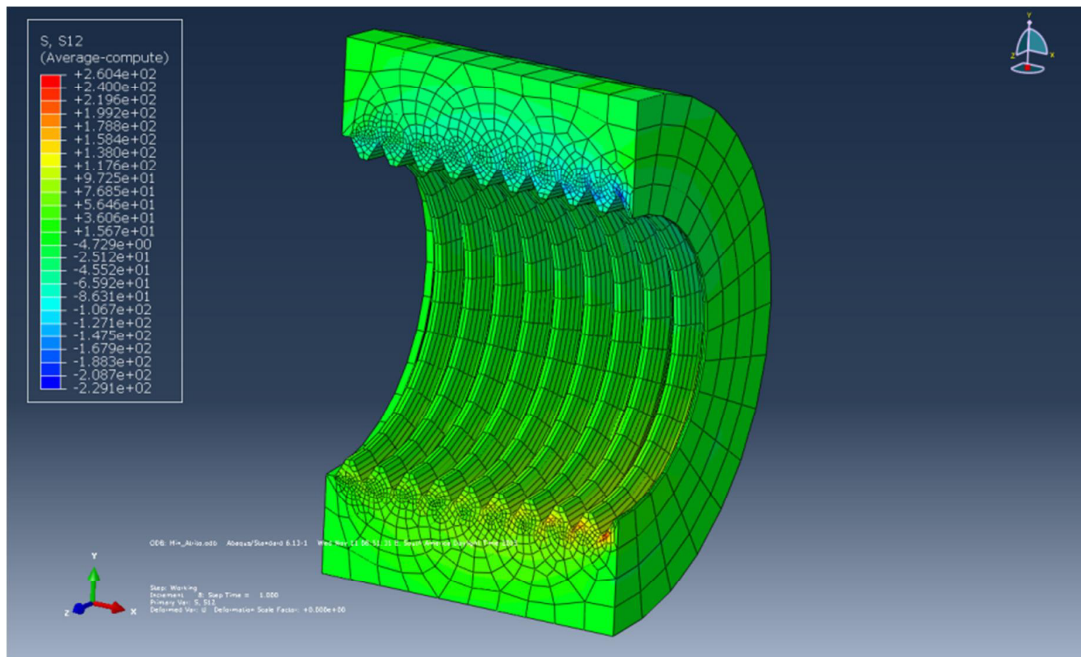
FONTE: Próprio Autor

Figura 82: Tensão de von Mises (MPa) – Porca (2º Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

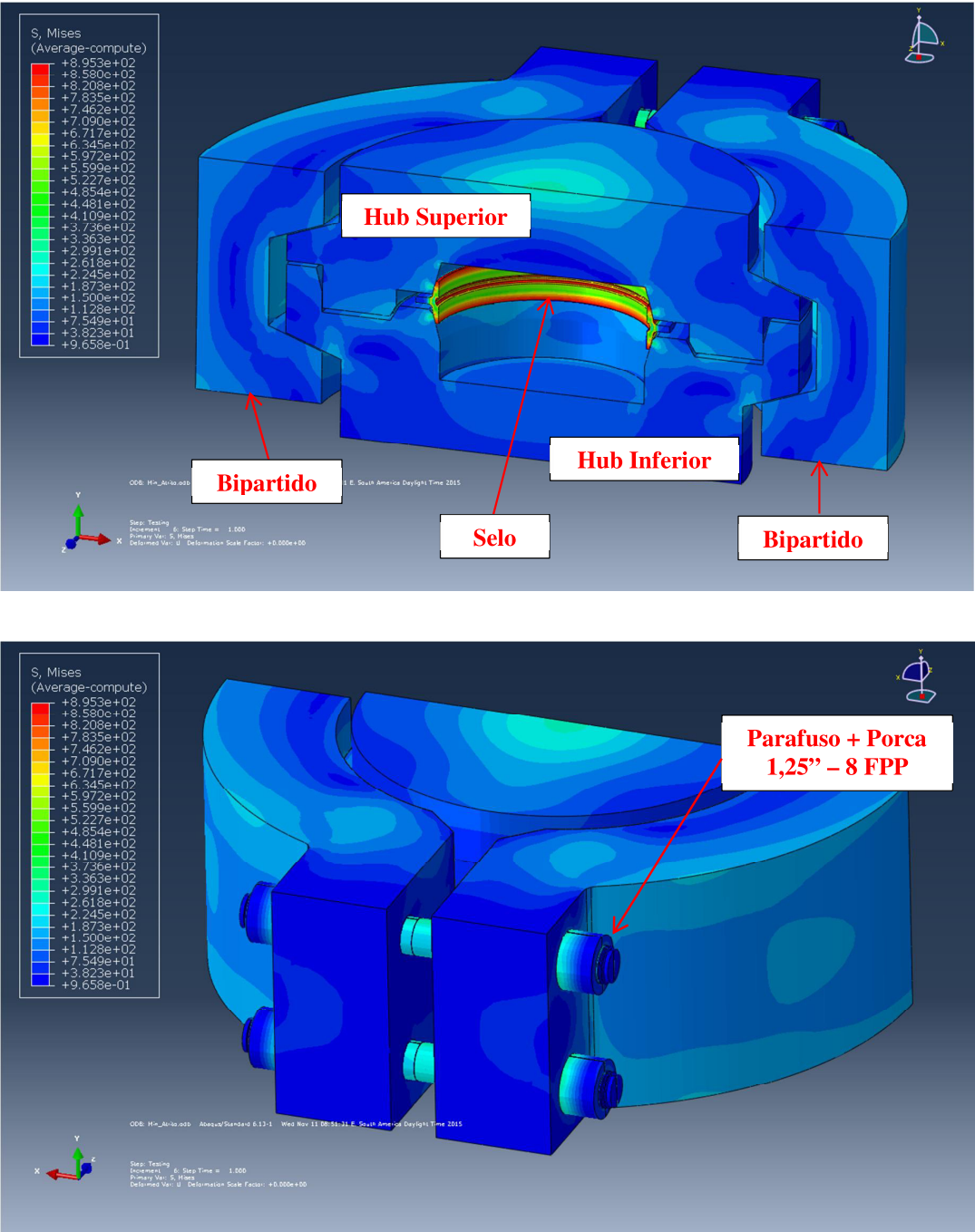
Figura 83: Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (2º Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

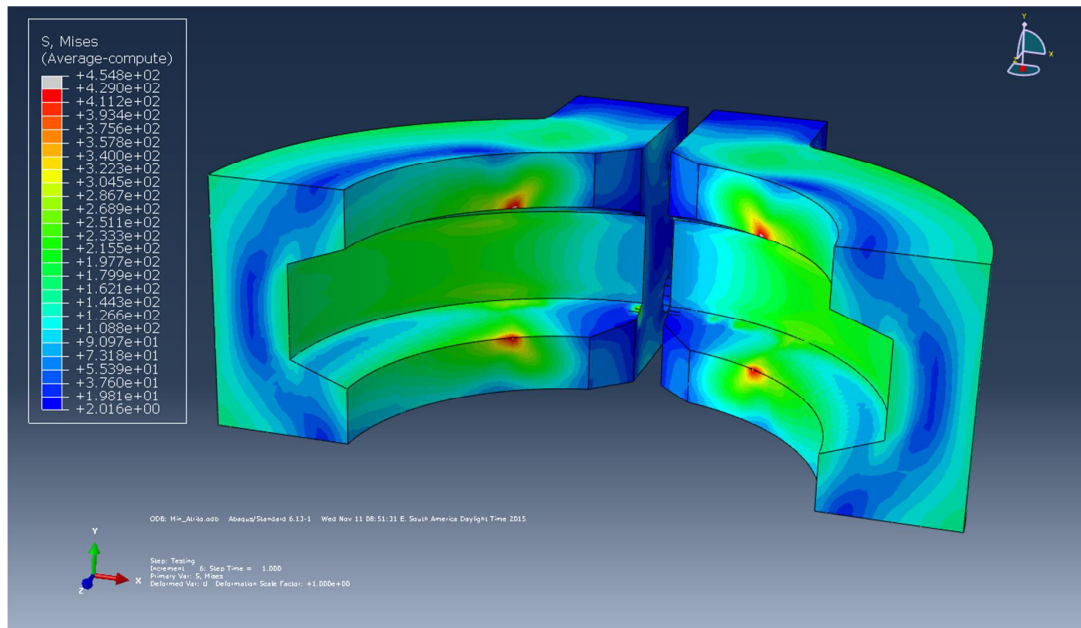
3º Step: Pressão de Teste (103,4 MPa)

Figura 84: Tensão de von Mises (MPa) – Conjunto (3º Step $\mu=0,08$)



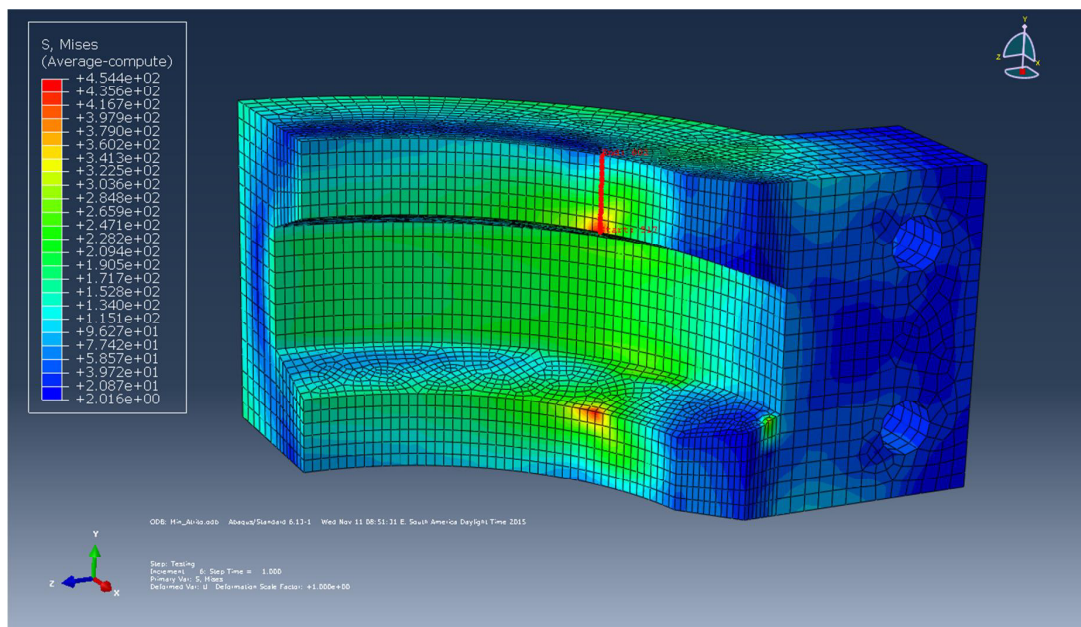
FONTE: Próprio Autor

Figura 85: Tensão de von Mises (MPa) – Bipartido (3º Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

Figura 86: Linearização das Tensões (MPa) – Bipartido (3º Step $\mu=0,08$)



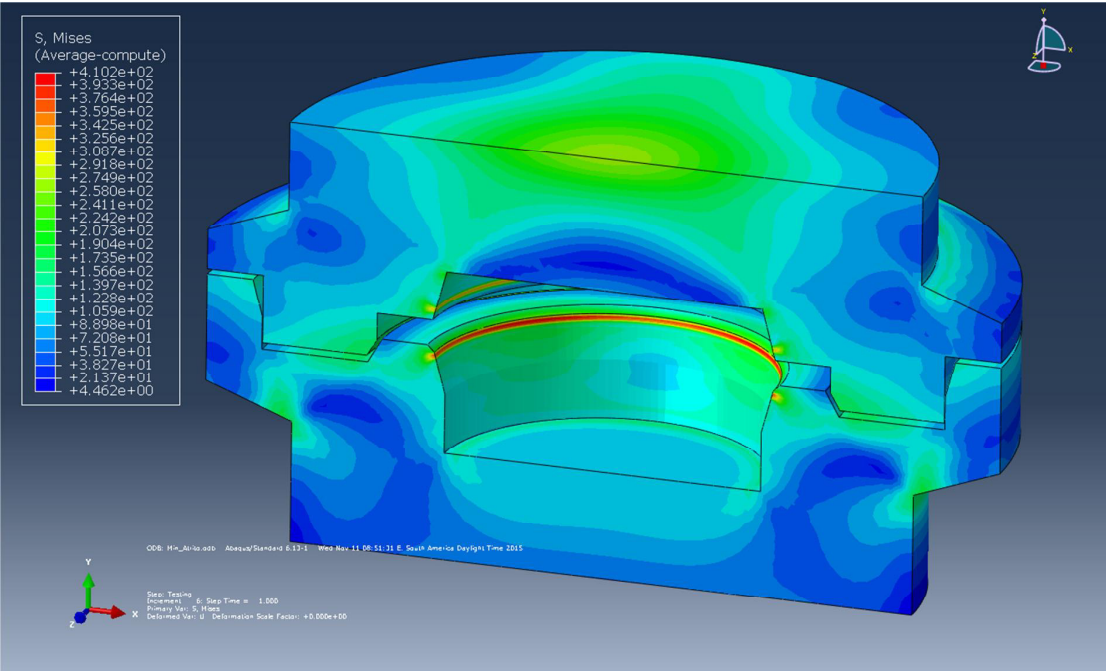
FONTE: Próprio Autor

Figura 87: Tensão Linearizada (MPa) – Bipartido (3º Step $\mu=0,08$)

Bending components in equation for computing membrane plus bending stress invariants are: s11, s22, s33, s12, s13, s23					
	Max. Prin.	Mid. Prin.	Min. Prin.	Tresca Stress	Mises Stress
Membrane (Average) Stress	-11.1069	-118.38	-262.439	251.332	218.436
Membrane plus Bending, Point 1	-35.8097	-315.967	-514.034	478.224	416.183
Membrane plus Bending, Point 2	107.93	13.5009	-39.4715	147.402	129.326
Peak Stress, Point 1	-29.9733	-72.7911	-129.837	99.8635	86.7764
Peak Stress, Point 2	-12.8591	-40.1982	-107.158	94.2992	84.034

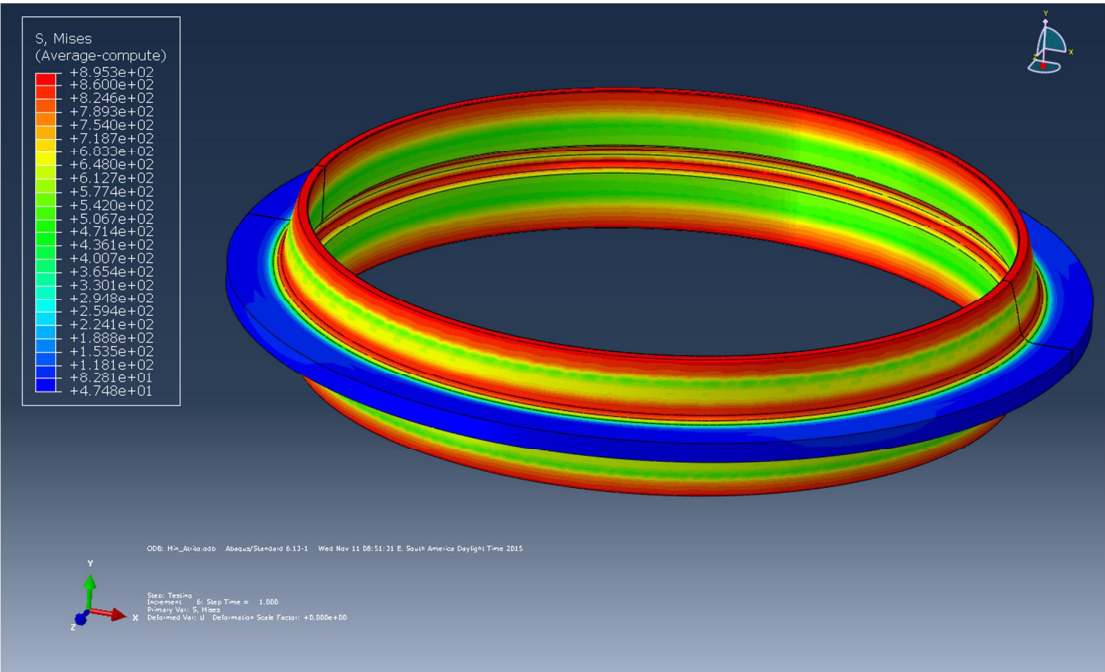
FONTE: Próprio Autor

Figura 88: Tensão de von Mises (MPa) – Hubs (3º Step $\mu=0,08$)



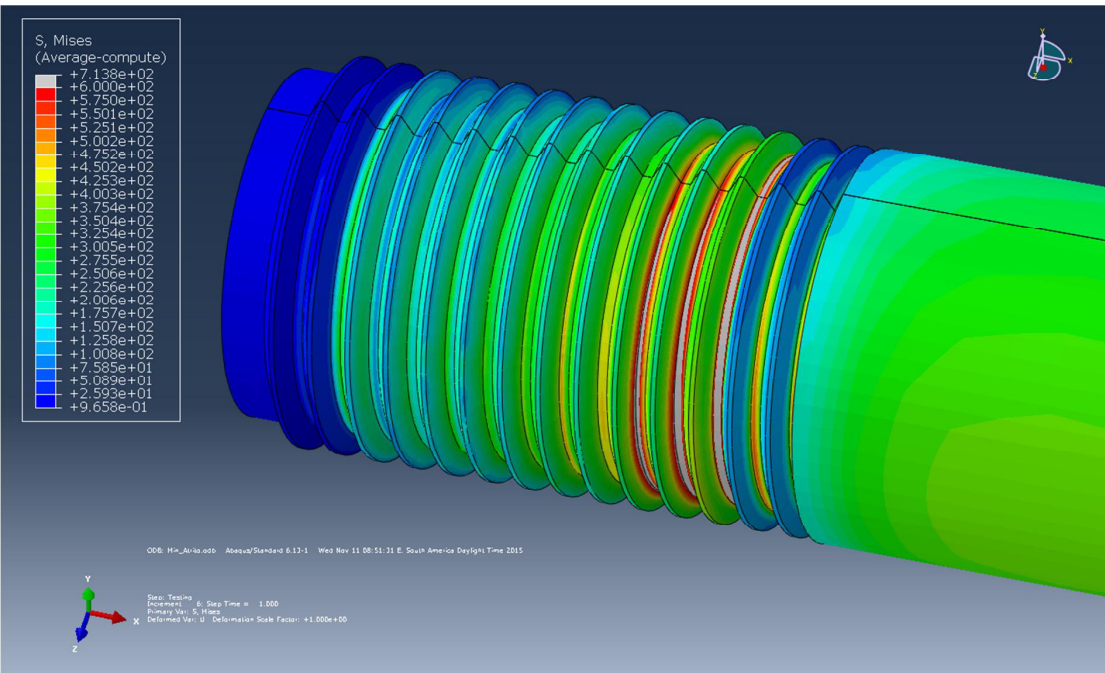
FONTE: Próprio Autor

Figura 89: Tensão de von Mises (MPa) – Selo (3º Step $\mu=0,08$)



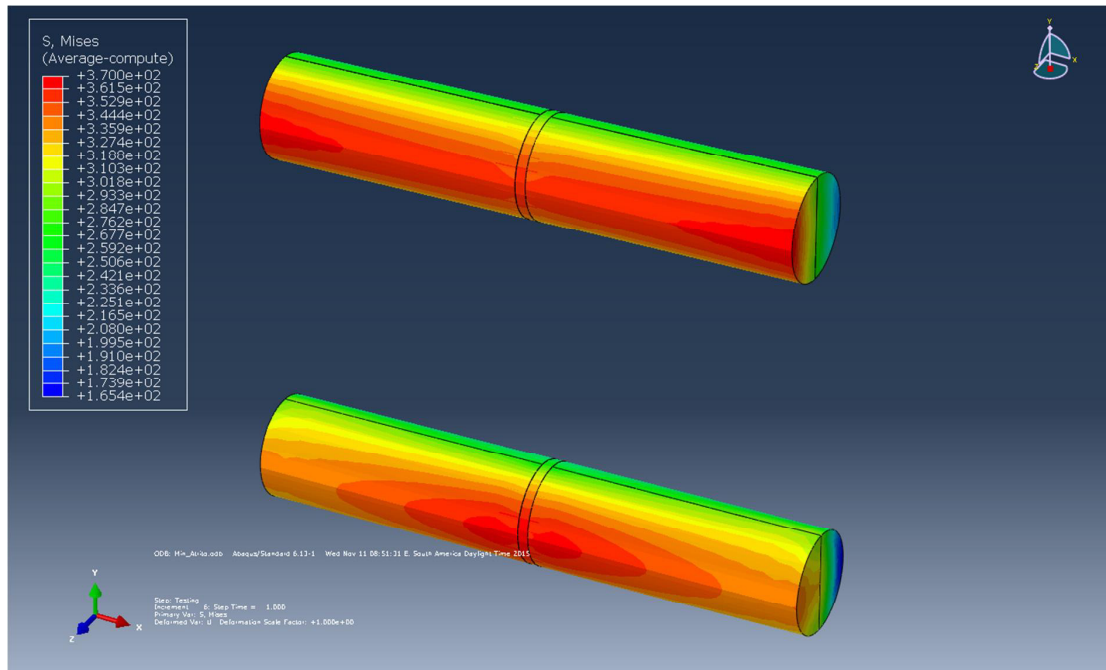
FONTE: Próprio Autor

Figura 90: Tensão de von Mises (MPa) – Parafusos (3º Step $\mu=0,08$)



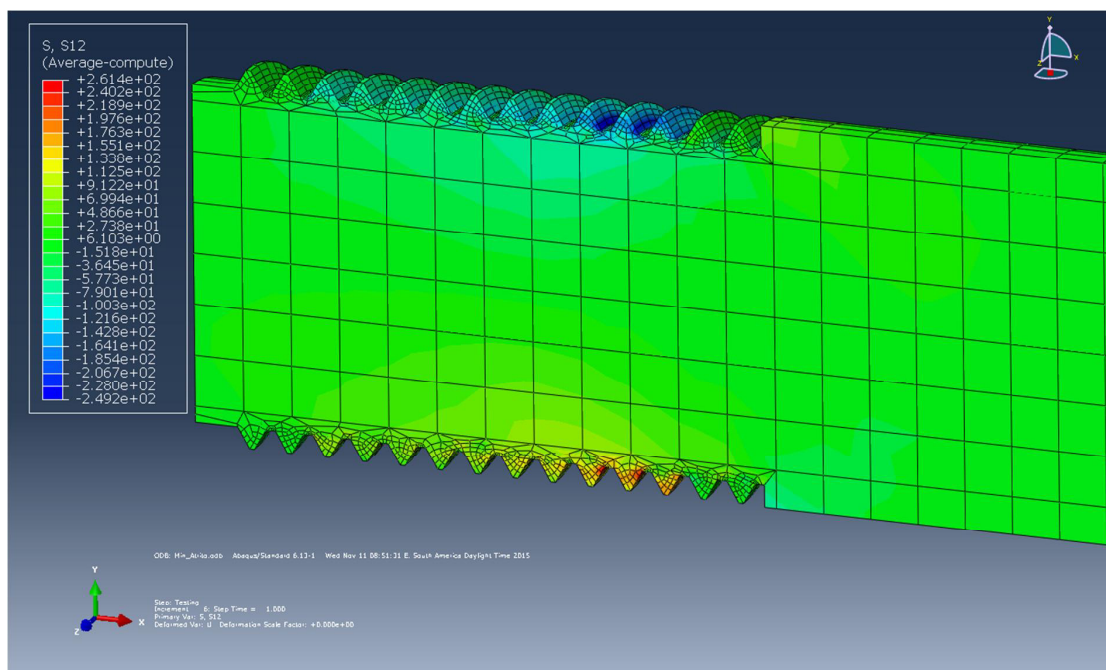
FONTE: Próprio Autor

Figura 91: Tensão de von Mises (MPa) – Corpo do Parafuso (3° Step $\mu=0,08$)



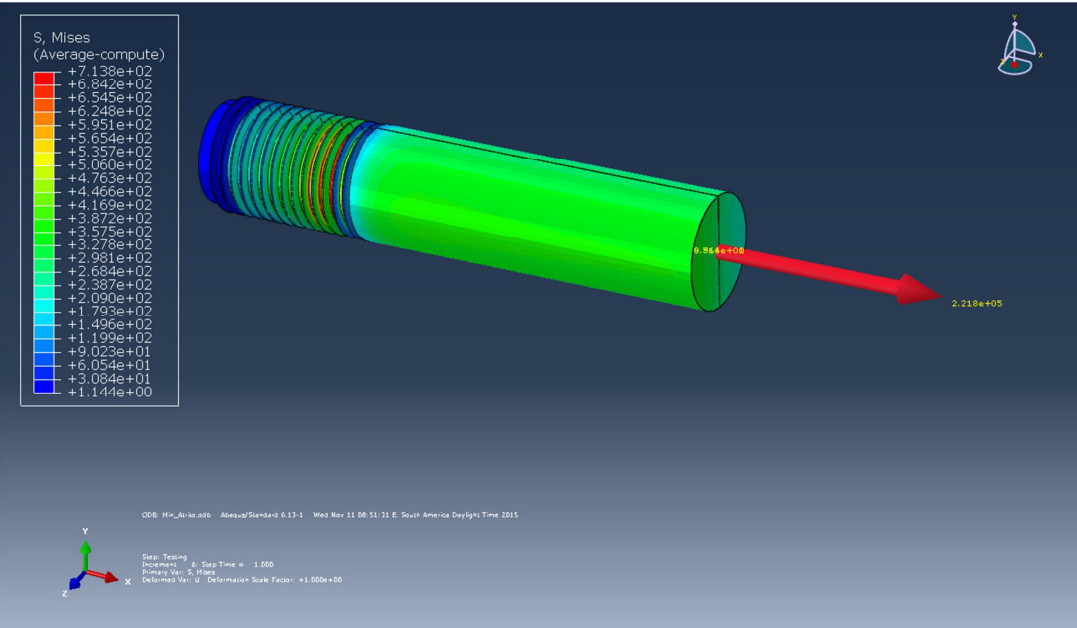
FONTE: Próprio Autor

Figura 92: Tensão de Cisalhamento (MPa) – Parafusos (3° Step $\mu=0,08$)



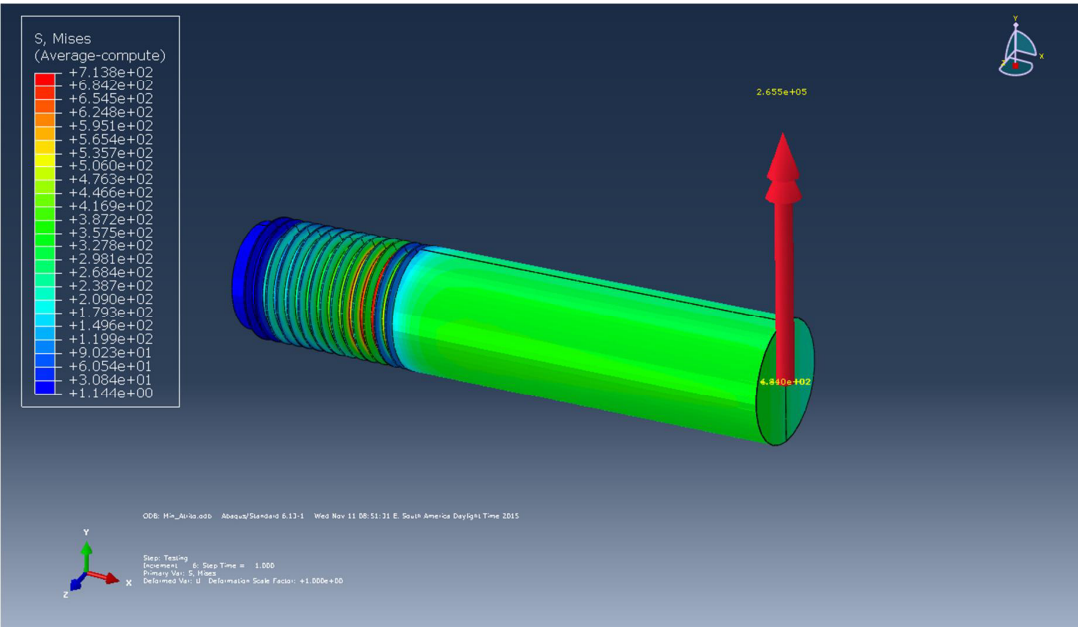
FONTE: Próprio Autor

Figura 93: Força Axial (N) – Parafusos (3º Step $\mu=0,08$)



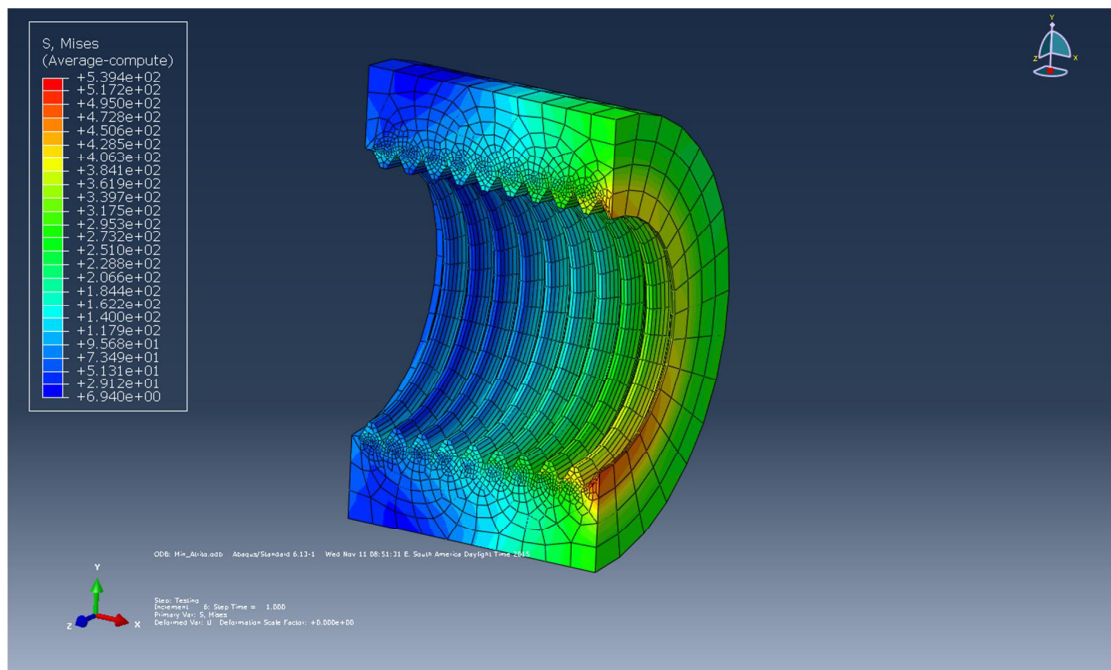
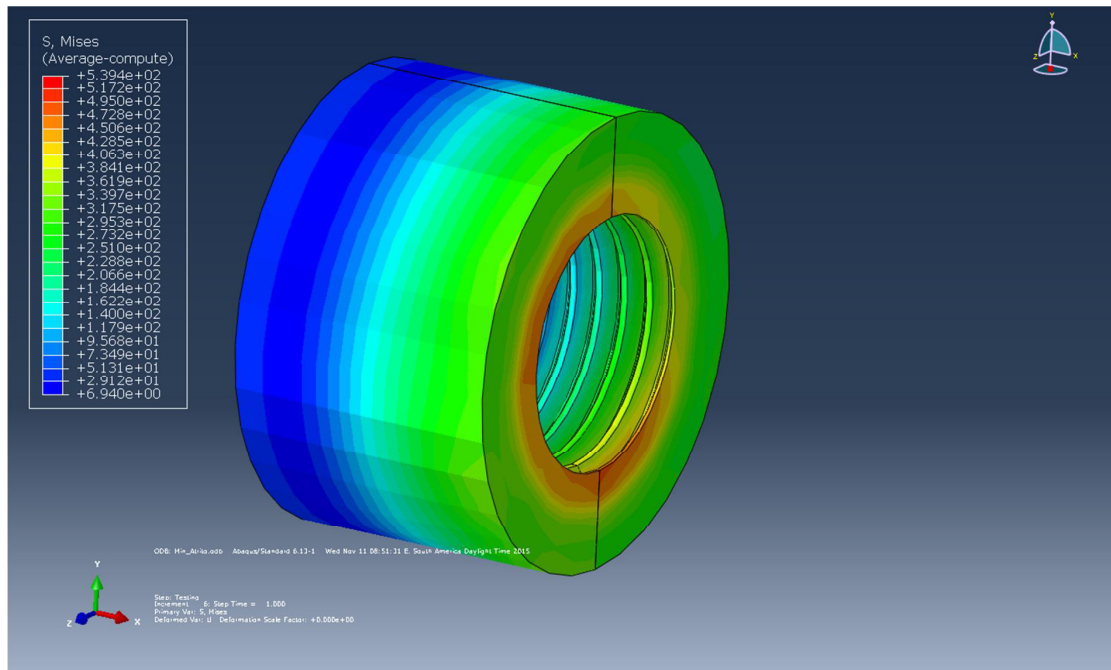
FONTE: Próprio Autor

Figura 94: Momento Fletor (N.m) – Parafusos (3º Step $\mu=0,08$)



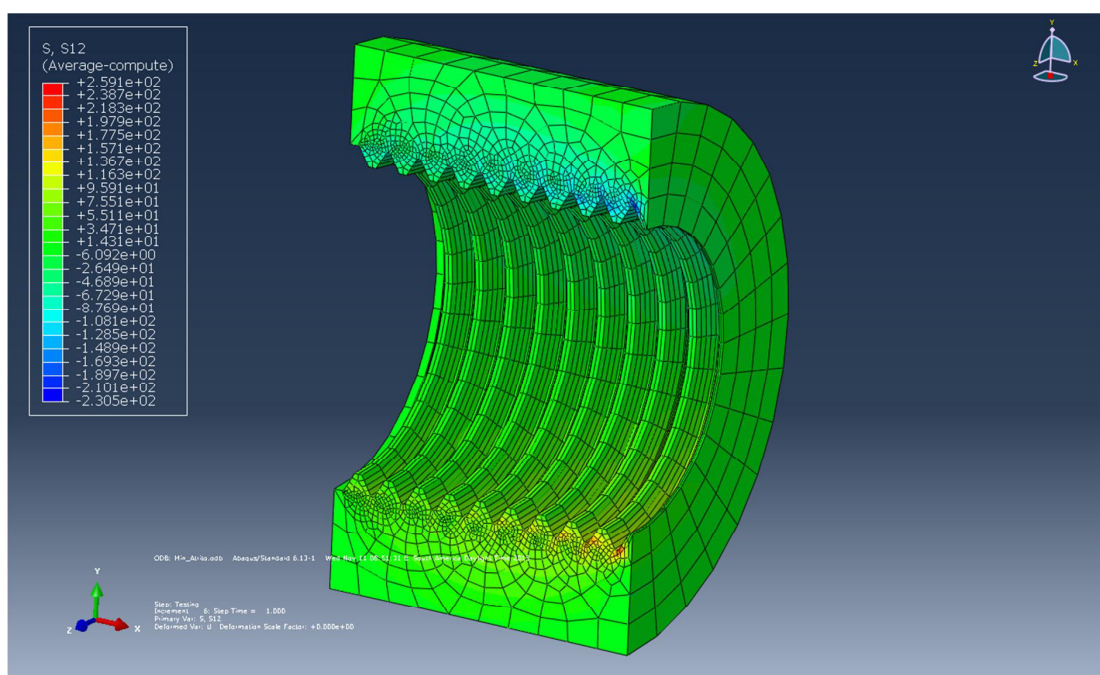
FONTE: Próprio Autor

Figura 95: Tensão de von Mises (MPa) – Porca (3º Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

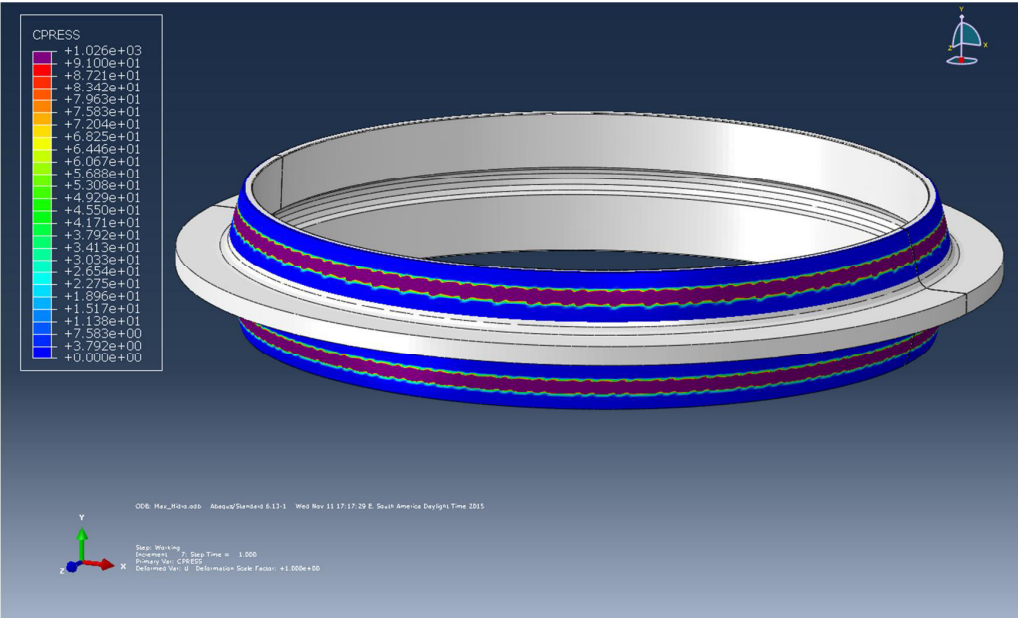
Figura 96: Tensão de Cisalhamento (MPa) – Porca (3º Step $\mu=0,08$)



FONTE: Próprio Autor

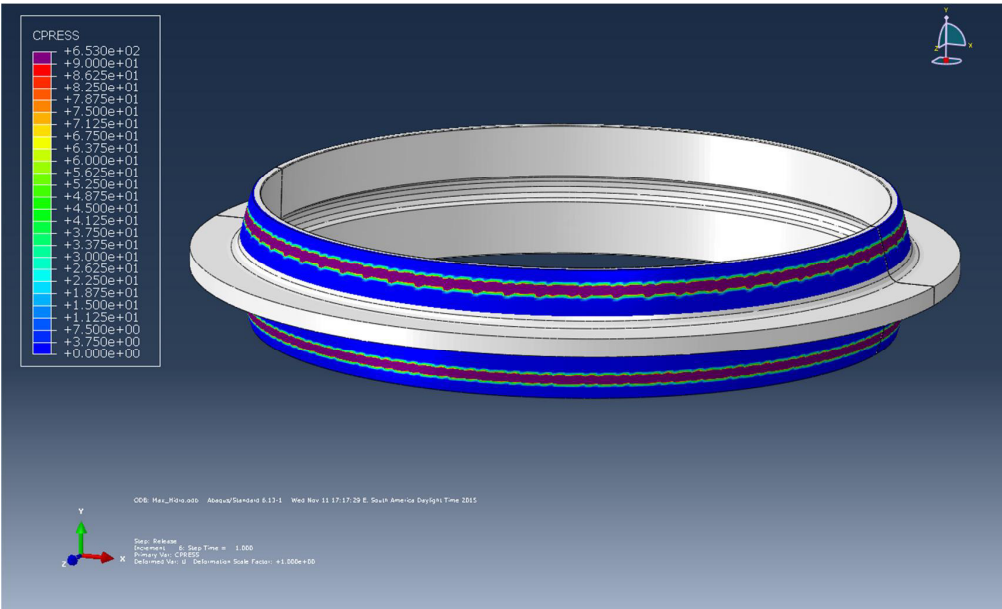
Como as faces dos hubs não mantêm contato em todas as situações foi considerada a análise em que o coeficiente de atrito é máximo e aplicação da pressão hidrostática de 30MPa agindo na face externa do selo metálico, conforme ilustrado na Figura 48. O objetivo dessa análise foi comprovar que a pressão de contato na região de vedação é superior a três vezes o valor da pressão hidrostática para lâmina d'água de 3000m, garantindo que o sistema não “engolirá” água quando não estiver internamente pressurizado. As Figuras 97, 98 e 99 ilustram, respectivamente, a pressão de contato na região de vedação na presença da pressão interna de operação, quando eliminada a pressão interna e quando aplicada a pressão de 30 MPa externamente ao selo.

Figura 97: Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna de 68,9 MPa



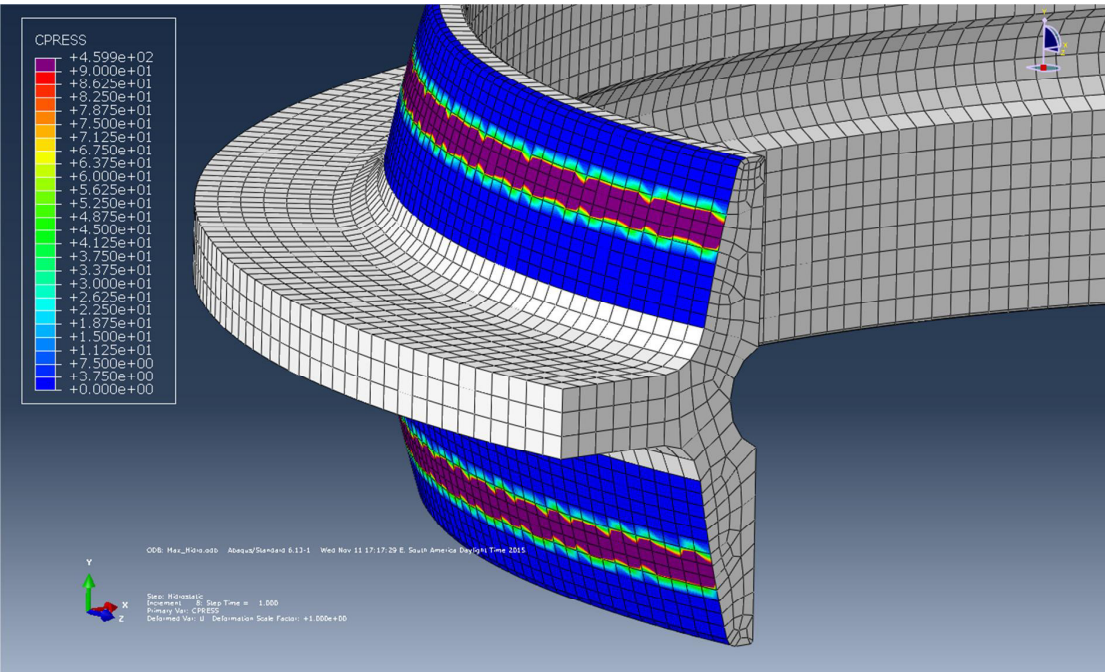
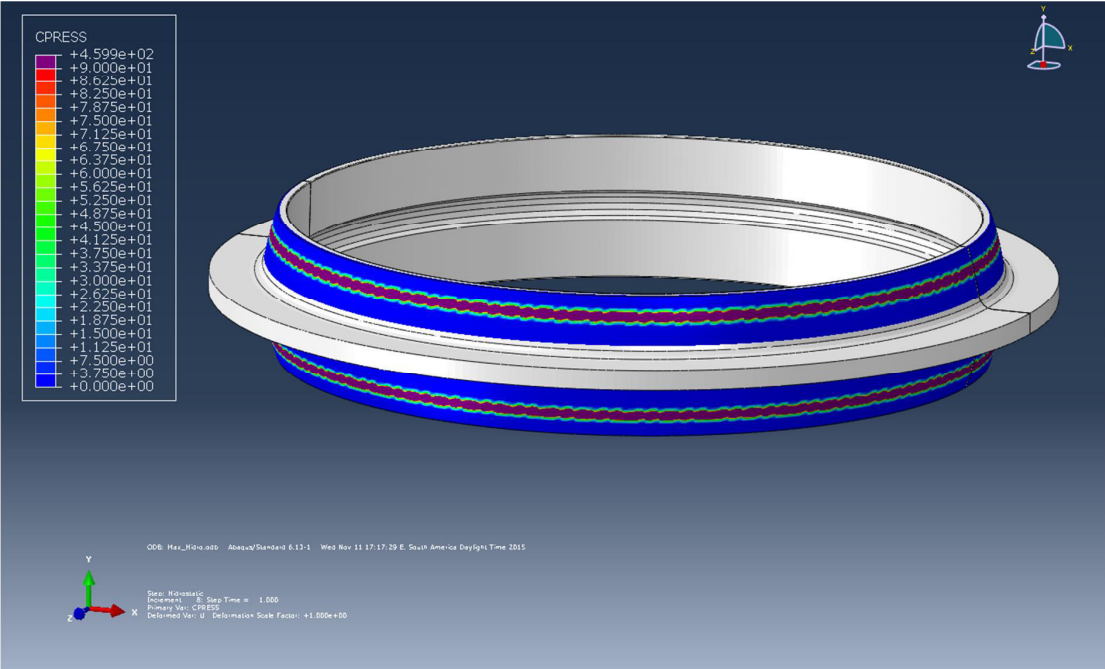
FONTE: Próprio Autor

Figura 98: Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna Nula



FONTE: Próprio Autor

Figura 99: Pressão de Contato (MPa) – Pressão Interna Nula e Pressão Externa 30 MPa



FONTE: Próprio Autor

5 – CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O conhecimento e controle do coeficiente de atrito e do torque aplicado são fundamentais para o correto funcionamento do conector bipartido. O coeficiente de atrito abaixo do esperado e/ou torque acima do calculado ocasionará em sobrecarga durante a montagem que poderá elevar o nível de tensão a valores inaceitáveis. Por outro lado, coeficiente de atrito acima do esperado e/ou torque abaixo do calculado ocasionará em menor carga de aperto no conector bipartido, podendo acarretar em vazamento ou entrada de água do mar no sistema.

O torque de 762,3 N.m, aplicado em cada um dos quatro parafusos 1,25” - 8 FPP, é suficiente para energizar o selo metálico e fazer com que as faces dos hubs se encostem mesmo na condição de máximos materiais na região de vedação e coeficiente de atrito 0,15 nas faces de contato entre os Hubs e Bipartidos.

A estrutura do conector apresentou nível de tensão dentro dos limites estabelecidos pelas normas API 6A e API 17D, tanto na condição de operação (onde a pressão interna foi de 68,9 MPa) quanto na condição de teste (onde a pressão interna foi de 103,4 MPa) para a situação crítica em que o coeficiente de atrito nas faces de contato entre os Hubs e Bipartidos foi de 0,08.

Para a condição de menor pressão de contato na região de vedação (condição de mínimo material e coeficiente de atrito 0,15 nas faces de contato entre Hubs e Bipartidos) foi comprovado que em lâmina d’água de 3000 m (pressão hidrostática da ordem de 30MPa) a pressão de contato na região de vedação foi superior a 90 MPa, garantindo que não haverá entrada de água do mar no sistema, mesmo em uma situação extrema na qual a pressão interna seja nula.

O nível de tensão nos parafusos reduziu com o aumento da pressão interna, o que era esperado, visto que a pré-carga aplicada aos parafusos fez com que o selo ficasse completamente confinado na região de vedação, gerando flexão nos parafusos. A presença da pressão interna tende a separar as faces dos hubs e fazer com que o sistema volte à condição inicial, reduzindo o nível da tensão de flexão nos parafusos.

A tensão cisalhante nos filetes de rosca foi máxima na montagem e reduziu com o aumento da pressão interna, representando que a flexão nos parafusos colaborou com o

aumento da tensão cortante nos filetes. Observou-se também que a maior parte da tensão foi absorvida por apenas três filetes.

Considerando a pré-carga de 221,4 kN e a força vertical gerada pela pressão de 2720,2 kN seria necessário que o ganho mecânico fosse 3,1 para que as faces dos Hubs não se separassem em hipótese alguma. O aumento do ganho mecânico pode ser atingido pela redução do coeficiente de atrito na região do ângulo de interface entre o bipartido e os hubs e/ou pela redução do ângulo da interface.

As Figuras 67, 80 e 93 mostraram que a carga axial atuante em cada parafuso foi de 221,8 kN, que representa um erro de apenas 0,2% em relação à carga utilizada na análise, que foi de 221,4 kN.

A Figura 75 mostrou que a carga vertical gerada pela pressão de operação foi de $8,781 \times 10^5$ N, que representa um erro da ordem de 3% se comparado ao valor de $9,067 \times 10^5$ N, valor de 50% da força (devido à simetria do modelo) gerada pela pressão de 68,94 MPa aplicada no diâmetro de vedação de 183 mm.

Como sugestões para trabalhos futuros, seria interessante avaliar a influência do movimento relativo entre o selo metálico e sua sede no desgaste e vida em fadiga do conector bipartido e/ou a influência em elevar a pré-carga de 221,4 kN para no mínimo 246,4 kN, pois essa pré-carga seria suficiente para manter as faces dos hubs em contato em condição de operação, evitando carga cíclica no sistema e movimento relativo entre o selo metálico e as regiões de vedação, evitando desgaste e minimizando a possibilidade de vazamento.

REFERÊNCIAS

AIRCRAFT. Materials.

Disponível em: <http://www.aircraftmaterials.com/data/nickel/inconel725.html>

Acesso em: 03 nov. 2015

ALBUQUERQUE, L.B., **Categorização de tensões em modelos de elementos finitos de conexões bocal-vaso de pressão**. 1999. 127 f. Dissertação (Mestrado). IPEN, 1999.

ANDREAS, K.; MERKLEIN, M., **Influence of surface integrity on the tribological performance of cold forging tools**, 2nd CIRP Conference on Surface Integrity (CSI), p.61-66, 2014.

ASME. The American Society of Mechanical Engineers. **Simplified Stress Linearization Method, Maintaining Accuracy**. Disponível em:

<http://pressurevesseltech.asmedigitalcollection.asme.org/article.aspx?articleid=1738652>

Acesso em: 24 out. 2015

BUDYNAS, NISBETT, **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8ª. ed. USA: The McGraw-Hill Companies, Inc, 2006. 1054p.

CALLISTER, W.D. Jr., **Ciência e engenharia de materiais: Uma introdução**. 5ª ed. Rio de Janeiro – RJ: LTC Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 2002. 589p.

CAMERON. **Collet Connector**. Disponível em: <https://www.c-a-m.com/products-and-services/drilling/drilling-pressure-control-equipment/model-70-collet-connector>

Acesso em: 25 out. 2015

CAMERON. **Drilling Products Overview**. Disponível em: <https://www.c-a-m.com/products-and-services/drilling/drilling-pressure-control-equipment/model-70-collet-connector>

Acesso em: 25 out. 2015

CETIN, A.; HARKEGARD, G.; **Fatigue life prediction for large threaded components**. Procedia Engineering 2, p.1225-1233, 2010

CHEN, C.S., CIAN, H.J., YU, C.H., HUANG, C.W., **Friction coefficient calculation and mechanism analysis for MoS2 nanoparticle from molecular dynamics simulation**, Procedia Engineering 79 , 2014

DANTAS, A.B., **Projeto e construção de padrão de torque para calibração de torquímetro em três faixas de medição**. 2007. 122 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2004.

DUBOIS, A.; DUBAR, M.; DUBAR, L., **Warm and hot upsetting sliding test: tribology of metal processes at high temperature**, 11th International Conference on Technology of Plasticity, p.1964-1969, 2014.

FMC. **Catálogo: FMC KC4.2 Collet Connectors**

GEDORE. **Catálogo:** Catálogo GBR (2014/2015)

GUIDI, E.S., **Influência de parâmetros construtivos e operacionais na vida em fadiga de uniões aparafusadas em tração.** 2013. 110 f. Tese (Doutorado). Universidade Estadual Paulista, 2013.

JEYAKUMAR, M.; CHRISTOPHER, T., **Influence of residual stresses on failure pressure of cylindrical pressure vessels.** Chinese journal of aeronautics, p.1415-1421, 2013

KIM, H; ALTAN, T.; **Effects of surface finish and die temperature on friction and lubrication in forging.** 11th International Conference on Technology of Plasticity, p.1848-1853, 2014

LGSTEEL. Tipos de Arruelas. Disponível em: <http://lgsteel.com.br/arruelas-lisas-pressao-dentada-serrilhada-ondulada-travamento.htm>

Acesso em: 19 out. 2015

MARCELO, A.L.; UEHARA, A.Y.; UTIYAMA, R.M.; FERREIRA, I. **Fatigue properties of high strength bolts.** Procedia engineering 10, p.1297-1302, 2011

MIRANDA, J.R.F., **Análise das tensões atuantes em interseções entre bocais e vasos de pressão cilíndricos sem e com chapa de reforço sob pressão interna.** 2007. 105 f. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Minas Gerais, 2007.

NAFEMS. **Pressure Vessel Stresses.**

Disponível em: <http://www.nafems.org/join/resources/knowledgebase/012/>

Acesso em: 24 out. 2015

METALÚRGICA VERA. **Rosca Serie Polegada – Sistema Unificado Americano**

Disponível em: <http://metalurgicavera.com.br/Produtos/ROSCA-SERIE-POLEGADA-SISTEMA-UNIFICADO-AMERICANO.php>

Acesso em: 25 out. 2015

NORTON, R.L., **Projeto de Máquinas.** 2^a. ed. São Paulo – SP: ARTMED Editora S.A., 2007. 931p.

OBERG, E., JONES, F.D., HORTON, H.L., RYFFEL, H.H., **Machinery's Handbook.** 26^a. ed. New York – USA: Industrial Press Inc., 2000. 2640p.

PEREIRA, C.P.M., **Mecânica dos Materiais Avançada.** 1^a ed. Rio de Janeiro – RJ: Editora Interciência, 2014. 418p

RADI, P.A.; SANTOS, L.V.; BONETTI, L.F.; AIROLDI, V.J.T., **Tribologia, conceitos e aplicações.** Anais do 13º Encontro de Iniciação Científica e Pós-Graduação do ITA – XIII ENCITA / 2007, Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, SP, Brasil, Outubro, 01 a 04, 2007.

RAMOS, T.; BRAGA, D.F.O.; ESLAMI, S.; TAVARES, P.J.; MOREIRA, P.M.G.P., **Comparison between finite element method simulation, digital image correlation and**

strain gauges measurements in a 3-point bending flexural test. 1st International Conference on Structural Integrity, p. 232-239, 2015

SIMULIA. **Abaqus CAE User's Manual.** Disponível em:
http://xn--90ajn.xn--p1ai:2080/v6.12/pdf_books/CAE.pdf
Acesso em: 01 nov. 2015

SIMULIA. **Abaqus 6.13 Documentation.** Disponível em:
(<http://129.97.46.200:2080/v6.13/books/stm/default.htm>)
Acesso em: 01 nov. 2015

SIMULIA. **Abaqus Theory Guide.** Disponível em:
<http://129.97.46.200:2080/v6.13/books/stm/default.htm>
Acesso em: 01 nov. 2015

Universidade Federal do Paraná, **Introdução ao Abaqus Student Edition.** Disponível em:
<http://www.estruturas.ufpr.br/wp-content/uploads/MEF/AulasAbaqus/Aula1.pdf>
Acesso em: 20 set. 2015

VEGANZONES, M.; CAMACHO, A.M.; PRADA, J.C.G.; SEBASTIÁN, M.A.; **Contact pressure profiles in axisymmetric compression considering friction and geometrical factors.** 24th DAAAM International Symposium on Intelligent Manufacturing and Automation, p.72-80, 2014

GLOSSÁRIO

Conector Collet: Conector cujo sistema de travamento é realizado por segmentos, parecido com uma pinça.

Finger: Nome dado ao elemento fixador utilizado em conector tipo “collet” devido à semelhança com os dedos da mão humana.

Hub: Corpo utilizado em um equipamento e/ou ferramenta que permite fazer interface com outro equipamento e/ou ferramenta. Para fazer essa interface, geralmente utiliza-se um conector.

Lâmina d'água: É distância entre a posição do equipamento até a superfície do mar.

Receptáculo: Peça que permite interface com a ferramenta de torque, possuindo recurso próprio para evitar o giro da ferramenta utilizada para aplicação do torque.

Riser: Tubos unidos por rosca para possibilitar a descida do equipamento do barco para o fundo do mar.

Selo: Elemento utilizado para vedação, podendo ser metálico ou elastomérico.

Subsea: Na indústria de Óleo & Gás, utiliza-se o termo Subsea para equipamentos que serão utilizados no mar.

Surface: Na indústria de Óleo & Gás, utiliza-se o termo Surface para equipamentos que não serão utilizados no mar.

APÊNDICE A – Auto Cad

O AutoCAD é um software largamente utilizado em projeto. Possui recurso 3D, porém, não trabalha de forma parametrizada o que torna esse recurso pouco utilizado nas empresas. No entanto, é um software de extrema importância durante a concepção do projeto, onde se necessita agilidade no estudo de montagem e determinação de tolerâncias geométricas e dimensionais.

APÊNDICE B – Autodesk Inventor

O Autodesk Inventor é um software CAD 3D, que oferece um conjunto completo de ferramentas para o projeto mecânico, permitindo a simulação de produtos, criação de protótipos virtuais, além de melhorar a comunicação entre engenharia e fábrica. Esse software possui os recursos de modelagem 3D, verificação de interferência entre as peças, cálculo simplificado em elementos finitos e geração de desenhos 2D a partir do modelo tridimensional.

Os desenhos 2D são atualizados automaticamente uma vez alterado o modelo 3D. Possui uma versão simplificada do software de elementos finitos Ansys, que auxilia os projetistas e engenheiros a fazerem uma análise prévia do nível de tensão durante geração do projeto básico.

APÊNDICE C – Método dos Elementos Finitos

O método dos elementos finitos (MEF) é uma técnica para análise numérica muito utilizada nas indústrias de projeto mecânico, pois possibilita desenvolver peças com geometrias complexas com um custo e tempo muito menor do que aquele gerado sem o seu uso, visto que seria necessário um número elevado de ensaios destrutíveis em diferentes geometrias até atingir uma geometria otimizada, o que tornaria a empresa pouco competitiva.

O MEF consiste em discretizar um meio contínuo, geralmente complexo e sem solução analítica, em um número finito de elementos simples. Sua aplicação se tornou viável a partir da sua implementação em programas de computadores.

A presente dissertação trata da aplicação desta metodologia com a utilização do programa comercial ABAQUS CAE, não se detendo numa apresentação teórica rigorosa do método.

A seguir é apresentada uma descrição bastante sucinta dos termos usados no MEF, contemplando a formulação básica e os principais tipos de elementos utilizados nesse trabalho.

Malha de Elementos Finitos

Na análise por elementos finitos, de posse da geometria da peça a ser analisada, devemos discretizá-la em pequenas regiões chamadas **elementos**. Ao conjunto de elementos, denomina-se **malha** e a conexão entre os elementos são chamados de **nós**. A malha de elementos finitos é de extrema importância para obtenção de resultados satisfatórios na análise e a quantidade de elemento deve ser suficiente para que a aproximação do valor exato seja suficiente para representar o problema em questão.

Formulação básica do M E F

Na solução numérica de um problema mecânico contínuo pelo MEF é necessário estabelecer e resolver um sistema de equações algébricas do seguinte tipo:

$$Ku = F_a$$

Sendo:

K = Matriz de rigidez da estrutura

u = Vetor deslocamento da estrutura

F_a = Vetor das cargas aplicadas

A incógnita é o vetor deslocamentos da estrutura, $\mathbf{u}$. Calculado $\mathbf{u}$, e usando as relações entre tensões e deformação do material é possível determinar as tensões nos elementos.

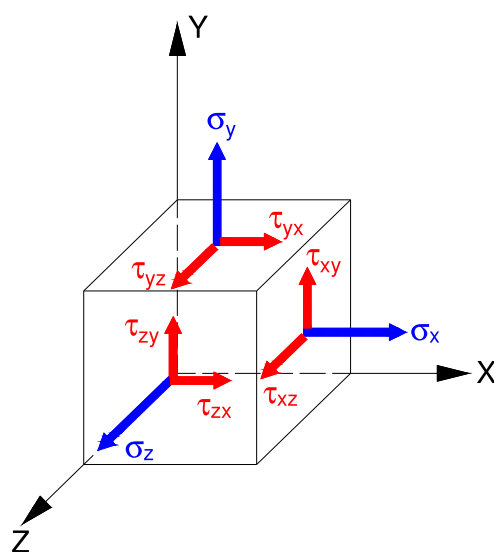
O MEF é uma técnica aproximada, mas assume-se que se o número de elementos for suficientemente grande, a solução obtida irá convergir para a solução exata.

Os principais elementos utilizados nesse trabalho foram os elementos sólidos 3D e elementos sólidos axissimétrico.

Elemento Sólido 3D

Os elementos sólidos são baseados na teoria da elasticidade linear, que descreve o comportamento de um componente deformável sob carregamento, assumindo pequena deformação, pequenos deslocamentos, material isotrópico e comportamento em regime linear elástico. No caso geral da teoria da elasticidade 3D, um sistema de forças agindo sobre um sólido estabelece nele esforços internos que variam ponto a ponto. Em tal situação, o estado de tensões num determinado ponto é definido por seis componentes (uma vez que o tensor das tensões, de dimensões 3×3 , é simétrico): tensões normais, σ_x , σ_y e σ_z e tensões de cisalhamento, τ_{xy} , τ_{yz} e τ_{zx} , como ilustra a Figura 100.

Figura 100: Estado Triplo de Tensões



FONTE: Próprio Autor

Em cada nó de um elemento sólido 3D são definidos três graus de liberdade de translação: os deslocamentos U_x , U_y e U_z . O sistema X, Y, Z é indicado na Figura 100. É comum encontrar elementos sólidos baseados em duas diferentes ordens de interpolação:

Elemento isoparamétrico linear de 8 nós, com 3 graus de liberdade de translação por nó.
Logo, cada elemento tem 24 graus de liberdade associados;

Elemento isoparamétrico quadrático de 20 nós, com 3 graus de liberdade de translação por nó.
Logo, cada elemento tem 60 graus de liberdade associados.

Elementos Sólidos Axissimétricos

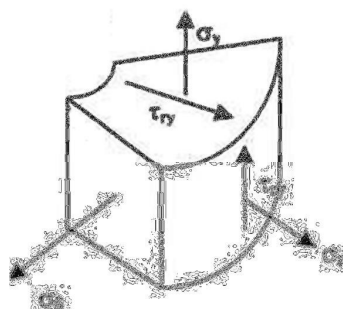
Se a peça a ser analisada for um sólido de revolução, com propriedades de materiais e esforços simétricos em torno de um eixo coordenado, diz-se que ela é um sólido axissimétrico e a sua estrutura tridimensional pode ser analisada usando elementos bidimensionais.

O estado de deformações num ponto de um sólido axissimétrico pode ser definido pela consideração dos deslocamentos transversais U_x e U_y . Sob tais condições, o número de componentes de tensões num ponto se reduz de seis para quatro: σ_r (ou x), σ_y , σ_θ (ou z), τ_{ry} como ilustra a Figura 101.

Existem dois tipos de elementos sólidos axissimétricos disponíveis na maioria dos programas comerciais de elementos finitos:

- **O elemento linear**, que tem 4 nós, com 2 graus de liberdade de translação por nó. Portanto, cada elemento linear tem 8 graus de liberdade associados, contra os 24 graus para os elementos sólidos lineares 3D;
- **O elemento quadrático**, que tem 8 nós, com 2 graus de liberdade de translação por nó. Portanto, cada elemento quadrático tem 16 graus de liberdade associados, contra os 60 graus de liberdade do elemento sólido 3D

Figura 101: Elemento Sólido Axissimétrico



FONTE: ALBUQUERQUE (1999)

Portanto, elementos sólidos axissimétricos, comparado ao uso de elementos sólidos 3D, leva a modelos bem menores, tanto na quantidade de elementos quanto no grau de liberdade, permitindo que se faça uma malha bem mais refinada.

APÊNDICE D – Abaqus CAE

O Método dos Elementos Finitos é um procedimento numérico para a análise de estruturas e meio contínuo. É baseado no conceito da discretização, consiste em transformar um problema complexo na soma de diversos problemas simples e buscar soluções locais, cujas propriedades garantam uma convergência para os problemas globais.

O software Abaqus CAE é uma poderosa ferramenta para soluções de problemas pelo método dos elementos finitos. Possui um ambiente completo que oferece uma interface simples e consistente para criar modelos, submeter e monitorar simulações e avaliar os resultados. É dividido em módulos, onde cada um define um aspecto lógico do processo de modelagem, por exemplo, definindo a geometria, as propriedades dos materiais e gerando a malha de elementos finitos.

Uma análise completa no ABAQUS normalmente consiste em três etapas distintas: pré-processamento, simulação e pós-processamento, conectadas conforme mostrado na Figura 102.

Figura 102: Etapas para análise no Abaqus CAE



FONTE: Próprio Autor

Pré-processamento

Nessa etapa é definido o modelo do problema físico e cria-se um arquivo de entrada do Abaqus. O modelo normalmente é criado via interface gráfica usando o Abaqus CAE. Também é usual realizar o modelo 3D em softwares específicos de projeto, como o Inventor, Solidworks, Catia, etc e exportar a geometria para o Abaqus CAE. Esse procedimento

geralmente é adotado nas empresas, visto que o projeto é inicialmente desenvolvido em softwares de modelagem para serem aproveitados futuramente durante seu detalhamento 2D.

Simulação

É a etapa na qual o Abaqus resolve o problema numérico definido no modelo. Exemplos de saída de uma análise incluem os deslocamentos e as tensões, que são armazenados em arquivos próprios para o pós-processamento. Dependendo da complexidade do problema analisado e da potência do computador usado, a simulação pode demorar de segundos a dias para ser completamente executada.

Pós-processamento

Após finalizada a simulação, efetua-se o pós-processamento, que permitirá visualizar respostas como deslocamentos, tensões, pressão de contato, etc.

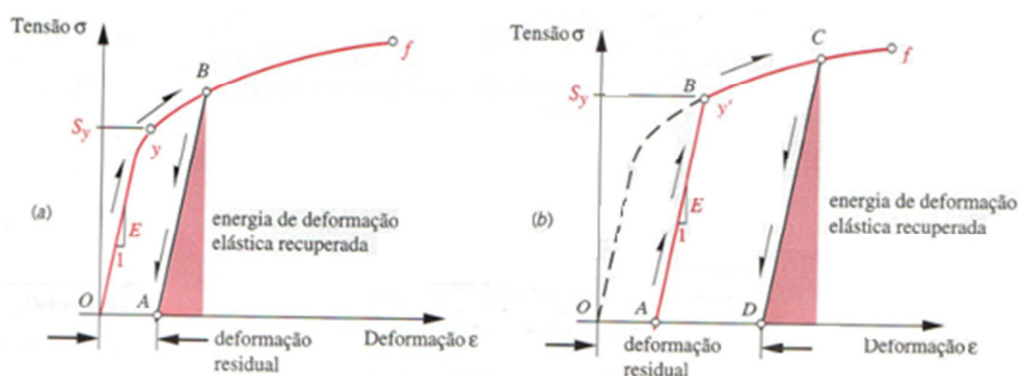
O módulo de visualização possui uma variedade de opções para a visualização dos resultados, incluindo forma deformada, animações, contorno de cores e gráficos.

APÊNDICE E – Conformação Mecânica a Frio

A vedação metálica utilizada no conector bipartido é confinada entre os hubs. Esse processo é semelhante a um forjamento a frio, porém, nessa situação o ideal é ter a mínima deformação plástica possível para que o selo não sofra alteração geométrica depois de reduzida a carga sobre o mesmo, o que poderá ocorrer em uso, quando a força gerada pela pressão for superior à pré-carga gerada pelos parafusos.

Para a maioria dos materiais metálicos, o regime elástico persiste apenas até deformações de aproximadamente 0,005. À medida que o material é deformado além deste ponto, a tensão não é mais proporcional à deformação, ocorrendo então uma deformação permanente (CALLISTER, 2002). O trabalho mecânico de metais à temperatura ambiente é capaz de encruá-los e de aumentar sua resistência. A Figura 103 mostra o processo, à medida que ele afeta o diagrama tensão-deformação. Enquanto o carregamento é aumentado a partir da origem O , ele faz o material passar pelo limite de escoamento “ y ” e atingir o ponto “ B ”, introduzindo uma deformação residual permanente OA na peça (NORTON, 2007). Se a carga for removida nesse ponto, a energia elástica armazenada é recuperada, e o material retorna à tensão zero no ponto A ao longo de uma nova linha de deformação elástica “ BA ” paralela à inclinação elástica original “ E ”. Se a carga for reaplicada, levando a peça ao ponto C e fazendo novamente o material escoar, a nova curva tensão-deformação será $ABCf$. Observe que agora existe um novo limite de escoamento y' , localizado em um valor mais alto de tensão do que y . Diz-se que o material sofreu encruamento, aumentando seu limite de escoamento e reduzindo sua ductilidade.

Figura 103: Encruamento de um material dúctil por trabalho mecânico a frio

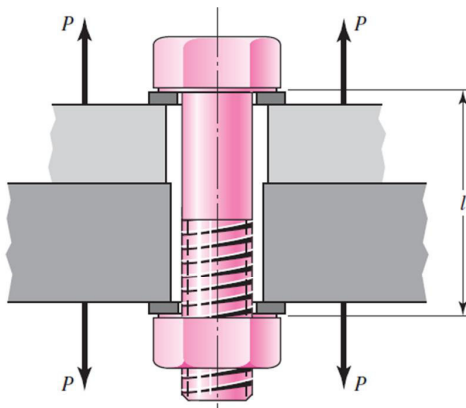


FONTE: NORTON (2007)

APÊNDICE F – Pré-Carga em Junções em Tração

Uma das aplicações dos parafusos e porcas é a de juntar peças em situações tais que as cargas aplicadas colocam o parafuso em tração, como apresentado na Figura 104.

Figura 104: Montagem parafusada em tração

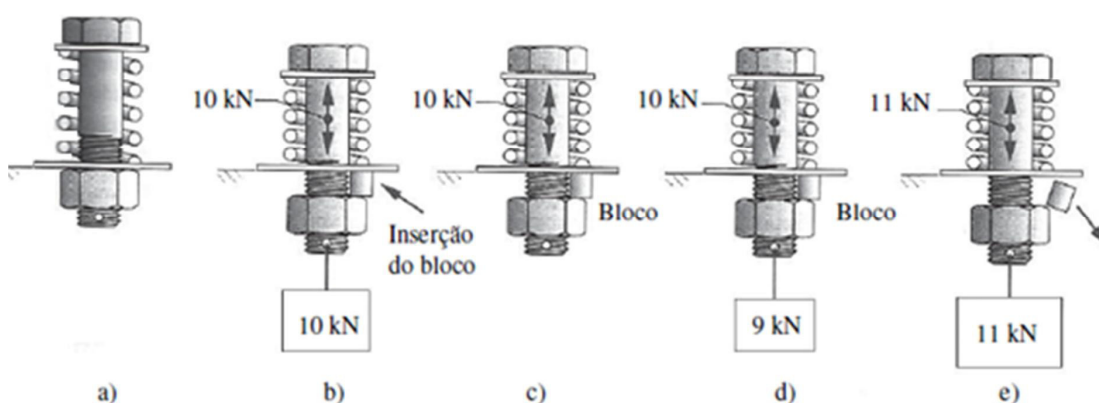


FONTE: BUDYNAS, NISBETT (2006)

Normalmente os parafusos são torquados de maneira que a carga gerada provoque uma tensão de tração da ordem de 90% do limite elástico em condições estáticas e 75% do limite elástico para condições dinâmicas. A condição ideal de projeto é que a tensão gerada durante a montagem não seja ultrapassada, de maneira a não haver descolamento das faces das juntas quando em operação. Se for adotado esse critério como premissa, dificilmente um parafuso romperá em serviço, visto que a condição mais crítica de carregamento ocorrerá durante a montagem e se a carga de operação não superar a pré-carga, o parafuso não receberá nenhuma tensão adicional àquela gerada na montagem. Para compreensão das razões para que isso ocorra, é necessário um entendimento sobre a interação entre a elasticidade do parafuso e das peças que serão unidas quando o parafuso é apertado e posteriormente, o carregamento externo é aplicado. A Figura 105a) apresenta uma união contendo uma mola, a qual representa uma junta de duas placas de mesmo material, sendo que a constante elástica da mola k corresponde à rigidez destas placas; ainda nesta figura assume-se que a arruela possui restrição de movimento, não sendo permitido seu deslocamento em nenhuma direção. Na Figura 105b) o parafuso é submetido a uma carga externa de tração no valor de 10 kN, então é inserido um bloco sólido entre a arruela e a porca, ocasionando a compressão da mola no valor de 10 kN. Na Figura 105c) a carga externa é removida e a mola permanece com uma

carga compressiva no valor de 10 kN e consequentemente o parafuso continua com uma força de tração de 10 kN devido à ação da mola. Na Figura 105d) uma carga externa de tração no valor de 9 kN é aplicada sobre o parafuso; no entanto a força de tração resultante sobre ele não apresenta incremento, permanecendo inalterada (10 kN), e assim será até que a força externa supere a pré-carga de 10 kN. Na Figura 105e) a carga externa é elevada para 11 kN aumentando a compressão da mola para este valor, fazendo com que o bloco perca o contato entre a arruela e a porca e que o parafuso tenha uma nova força de tração no valor de 11 kN; com a separação da junta o parafuso suporta todo carregamento externo. Esta descrição mostra a importância da pré-carga quando as juntas são submetidas a carregamentos dinâmicos.

Figura 105: Pré-carregamento de uma união parafusada



FONTE: GUIDI, E.S. (2013)
NORTON (2004)

Conforme descrito anteriormente, a pré-carga aplicada em um parafuso é de extrema importância para o sucesso da união, dessa forma, seu controle é muito importante de maneira a evitar sobrecarga no parafuso, que poderia gerar escoamento no mesmo, ou uma pré-carga insuficiente, que pode fazer com que a junta parafusada perca contato e o parafuso seja submetido a carregamento cíclico.

APÊNDICE G – Torquímetro

São utilizados para aplicar pré-carga controlada em uniões parafusadas, sendo o método mais utilizado na indústria.

A fixação adequada previne o movimento relativo entre as peças da junta e o vazamento naquelas que possuem vedação. Medir a capacidade de fixação de um parafuso é difícil, especialmente em condições de montagem de produção, mas é possível controlar a força de fixação indiretamente, regulando o torque aplicado e conhecendo os coeficientes de atrito envolvidos.

Devido ao fato da fricção ser extremamente importante na relação entre o torque e a pré-carga, as variações na fricção têm uma influência significativa na pré-carga do parafuso. Diferentes acabamentos de superfície do parafuso em geral tem diferentes valores de fricção. O torque necessário para um parafuso com encaixe sextavado externo não será o mesmo que aquele necessário para um parafuso hexagonal interno da mesma medida de rosca, visto que a face de contato maior do parafuso de encaixe sextavado externo resultará na necessidade de um torque maior. Isto se deve ao fato de que mais torque está sendo dissipado entre a face da porca e a superfície da junta. (GEDORE, 2014/2015)

A metodologia adotada durante o aperto da união parafusada é de extrema importância. As orientações apresentadas a seguir estão baseadas na experiência e nos resultados de testes publicados e conclusões de pesquisas realizadas por organizações ao longo de vários anos. (GEDORE, 2014/2015)

a) É fundamental que seja usado um torquímetro calibrado e com um valor de torque correto no aperto. Determinadas ferramentas, como chaves de impacto, podem resultar na ocorrência de variações significativas no valor de torque e na pré-carga dos parafusos.

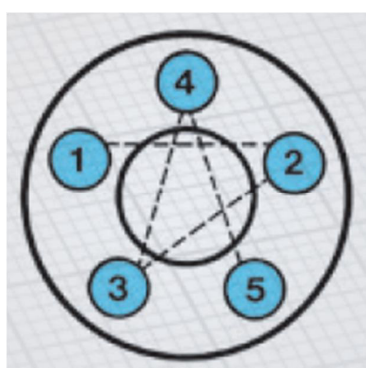
Um torquímetro calibrado deve ser utilizado para a operação de aperto final. (GEDORE, 2014/2015)

b) Sempre que for possível, deve ser especificado o torque de aperto baseado em experimentos, ao invés de um valor teoricamente calculado. A determinação experimental da pré-carga pode ser determinada pela medida da extensão do parafuso ou pelo uso de uma célula de carga alojada na junção.

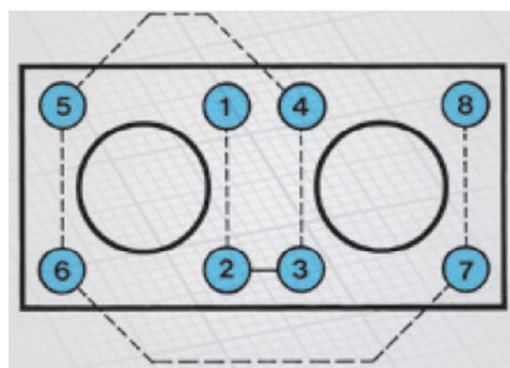
c) A sequência de aperto dos parafusos pode ter uma significativa influência sobre a pré-carga resultante, visto que as superfícies de junção se comprimem e o aperto de um parafuso afetará a pré-carga gerada nos parafusos vizinhos.

Uma boa sequência de aperto é aquela que garante uma distribuição equalizada de pré-carga. Se os parafusos estiverem em um padrão circular, uma sequência de aperto cruzada, conforme ilustrado na Figura 106a) seria especificada. Para uniões não circular, o padrão em espiral que inicia no meio, ilustrado na Figura 106b, seria especificado. Em uniões críticas, é recomendado apertar os parafusos mais de uma vez, para garantir que não houve influência da pré-carga dos parafusos vizinhos.

Figura 106: Sequência de aperto



a)



b)

FONTE: GEDORE (2014/2015)

Torquímetro de Estalo

O torquímetro de estalo, apresentado na Figura 107, é um tipo muito utilizado na indústria, devido à facilidade de utilização e rapidez na medição.

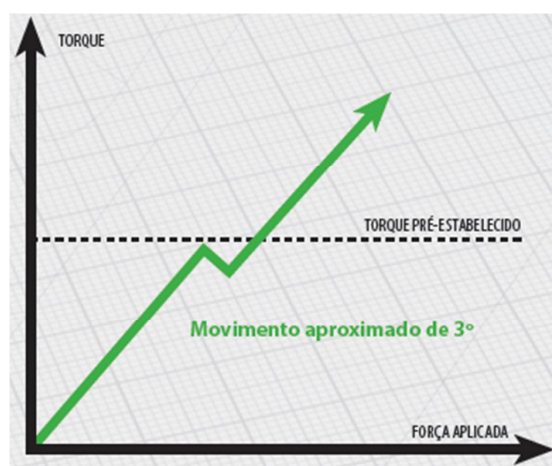
Possui um sistema interno de mini alavancas e uma mola, através da qual o torque pode ser ajustado com exatidão, porém, exige do operador uma série de cuidados para evitar sobrecarga, pois quando atingido o torque desejado, o operador ouvirá um "click", seguido de um movimento de aproximadamente 3°. Após esse deslocamento angular, se o torquímetro continuar a ser carregado, ocorrerá uma sobrecarga do torque programado. A Figura 108 ilustra essa situação de maneira qualitativa.

Figura 107: Torquímetro de Estalo



FONTE: DANTAS (2007)

Figura 108: Torque com torquímetro de estalo



FONTE: GEDORE (2014/2015)

ANEXO A – Principais dimensões de algumas roscas unificadas

Diâmetro Nominal nº fios-série	Rosca Externa						Rosca Interna					
	Classe	Diâmetro Maior		Diâmetro Primitivo		Diâmetro Menor	Classe	Diâmetro Menor		Diâmetro Primitivo		Diâmetro Maior
		máx.	mín.	máx.	mín.			mín.	máx.	mín.	máx.	
1.1/8"	2A	28,519	28,103	26,162	25,980	24,199	2B	24,638	25,349	26,218	26,456	28,575
7 UNC	3A	28,575	28,159	26,217	26,081	24,254	3B	24,638	25,082	26,218	26,398	28,575
1.1/8"	2A	25,521	28,141	26,459	26,284	24,742	2B	25,146	25,781	26,513	26,741	28,575
8 UN	3A	28,575	26,194	26,512	26,381	24,795	3B	25,146	25,519	26,513	26,682	28,575
1.1/8"	2A	28,529	28,240	27,155	27,003	26,010	2B	26,269	26,746	27,201	27,398	28,575
12 UNF	3A	28,575	28,286	27,200	27,087	26,055	3B	26,289	26,537	27,201	27,350	28,575
1.1/4"	2A	31,694	31,278	29,337	29,150	27,374	2A	27,813	28,524	29,393	29,636	31,750
7 UNC	3A	31,750	31,334	29,392	29,254	27,429	3B	27,813	28,257	29,393	29,575	31,750
1.1/4"	2A	31,696	31,316	29,634	29,457	27,917	2B	28,321	28,956	29,688	29,921	31,750
8 UN	3A	31,750	31,369	29,687	29,553	27,970	3B	28,321	28,694	29,688	29,862	31,750
1.1/4"	2A	31,704	31,415	30,330	30,173	29,185	2B	29,464	29,921	30,376	30,579	31,750
12 UNF	3A	31,750	31,461	30,375	30,260	29,230	3B	29,464	29,712	30,376	30,528	31,750
1.3/8"	2A	34,864	34,402	32,113	31,911	29,825	2B	30,353	31,115	32,175	32,438	34,925
6 UNC	3A	34,925	34,463	32,174	32,022	29,886	3B	30,353	30,850	32,175	32,372	34,925
1.3/8"	2A	34,869	34,489	32,806	32,624	31,090	2B	31,496	32,131	32,863	33,098	34,925
8 UN	3A	34,925	34,544	32,862	32,726	31,145	3B	31,496	31,869	32,863	33,040	34,925
1.3/8"	2A	34,876	34,588	33,502	33,343	32,357	2B	32,639	33,096	33,551	33,759	34,925
12 UNF	3A	34,925	34,636	33,550	33,432	32,405	3B	32,639	32,887	33,551	33,705	34,925
1.1/2"	2A	38,039	37,577	35,288	35,083	33,000	2B	33,528	34,290	35,350	35,615	38,100
6 UNC	3A	38,100	37,638	35,349	35,195	33,061	3B	33,528	34,025	35,350	35,549	38,100
1.1/2"	2A	38,044	37,664	35,981	35,797	34,265	2B	34,671	35,306	36,038	36,278	38,100
8 UN	3A	38,100	37,719	36,037	35,898	34,320	3B	34,671	35,044	36,038	36,217	38,100
1.1/2"	2A	38,051	37,763	36,677	36,516	35,532	2B	35,814	36,271	36,726	36,936	38,100
12 UNF	3A	38,100	37,811	36,725	36,604	35,580	3B	35,814	36,062	36,726	36,855	38,100
1.5/8"	2A	41,219	40,839	39,156	38,696	37,551	2B	37,846	38,481	39,213	39,458	41,275
8 UN	3A	41,275	40,894	39,212	39,071	37,607	3B	37,846	38,219	39,213	39,395	41,275
1.3/4"	2A	44,381	43,861	41,081	40,856	38,334	2B	38,964	39,827	41,151	41,445	44,450
5 UNC	3A	44,450	43,930	41,150	40,981	38,403	3B	38,964	39,560	41,151	41,371	44,450
1.3/4"	2A	44,391	44,011	42,329	42,139	40,612	2B	41,021	41,656	42,388	42,536	44,450
8 UN	3A	44,450	44,069	42,387	42,243	40,670	3B	41,021	41,394	42,388	42,575	44,450
1.7/8"	2A	47,566	47,186	45,504	45,309	43,787	2B	44,196	44,831	45,563	45,816	47,625
8 UN	3A	47,625	47,244	45,562	45,418	43,845	3B	44,196	44,569	45,563	45,753	47,625

FONTE: Metalúrgica Vera (2015)