

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM VASO DE ALTA PRESSÃO COM TAMPO ROSQUEADO

por

Leonardo Freitas Muffato

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2019

ANÁLISE NUMÉRICA DE UM VASO DE ALTA PRESSÃO COM TAMPO ROSQUEADO

por

Leonardo Freitas Muffato

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mario Roland Sobczyk Sobrinho  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Mecânica dos Sólidos**

Orientador: Prof. Daniel Milbrath De Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath De Leon

Prof. Rodrigo Rossi

Prof. Walter Jesus Paucar Casas

Porto Alegre, 17 de junho de 2019.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, Jairo e Lilian, e à minha irmã, Gabriela pelo suporte emocional e financeiro ao longo da graduação, que tornaram essa trajetória possível.

À minha namorada, Scheyla, que fez parte dessa conquista me incentivando e sendo compreensiva em momentos difíceis e me proporcionando alegria e estabilidade emocional ao longo dessa jornada.

Agradeço ao Professor Daniel De Leon, que teve disposição e agilidade ao me orientar nesse trabalho de conclusão de curso, tornando mais clara a trajetória a ser seguida ao longo dessa etapa.

Ao meu colega de trabalho Paulo Stedile pela paciência e disposição ao passar os conhecimentos e experiências com conceitos técnicos envolvendo o trabalho.

Agradeço ao Professor Sandro Amico, seu aluno Cristiano e ao grupo GCOMP, por disponibilizarem a licença do software Abaqus/CAE, o que tornou esse trabalho possível.

Meus agradecimentos também à Sourtec, empresa na qual sou estagiário, pelos conhecimentos adquiridos e especialmente ao meu supervisor Russel Lysyk, pelo apoio oferecido.

MUFFATO, L. F. **Análise numérica de um vaso de alta pressão com tampo rosqueado**. 2019. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

## **RESUMO**

Na qualificação de materiais utilizados na indústria de exploração de petróleo e gás, torna-se necessária a reprodução de ambientes de alta pressão. Para simular esses ambientes extremos, o desenvolvimento de vasos de alta pressão que atendam a essas demandas de forma eficiente e segura é de suma importância. Com o objetivo de diminuir a massa e melhorar a operacionalidade (montagem e desmontagem), este trabalho apresenta o projeto e validação de um vaso de pressão cilíndrico com tampo plano rosqueado. No tampo utilizou-se o padrão de rosca acme curta (stub acme) e a metodologia do projeto e análise estrutural dos componentes basearam-se na norma ASME Seção VIII-Divisão 2. Essa validação consistiu em cálculos analíticos e análise elasto-plástica por elementos finitos com auxílio do software Abaqus/CAE. Os resultados mostraram que apesar do modelo sofrer deformações plásticas localizadas, o mesmo atendeu aos critérios de proteção contra colapso plástico e falha local impostos pela norma.

**PALAVRAS-CHAVE:** Vaso de pressão, tampo plano rosqueado, análise elasto-plástica, elementos finitos

MUFFATO, L. F. **Numerical analysis of a high-pressure vessel with threaded end closure.** 2019. 28 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

## **ABSTRACT**

In the qualification of materials used in the oil and gas exploration industry, it is necessary to reproduce high pressure environments. To simulate these extreme environments, the development of high-pressure vessels that meet these demands efficiently and safely is of paramount importance. With the objective of reducing the mass and improving the operability (assembly and disassembly), this work presents the design and validation of a cylindrical pressure vessel with a flat threaded end closure. The stub acme pattern was used in the end closure, and the design methodology and structural analysis of the components were based on ASME Section VIII-Division 2. This validation consisted of analytical calculations and elastic-plastic analysis by finite elements using the software Abaqus/CAE. The results showed that although the model had suffered localized plastic deformations, it attended the criteria of protection against plastic collapse and local failure imposed by the standard.

**KEYWORDS:** Pressure vessel, threaded end closure, elastic-plastic analysis, finite elements.

ÍNDICE	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. OBJETIVOS.....	1
2.1 Objetivo Geral .....	1
2.2 Objetivos Específicos.....	2
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	2
4.1 Código ASME .....	2
4.1.1 Espessura do casco.....	3
4.1.2 Espessura de tampo .....	3
4.1.3 Raio de curvatura mínimo.....	4
4.1.4 Proteção Contra Colapso Plástico.....	4
4.1.5 Proteção Contra Falha Local.....	4
4.1.6 Curva Tensão-Deformação do Material .....	5
4.2 Cilindros de Parede Espessa.....	5
4.3 Rosca Trapezoidal Stub Acme .....	6
4.3.1 Condição de Autotravamento .....	7
5. METODOLOGIA.....	8
5.1 Projeto do Vaso de Pressão .....	8
5.1.1 Determinação dos Dados de Operação .....	8
5.1.2 Escolha do Material.....	8
5.1.3 Cálculo da Espessura de Parede .....	9
5.1.4 Rosca Stub Acme .....	9
5.1.5 Comparação Tampo Rosqueado x Parafusado.....	9
5.1.6 Modelagem em CAD 3D .....	9
5.2 Cálculos Analíticos.....	10
5.3 Análise Numérica .....	10
5.3.1 Modelo Axissimétrico .....	10
5.3.2 Curva Tensão-Deformação do Material .....	11
5.3.3 Convergência de Malha .....	11
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO .....	11
6.1 Distribuição de tensões no modelo axissimétrico .....	11
6.2 Cálculos Analíticos.....	12
6.3 Proteção Contra Colapso Plástico.....	13
6.4 Proteção Contra Falha Local .....	13
6.5 Condição de Autotravamento .....	14
7. CONCLUSÕES .....	14
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	14
ANEXO I – Geometria da Rosca Stub Acme .....	16
APÊNDICE I – Modelo Axissimétrico .....	16
APÊNDICE II – Curva Tensão-Deformação Verdadeira.....	17
APÊNDICE III – Custo Computacional.....	17
APÊNDICE IV – Malhas Geradas.....	17
APÊNDICE V – Resultados da Simulação (Abaqus) .....	18
APÊNDICE VI – Desenhos Técnicos .....	20

## LISTA DE FIGURAS

	Pág.
Figura 4.1 - Geometrias de roscas para cargas elevadas. a) Rosca quadrada. b) Rosca Acme. c) Rosca de botaréu. (Norton, 2013). .....	6
Figura 4.2 - Análise de força em uma interface parafuso-porca de rosca Acme (Norton, 2013)..	8
Figura 5.1 – Modelo 3D do vaso de pressão. Vista isométrica, vista explodida e corte transversal respectivamente. ....	10
Figura 5.2 – Análise de convergência da malha da região A, indicada na Figura 5.1. ....	11
Figura 5.3 – Análise de convergência da malha da região B, indicada na Figura 5.1. ....	11
Figura 6.1 – Distribuição da tensão de von Mises com diferentes patamares de carregamento (escala referente ao carregamento de 100% da pressão de trabalho, dada em MPa) (Abaqus). ....	11
Figura 6.2 – Tensão tangencial ao longo da parede calculada analiticamente.....	12
Figura 6.3 – Tensão tangencial (S33) ao longo da parede retirada da análise numérica. ....	12
Figura 6.4 – Tensão radial ao longo da parede calculada analiticamente. ....	12
Figura 6.5 – Tensão radial (S11) ao longo da parede retirada da análise numérica. ....	12
Figura A.1 - Geometria de Rosca Acme Curta (Stub Acme) (ASME/ANSI B1.8, 1988) .....	16
Figura B.1 – Modelo axissimétrico com as condições de contorno aplicadas. ....	16
Figura C.1 - Curva tensão-deformação do material F304, conforme ASME VIII-Div.2, 2017.....	17
Figura D.1 – Tempo de processamento da simulação em função do número de elementos.....	17
Figura E.1 – Malha refinada na região rosqueada (B) e malha geral (A). ....	17
Figura F.1 – Distribuição de tensões nos pontos críticos do projeto (manchas alaranjadas e vermelhas indicam regiões que passaram o limite de escoamento). ....	18
Figura F.2 – Deformação plástica equivalente (PEEQ) na interface êmbolo-anel rosqueado....	18
Figura F.3 – Deformação plástica equivalente (PEEQ) nos dois primeiros passos de rosca....	19
Figura F.4 – Limite triaxial de tensões (regiões em cinza não atenderam ao critério).....	19
Figura G.1 – Desenho técnico do vaso com as principais dimensões, escala 1:2. ....	20
Figura G.2 – Comparação entre vaso com tampo rosqueado e tampo parafusado. ....	20

## LISTA DE TABELAS

	Pág.
Tabela 5.1 – Propriedades do Aço Inoxidável F304 .....	8
Tabela 6.1 – Valores analíticos e numéricos de tensão para a parede interna do vaso.....	12
Tabela 6.2 – Análise elástica – limite de tensão triaxial.....	13
Tabela 6.3 – Análise elasto-plástica – limite de deformação local. ....	13

## 1. INTRODUÇÃO

A produção diária de petróleo no pré-sal aumentou de uma média de 41 mil barris por dia em 2010 para 1,35 milhão de barris por dia em junho de 2017. Isso representa um crescimento de cerca de 3.290%. Também em junho de 2017, a produção de petróleo no pré-sal superou a do pós-sal, que totalizou 1,32 milhão de barris por dia [ANP, 2017]. Sendo assim, tornou-se necessário o desenvolvimento de novas tecnologias e materiais, de modo a expandir as possibilidades de extração do petróleo e reduzir os custos agregados ao processo. Para a qualificação desses novos materiais, são necessários testes em menor escala os quais simulam as condições críticas de trabalho, como o ambiente corrosivo, temperatura e as altas pressões decorrentes do processo de extração.

Para simular esses ambientes extremos, o desenvolvimento de vasos de alta pressão que atendam a essas demandas de forma eficiente e segura é de suma importância. Serão considerados como vasos de pressão aqueles recipientes, de qualquer tipo, dimensões ou finalidade, não sujeitos à chama, destinados ao processamento de líquidos e gases sob pressão interna ou externa [Groehs, 2014].

Vasos de pressão, em geral, são fabricados sob encomenda, projetados para uma aplicação específica, necessitando de geometria e materiais personalizados para tal finalidade. No caso de aplicação para médias e altas pressões, as exigências das fases de projeto e fabricação são mais rigorosas. A norma para projeto de vasos de pressão mais utilizada no Brasil é o código de caldeiras e vasos de pressão da ASME (American Society of Mechanical Engineers) Seção VIII em conjunto com a Seção II, a qual trata das propriedades e seleção de materiais [Telles, 2007].

Por se tratar de elementos pressurizados, há uma preocupação com a sua integridade estrutural, pois a sua falha geralmente leva a perdas materiais e pode acarretar perdas humanas. Para verificar a integridade estrutural, principalmente tratando-se de altas pressões, a ASME recomenda o uso do método dos elementos finitos, permitindo uma avaliação mais aprofundada das tensões e deformações decorrentes das pressões aplicadas. Segundo o código ASME Seção VIII - Divisão 2, 2017, não são fornecidas recomendações sobre um método específico de análise de tensão, modelagem de um componente e validação dos resultados da análise. Embora esses aspectos do processo de projeto sejam importantes e devam ser considerados na análise, um tratamento detalhado do assunto não é fornecido devido à variabilidade de abordagens e processos de projeto. No entanto, uma análise precisa das tensões, incluindo a validação de todos os resultados, deve ser fornecida como parte do projeto.

A fim de validar uma geometria pouco usual de vaso de alta pressão, propõe-se uma metodologia de análise analítica e numérica das tensões e deformações decorrentes da pressão interna. A geometria proposta trata-se de um vaso cilíndrico de tampo plano rosqueado, o que gera, devido à alta pressão e à geometria complexa, preocupação com deformações permanentes no material, que dependendo da magnitude, inviabiliza sua fabricação. Devido a esses fatores, a escolha de um padrão de rosca robusto é de suma importância e uma análise elasto-plástica torna-se necessária para um resultado de validação mais acurado.

## 2. OBJETIVOS

### 2.1 Objetivo Geral

Visando a diminuição de custos, redução de massa e aumento da operacionalidade (montagem/desmontagem), planeja-se projetar um vaso de alta pressão cilíndrico com tampo rosqueado de rápida remoção. O objetivo deste trabalho é análise de tensões de uma geometria de tampo plano fixado por um anel rosqueado (rosca trapezoidal Stub Acme), através de uma análise elasto-plástica por FEA (Finite Element Analysis), utilizando o software Abaqus/CAE 6.14.

## 2.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos para que se cumpram as metas estabelecidas são:

- Projetar um vaso de pressão baseando-se na norma ASME VIII-Div.2;
- Definir e gerar a geometria de rosca para o tampo;
- Comparar dados de distribuição de tensões obtidos analiticamente com os dados obtidos numericamente;
- Verificar, através dos critérios de falha da norma ASME, se as deformações sofridas pelo tampo rosqueado e pelo corpo do vaso viabilizam o projeto;
- Análise comparativa entre modelo de tampo rosqueado com o de tampo parafusado;

## 3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Chaaban, et al., 1991, realizaram um estudo sobre a influência que a tensão residual, causada por deformações plásticas nas raízes nos primeiros passos de rosca de um vaso de alta pressão, tem na performance em fadiga do vaso quando o mesmo é submetido a repetidas pressões internas. O trabalho apresenta uma análise parametrizada de tampos rosqueados usando soluções elásticas e elasto-plásticas em elementos finitos.

Chen, et al., 1996, analisaram, através de elementos finitos, a concentração de tensões nos cantos arredondados de tampos planos de vasos de pressão sujeitos a pressões internas. No estudo desenvolvido apresentou-se parâmetros adimensionais que podem ser usados para determinar um raio de curvatura ótimo, com o objetivo de reduzir custos de fabricação e manter a intensidade de tensão abaixo do limite aceitável.

Cetin, et al, 2010, apresentaram um estudo de uma típica conexão rosqueada normalmente usada em tubulações de extração de petróleo (subsea risers). Aplicou-se um método de predição da vida em fadiga desses componentes, analisando também, a influência que o raio de raiz de rosca tem nos resultados. A conexão estudada utiliza o mesmo padrão de rosca apresentado neste trabalho (stub acme).

## 4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para o desenvolvimento do conteúdo desse estudo, é necessário o conhecimento das exigências das normas de projeto de vasos de pressão e rosca acme, da teoria de distribuição de tensões em cilindros de parede espessa, análise do regime elasto-plástico do material e do método numérico empregado pelo software de elementos finitos.

### 4.1 Código ASME

As ocorrências de inúmeros acidentes, alguns de consequências graves, ocorridos com instalações na segunda metade do século XIX e início do século XX em vasos de pressão e caldeiras, era relativamente frequente [Groehs, 2014]. Em 1911 foi criado um comitê para estabelecer um conjunto de regras com o objetivo de servir de referência para o projeto de caldeiras de vasos de pressão. Em treze de fevereiro de 1915, o primeiro código da ASME foi publicado sob o título de Código de Construção de Caldeiras – Edição 1914 [Groehs, 2014].

Atualmente o código é dividido em onze seções, porém, somente as seções II e VIII serão consultadas nesse trabalho, pois apenas essas abordam o projeto de vasos de pressão.

- Seção II – Materiais - Está subdividida em quatro partes, denominadas A, B, C e D. A parte **A** estabelece especificações para materiais ferrosos, com o objetivo de permitir construção de equipamentos de pressão seguros. A parte **B** estabelece especificações para materiais não ferrosos. A parte **C** contém especificações para tiras de solda, eletrodos e materiais de enchimento. A parte **D** contém informações das propriedades dos materiais que estão referenciados nas Seções I, II, VIII, Divisões 1 e 2 [Groehs, 2014].

- Seção VIII – Vasos de Pressão – Esta seção é constituída das divisões 1, 2 e 3.

Divisão 1: Contém especificações mínimas de segurança que devem ser aplicadas na construção, projeto, fabricação e certificação de vasos de pressão, sob pressão interna ou externa superior a 1,034 MPa e inferiores a 206,85 MPa, diâmetro interno, largura, altura ou diagonal da seção reta que exceda 152,4 mm [Groehs, 2014].

Divisão 2: Contém especificações com objetivos semelhantes aos citados na Divisão 1, estabelece regras que são uma alternativa para as especificações mínimas de fabricação, inspeção e certificação. Essa divisão só pode ser aplicada a vasos de pressão que serão instalados em um local fixo e utilizados para realizar um serviço específico onde o controle de manutenção e operação é realizado durante toda a vida útil do vaso pelo proprietário que define e estabelece as especificações de projeto. A validade é a mesma da Divisão 1, exceto no que diz respeito à pressão máxima de operação, que de acordo com a Divisão 2, não tem limite [Groehs, 2014]. Essa norma admite tensões maiores do que as da Divisão 1, acarretando menores espessuras e menor peso para o vaso. Em contrapartida, para garantir um grau de segurança equivalente, é feita uma série de exigências adicionais de projeto, cálculos, materiais, fabricação e inspeção, que resultam em maior custo, de forma que nem sempre compensa a economia feita em materiais e em solda [Telles, 2007].

Divisão 3: Contém especificações que devem ser aplicadas na construção, projeto, fabricação e proteção contra a possibilidade de ocorrência de pressão excessiva em vasos submetidos à pressão de projeto mínima na ordem de 68,95 MPa. Porém, pode ser usada para pressões inferiores, não restringindo a aplicabilidade, em função da pressão, das divisões 1 e 2 [Groehs, 2014].

#### 4.1.1 Espessura do casco

O código ASME VIII – Div.2, 2017 prevê a utilização de diversas geometrias de casco, dentre os principais, podem-se citar: cascos cilíndricos, cônicos, esféricos e semiesféricos. A geometria cilíndrica é mais comumente usada devido a sua simplicidade e por ser de fácil fabricação. A norma estabelece a seguinte equação para o cálculo de espessura mínima de parede:

$$t_w = \frac{D}{2} \left[ \exp\left(\frac{p}{SE}\right) - 1 \right] \quad (4.1)$$

onde  $t_w$  é a espessura da parede do casco,  $D$  é o diâmetro interno,  $p$  é a pressão de projeto,  $E$  é o fator de união soldada e  $S$  é a tensão admissível para o material do casco para a respectiva temperatura de projeto.

O fator de união soldada ( $E$ ) depende do tipo e da qualidade da soldagem realizada no vaso de pressão, no caso de não ocorrência de solda,  $E = 1$ .

As tensões admissíveis dos materiais baseadas na temperatura de trabalho podem ser consultadas na ASME Seção II – Parte D, 2007.

#### 4.1.2 Espessura de tampo

Assim como para as geometrias de parede, o código ASME VIII – Div. 2, 2017, permite a utilização de diversos tipos de geometria de tampos, como esférico, toro-esférico, elipsoidal, cônico, toro-cônico e os tampos planos. Os tampos não-planos suportam pressões maiores com menores espessuras, porém são de fabricação mais complexa e torna mais difícil a inserção de bocais para entrada de solução e sensores. Os tampos planos podem ser circulares ou não circulares e ainda soldados, parafusados ou rosqueados. As principais geometrias de tampos planos definidos pela norma ASME, podem ser consultadas na Tabela 4.6.1 da ASME Seção VIII – Div.2, 2017. A espessura do tampo plano circular é calculada de acordo com a equação (4.2).

$$t_h = d \sqrt{\frac{Cp}{S_{ho}E}} \quad (4.2)$$

onde  $t_h$  é a espessura do tampo,  $d$  é o diâmetro interno,  $C$  é um parâmetro de projeto para esse tipo de geometria e  $S_{ho}$  é a tensão admissível para o material do tampo na respectiva temperatura de projeto.

#### 4.1.3 Raio de curvatura mínimo

Cantos vivos causam concentração de tensões, facilitando a nucleação de trincas, o que pode levar um vaso de pressão a uma falha. De acordo com a norma ASME VIII-Div.2, 2017, define-se um raio mínimo de curvatura para a união da parede do casco com a base do cilindro.

Para vasos onde a espessura de parede for menor ou igual a 38 mm, deve-se usar um raio de canto de 10 mm. Para espessuras de parede maiores, utiliza-se o valor obtido na equação (4.3).

$$r = \min[0,25t_s, 19 \text{ mm}] \quad (4.3)$$

onde  $t_s$  é a espessura de parede.

#### 4.1.4 Proteção Contra Colapso Plástico

A norma ASME VIII-Div.2, 2017, estabelece que para cilindros de parede espessa (razão do raio interno pela espessura de parede é menor ou igual a 4), não se recomenda uma análise somente do regime elástico, pois a mesma produz resultados não conservativos, devido às distribuições de tensão não-lineares associadas a seções de parede espessa não serem representadas com precisão pela distribuição de tensão linear, o que se agrava quando ocorre escoamento do material.

A carga de colapso plástico pode ser obtida usando uma técnica de análise numérica (método de elementos finitos), incorporando uma curva de tensão-deformação verdadeira do material para obter uma solução. Os efeitos de geometrias não lineares devem ser considerados nesse tipo de análise. A carga de colapso plástico é a carga que causa instabilidade estrutural, sendo esse ponto identificado pela impossibilidade de a solução atingir um equilíbrio para um pequeno incremento de carga, ou seja, quando a solução não converge.

#### 4.1.5 Proteção Contra Falha Local

Quando a condição de proteção contra o colapso plástico é satisfeita, a norma apresenta dois métodos que podem ser aplicados para a proteção contra falha local:

a) Análise elástica – Limite de Tensão Triaxial: provê uma aproximação da proteção contra falha local baseada nas tensões principais da carga de projeto combinada da Tabela 5.3 da ASME VIII-Div2, 2017, as quais devem ser usadas para verificar o seguinte critério:

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \geq 4S \quad (4.4)$$

onde  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$  são as tensões principais.

b) Análise elasto-plástica: estima mais precisamente a proteção contra falha local de um componente seguindo os seguintes passos:

Passo 1: Para cada ponto de interesse no componente, determinar as tensões principais  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$ ,  $\sigma_3$ , a tensão equivalente  $\sigma_e$  e a deformação plástica equivalente  $\epsilon_{peq}$ . A tensão equivalente também é conhecida como tensão de von Mises, dada pela equação (4.5).

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (4.5)$$

Passo 2: Determinar o limite de deformação triaxial  $\varepsilon_L$ , usando a equação (4.6), onde  $\varepsilon_{Lu}$ ,  $m_2$  e  $\alpha_{sl}$  são determinados pela Tabela 5.7 da ASME VIII-Div.2, 2017.

$$\varepsilon_L = \varepsilon_{Lu} \exp \left\{ - \left[ \frac{\alpha_{sl}}{1 + m_2} \right] \left[ \left( \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3\sigma_e} \right) - \frac{1}{3} \right] \right\} \quad (4.6)$$

onde  $\varepsilon_{Lu}$  é o limite de deformação uniaxial,  $m_2$  e  $\alpha_{sl}$  são constantes utilizadas na análise elasto-plástica. Para o uso de aço inoxidável ou ligas de níquel onde a redução de área não é especificada,  $\varepsilon_{Lu} = m_2 = 0,451456$  e  $\alpha_{sl} = 0,6$ .

Passo 3: Determinar se o limite de deformação é satisfeito. Se a equação a seguir é satisfeita no local de interesse, o componente é considerado protegido contra falha local.

$$\varepsilon_{peq} + \varepsilon_{cf} \leq \varepsilon_L \quad (4.7)$$

onde  $\varepsilon_{peq}$  é a deformação plástica equivalente e  $\varepsilon_{cf}$  é chamada de “forming strain”, referente ao material e ao método de fabricação, que pode ser consultada na Parte 6 da ASME VIII-Div.2, 2017. A deformação plástica equivalente  $\varepsilon_{peq}$  é extraída diretamente do software, o qual usa a equação (4.8) para calculá-la.

$$\varepsilon_{peq} = PEEQ = \sqrt{\frac{2}{3} \varepsilon_{ij}^P \varepsilon_{ij}^P} \quad (4.8)$$

onde  $PEEQ$  é o termo que o software Abaqus usa para referir-se à deformação plástica equivalente e  $\varepsilon_{ij}^P$  é o tensor da deformação plástica.

#### 4.1.6 Curva Tensão-Deformação do Material

Para uma análise elasto-plástica, é necessário fornecer ao software Abaqus, uma curva que represente o comportamento mecânico do material depois do escoamento. Para gerar a curva de tensão-deformação, recomenda-se realizar ensaio mecânico do material a ser usado na fabricação do componente, o que deve gerar dados mais confiáveis para a simulação.

Porém, para fases iniciais de projeto, onde o material não foi definido, o procedimento de cálculo do item 3.D da norma ASME VIII-Div.2, 2017, permite gerar a curva tensão-deformação através do uso de parâmetros do material.

#### 4.2 Cilindros de Parede Espessa

De acordo com o código ASME, serão considerados cilindros de parede espessa, aqueles cuja razão raio/espessura de parede for menor ou igual a quatro. Quando essa razão é satisfeita, deve-se considerar que a tensão ao longo da parede varia de forma não linear em função do raio. A obtenção das expressões para cálculo das tensões em tubos com parede espessa submetidos à pressão interna ou externa é atribuída a G. Lamé, que publicou a respeito do assunto, a obra “Leçons sur la théorie mathématique de l’élasticité des corps solides” em 1952 [Belluzi, 1967; Timoshenko e Goodier, 1970]. As equações propostas por Lamé, aplicam-se para regiões longes de concentradores de tensão e distantes o suficiente das extremidades fechadas do cilindro. São condições difíceis de serem satisfeitas em aplicações reais, mas tais equações podem ser usadas em uma primeira abordagem do problema.

Conforme Shigley, 2015, considerando situação de pressão interna e externa, as tensões tangenciais e radiais são calculadas conforme as equações abaixo:

$$\sigma_{\theta} = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 - r_i^2 r_o^2 (p_o - p_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (4.9)$$

$$\sigma_r = \frac{p_i r_i^2 - p_o r_o^2 + r_i^2 r_o^2 (p_o - p_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (4.10)$$

onde  $\sigma_{\theta}$  e  $\sigma_r$  são as tensões tangencial e radial respectivamente,  $p_i$  é a pressão interna e  $p_o$  a pressão externa,  $r_i$  e  $r_o$  são os raios interno e externo respectivamente e  $r$  representa o raio onde a tensão está sendo avaliada. Valores positivos indicam tração e valores negativos, compressão.

De acordo com Shigley, 2015, os esforços longitudinais existem quando há uma reação das extremidades do vaso à pressão interna, representado pela equação a seguir, onde  $\sigma_l$  é a tensão longitudinal.

$$\sigma_l = \frac{p_i r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad (4.11)$$

#### 4.3 Rosca Trapezoidal Stub Acme

Embora o código ASME preveja a utilização de tampos rosqueados, a norma não especifica qual geometria de rosca deve ser utilizada, ficando a cargo do projetista definir qual norma se basear, desde que atenda aos requisitos de segurança. Devido à grande carga a qual as roscas seriam submetidas, observou-se a necessidade de uma geometria robusta. Norton, 2013, apresenta três geometrias mais utilizadas para aplicações envolvendo grandes cargas, tais exemplos podem ser vistos na Figura 4.1.

De acordo com Norton, 2013, a rosca quadrada mostrada na Figura 4.1, provê máxima eficiência e rigidez e elimina qualquer componente de força radial entre o parafuso e a porca. Contudo, é mais difícil de ser usinada devido à sua face perpendicular. A rosca botaréu apresenta uma maior resistência na raiz em comparação com outras geometrias, sendo ideal para situações de carga unidirecional, porém a sua fabricação é mais complexa.

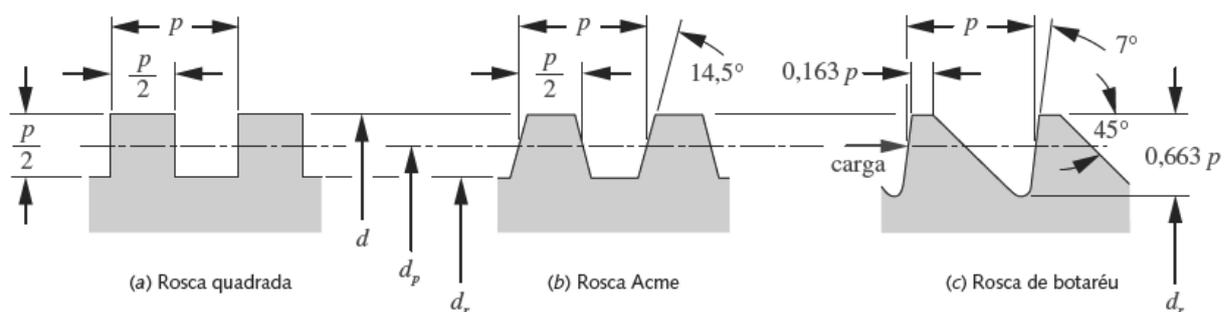


Figura 4.1 - Geometrias de roscas para cargas elevadas. a) Rosca quadrada. b) Rosca Acme. c) Rosca de botaréu. (Norton, 2013).

As roscas Acme são do tipo trapezoidais com ângulo de pressão de  $14,5^\circ$ , o que as tornam mais fáceis de fabricar. Devido à sua simetria, ela suporta cargas em ambos sentidos, o que a torna ideal para o uso em parafusos de potência. A rosca Acme mostrada na Figura 4.1, é baseada na norma padrão ASME/ANSI B1.5, 1977, porém existe uma geometria Acme Curta, definida pela norma ASME/ANSI B1.8, 1988, a qual tem uma altura de rosca mais baixa, sendo ideal para situações onde o espaço é restrito e tem um custo de usinagem mais barato.

A norma ASME/ANSI B1.8, 1988 define algumas opções de geometria com diferentes alturas de rosca. Para o presente trabalho será utilizado o perfil de rosca ilustrado pela Figura A1 (ANEXO I) e serão seguidas as seguintes diretrizes de cálculo para dimensões básicas.

$$P = 1/n \quad (4.12)$$

$$h = 0,3P \quad (4.13)$$

$$h_S = h + (FolgaDiametral/2) \quad (4.14)$$

onde  $P$  é o passo,  $n$  é o número de roscas por polegada,  $h$  é a altura de rosca e  $h_S$  é a altura total da rosca, a qual considera as folgas diametrais mostradas a seguir. Para as roscas internas e externas há uma diferença nos seus dimensionamentos, pode-se fazer uma analogia com porca (rosca interna) e parafuso (rosca externa). Calculam-se as dimensões de crista e de raiz para cada rosca (interna e externa).

$$F_{CN} = 0,4224P \quad (4.15)$$

$$F_{RN} = 0,4224P - 0,259(MDAIT) \quad (4.16)$$

$$F_{CS} = 0,4224P - 0,259(PDAET) \quad (4.17)$$

$$F_{RS} = 0,4224P - 0,259(MDAET - PDAET) \quad (4.18)$$

onde  $F_{CN}$  é a dimensão da crista para a rosca interna,  $F_{RN}$  é a dimensão da raiz da rosca interna,  $F_{CS}$  é a dimensão da crista para rosca externa,  $F_{RS}$  é a dimensão da raiz da rosca externa,  $MDAIT$  é a mínima folga diametral na rosca interna,  $PDAET$  é a folga diametral de "pitch" para rosca externa e  $MDAET$  é a mínima folga diametral na rosca externa. Os valores de  $MDAIT$  e  $MDAET$  são citados no item 1.5 da norma ASME/AISI B1.8, 1988, e nesse caso, têm o valor fixo de 0,02 in / 0,508 mm, já o valor de folga diametral de "pitch" é calculado com base no diâmetro nominal, de acordo com a seguinte equação:

$$PDAET = 0,008\sqrt{D} \quad (4.19)$$

#### 4.3.1 Condição de Autotravamento

O termo autotravamento se refere à condição na qual um parafuso não pode ser girado pela aplicação de uma força axial (não como um torque) à porca, seja qual for a sua magnitude. Em outras palavras, um parafuso autotravante suportará a carga sem aplicação de qualquer torque. Ele não necessita um freio para manter a carga [Norton, 2013]. A relação entre o coeficiente de atrito e o ângulo de avanço determina a condição de autotravamento, ocorrendo se

$$\mu \geq tg(\lambda) \cos(\alpha) \quad (4.20)$$

$$tg(\lambda) = L/(\pi d_p) \quad (4.21)$$

onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito estático,  $L$  é o avanço (igual ao passo),  $\lambda$  é o ângulo de hélice,  $\alpha$  é o ângulo radial de rosca e  $d_p$  é o diâmetro de pitch. A Figura 4.2 exemplifica essa interação.

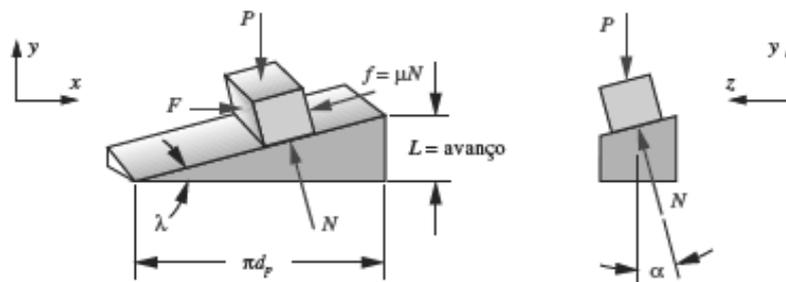


Figura 4.2 - Análise de força em uma interface parafuso-porca de rosca Acme (Norton, 2013).

## 5. METODOLOGIA

### 5.1 Projeto do Vaso de Pressão

O primeiro passo do trabalho foi o projeto do vaso de pressão que atendesse às demandas de testes a pressões de até 689 bar e que validasse uma geometria de tempo plano rosqueado pouco utilizada para essas aplicações.

#### 5.1.1 Determinação dos Dados de Operação

- Pressão de projeto: Escolheu-se a pressão de trabalho de 689 bar (68,9 MPa), pois para valores superiores a esse, é recomendado o uso da divisão 3 da ASME, a qual exige testes de qualificação mais rigorosos;
- Temperatura de projeto: 0 a 120°C, limite esse baseado na tensão admissível do material, demanda de testes e no sistema de vedação por o-ring e anel anti-extrusão;
- Volume interno: com diâmetro interno de 81,6 mm e altura interna de 100 mm, têm-se um volume interno de aproximadamente 523 mL;
- Funcionamento estático sob carregamento escalonado (lento);

#### 5.1.2 Escolha do Material

Com base nos critérios de ser um material que estivesse no escopo da ASME VIII-Div.2, 2017, ter uma boa resistência a corrosão, preço baixo e fácil acesso, o material escolhido foi o aço inoxidável austenítico Cr-Ni ASTM A182 F304, análogo à UNS S30400. As principais propriedades mecânicas do material foram retiradas da norma ASME II, 2013, Tabela 5A e do livro Metals Handbook, 1990, e podem ser vistas na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Propriedades do Aço Inoxidável F304

Propriedade	Unidade	Valor Aproximado
Resistência à Tração Mínima	MPa	515
Limite Mínimo de Escoamento	MPa	205
Módulo de Elasticidade	GPa	193
Densidade	kg/m <sup>3</sup>	8000
Tensão Admissível (Temp. até 150°C)	MPa	138
Alongamento na ruptura (mínimo)	%	30
Dureza (mínima)	Rockwell B	70
Coeficiente de Poisson	-	0,29

### 5.1.3 Cálculo da Espessura de Parede

Considerando diâmetro interno de 81,6 mm a tensão admissível do material sendo 138 MPa e o fator de união soldada  $E=1$ , chegou-se, através da equação (4.1), numa espessura de parede do casco de 26,45 mm.

Para o cálculo da espessura do tampo plano cego (base), seguiu-se o procedimento do item 4.1.2. Utilizando a equação (4.2) com parâmetro de projeto  $C=0,3$  e os demais parâmetros iguais aos utilizados no cálculo da espessura do casco, chegou-se num valor de 31,6 mm. Para o tampo superior foi utilizada a mesma equação e mesmo parâmetro de projeto, porém considerando o diâmetro do canal de vedação (98,6 mm), resultando assim numa espessura mínima de 38,16 mm.

### 5.1.4 Rosca Stub Acme

Seguindo a metodologia de cálculo mostrado no item 4.3, chegou-se nos seguintes valores para o dimensionamento das roscas do mecanismo de fixação do tampo. Onde definiu-se quatro roscas por polegada, e diâmetro ( $D$ ) de 105,38 mm.

Tabela 5.2 – Dimensões principais de projeto para rosca Stub Acme.

Rosca Interna (Corpo)		Rosca Externa (Anel de Fixação)	
Folga diametral ( $MDAIT$ )	0,508 mm	Folga diametral ( $MDAET$ )	0,508 mm
N.A.	N.A.	Folga diametral de pitch ( $PDAET$ )	0,414 mm
Dimensão da crista ( $F_{CN}$ )	2,682 mm	Dimensão da crista ( $F_{CS}$ )	2,575 mm
Dimensão da raiz ( $F_{RN}$ )	2,551 mm	Dimensão da raiz ( $F_{RS}$ )	2,658 mm
Raio de concordância da crista	0,250 mm	Raio de concordância da crista	0,250 mm
Raio de concordância da raiz	0,300 mm	Raio de concordância da raiz	0,400 mm
Passo ( $P$ ) = 6,350 mm			
Altura ( $h$ ) = 1,905 mm			
Altura total ( $h_s$ ) = 2,159 mm			
Ângulo radial ( $\alpha$ ) = 14,5°			

O item E-200 da norma ASME VIII-Div.3, 2015, cita que o número de roscas engajadas deve ser de no máximo 20 e no mínimo 4 e que o ângulo de hélice não deve exceder 2 graus. Também comenta que a carga não é uniformemente distribuída entre as roscas engajadas, ficando a maior parte concentrada nas roscas mais próximas à aplicação de carga, sendo a região de raiz a maior concentradora de tensões. Então, visando uma redução de material empregado, decidiu-se por utilizar 5 passos de rosca engajados.

### 5.1.5 Comparação Tampo Rosqueado x Parafusado

Fez-se, de forma superficial, uma análise comparativa entre um vaso de pressão de tampo rosqueado e um de tampo parafusado. Utilizou-se a mesma norma para o projeto de ambos os vasos, com as mesmas condições de funcionamento, material e volume interno. O objetivo dessa comparação foi justificar a fabricação do vaso de pressão apresentado nesse trabalho.

### 5.1.6 Modelagem em CAD 3D

Para a modelagem em 3D, utilizou-se o software SolidWorks Student Version. Na Figura 5.1 pode-se ver o modelo desenvolvido com base na metodologia de cálculos vista anteriormente. Para maiores detalhes das dimensões de projeto, consultar a Figura G.1

(APÊNDICE VI). O vaso de pressão é constituído por três elementos, sendo eles o corpo do vaso, o êmbolo e o anel rosqueado. O conjunto total também inclui elementos de vedação e conectores, porém para fins de simulação estrutural, serão considerados apenas os três citados.

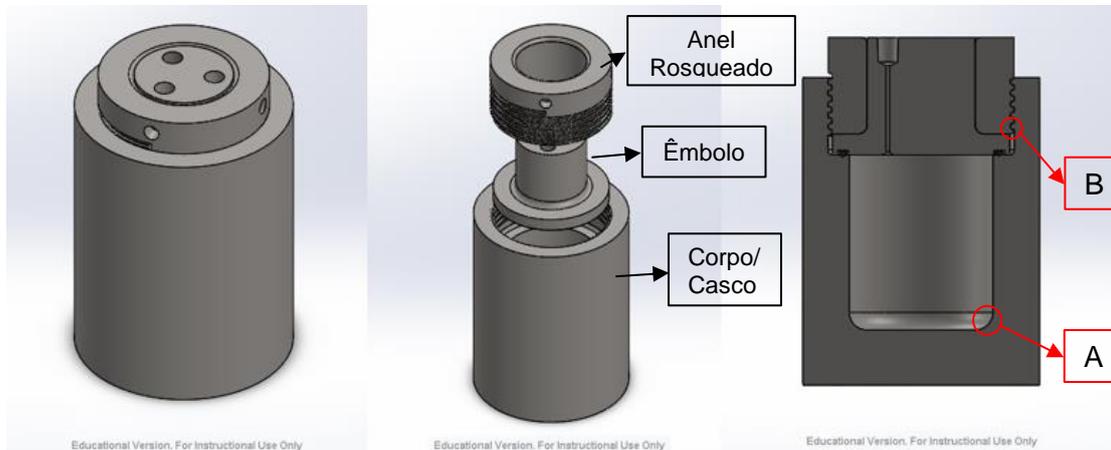


Figura 5.1 – Modelo 3D do vaso de pressão. Vista isométrica, vista explodida e corte transversal respectivamente.

## 5.2 Cálculos Analíticos

Para fins de comparação com a simulação em elementos finitos, calculou-se a tensão no corpo do vaso, considerando-o como um cilindro longilíneo de parede espessa, ou seja, desconsiderando o efeito da superposição de tensões provocadas pela proximidade das extremidades do cilindro. Para o cálculo, utilizou-se das expressões propostas por Lamé, citadas no item 4.2, para cilindros de parede espessa. Os dados de tensões foram obtidos dos nós ao longo de um caminho (path), localizado a uma altura de 90 mm da base, indicado na Figura B.1 (APÊNDICE I).

## 5.3 Análise Numérica

O software de FEA escolhido para o estudo foi o Abaqus/CAE 2017 versão 6.14, licença 23, site ID 20000000017279, concedido pelo GComp (Grupo de Materiais Compósitos e Nanocompósitos) da UFRGS.

### 5.3.1 Modelo Axissimétrico

Por se tratar de um elemento cilíndrico gerado por revolução e sujeito a cargas e propriedades simétricas em relação ao seu eixo de simetria, optou-se pelo modelo axissimétrico, que consiste em analisar bidimensionalmente uma fatia do elemento. Esse modelo permite que se simule o comportamento das tensões e deformações com um custo computacional reduzido.

Para uma aproximação do que seria uma situação real, é necessária a correta definição das condições de contorno. Para o modelo axissimétrico em questão foi aplicado uma pressão interna uniformemente nas paredes internas, condição de simetria nas arestas coincidentes com o eixo de rotação e restringiu-se o movimento da base na direção vertical. Para as regiões de contato entre componentes foi definido contato face-com-face (surface to surface). Pode-se observar o modelo 2D importado do software SolidWorks para o Abaqus, na Figura B1 (APÊNDICE I).

Embora o modelo axissimétrico não considere o formato helicoidal da rosca, foi mostrado por Chen e Shih, 1999, na análise de roscas de parafuso e mais recentemente por Zhong, 2007, para conexões de tubo rosqueadas, que os resultados obtidos de modelos axissimétricos 2D tem boa concordância com os resultados de modelos 3D.

### 5.3.2 Curva Tensão-Deformação do Material

A curva do material foi gerada com base nos cálculos do item 3.D da norma ASME VIII-Div.2, 2017, para o material F304, listado na norma ASME II-Part D, 2007. Os cálculos e o gráfico foram realizados no programa Excel. A curva foi caracterizada com 113 pontos, os quais foram imputados no software Abaqus/CAE para a definição do material. Pode-se observar a curva gerada na Figura C.1 (APÊNDICE II).

### 5.3.3 Convergência de Malha

No modelo em elementos finitos foram geradas malhas com diferentes tamanhos de elementos, aplicando uma malha mais refinada nas regiões onde espera-se um gradiente de tensões maiores. No modelo em questão aplicou-se uma malha mais refinada na região da rosca e outra malha para os elementos restantes. Para a determinação do refinamento necessário para resultados mais precisos, fez-se um estudo de convergência para as duas malhas geradas, plotando o máximo valor obtido para diferentes tamanhos de elemento na curvatura do corpo do vaso e na região rosqueada. Os resultados podem ser observados nas Figura 5.2 e Figura 5.3.

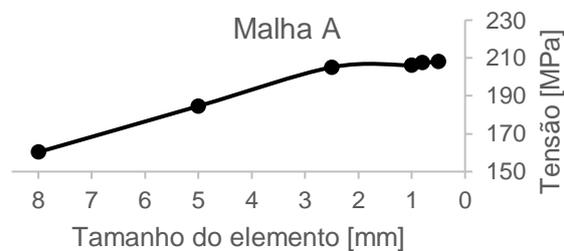


Figura 5.2 – Análise de convergência da malha da região A, indicada na Figura 5.1.

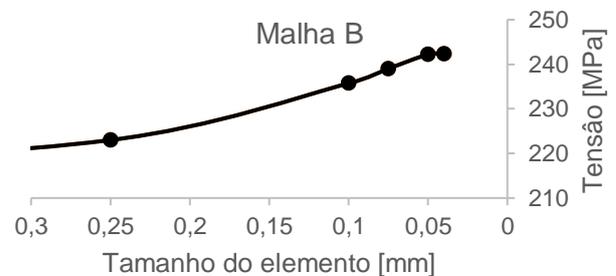


Figura 5.3 – Análise de convergência da malha da região B, indicada na Figura 5.1.

Observando-se as curvas geradas, e levando em conta o tempo de processamento em função do número de elementos, apresentado na Figura D.1 (APÊNDICE III), escolheram-se para as malhas geral (A) e da rosca (B), elementos predominantemente quadrados (CAX4) de tamanho 0,5 mm e 0,05 mm respectivamente. Pode-se observar a malha gerada na Figura E.1 (APÊNDICE IV).

## 6. RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 6.1 Distribuição de tensões no modelo axissimétrico

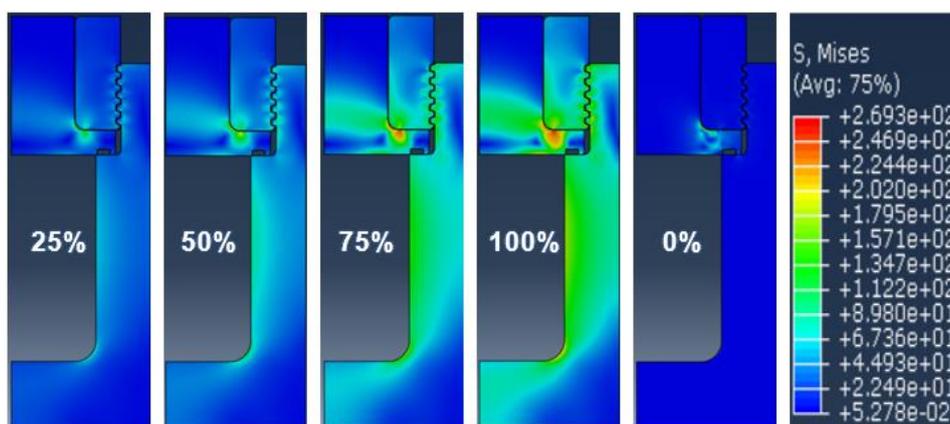


Figura 6.1 – Distribuição da tensão de von Mises com diferentes patamares de carregamento (escala referente ao carregamento de 100% da pressão de trabalho, dada em MPa) (Abaqus).

Aplicando a carga de forma escalonada, percebeu-se que a curvatura do êmbolo em contato com o anel rosqueado foi a primeira região a passar do limite de escoamento. A região rosqueada também sofreu pequena deformação plástica nas raízes da rosca e em pontos concentrados nas faces de contato.

## 6.2 Cálculos Analíticos

Comparação dos resultados analíticos obtidos das equações de Lamé para cilindros de parede espessa, com os resultados obtidos numericamente através do software Abaqus.

A seguir, podem-se observar as curvas plotadas das tensões tangenciais e radiais comparando lado a lado os modelos analíticos e numéricos.

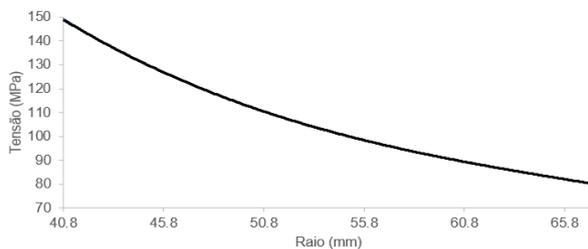


Figura 6.2 – Tensão tangencial ao longo da parede calculada analiticamente.

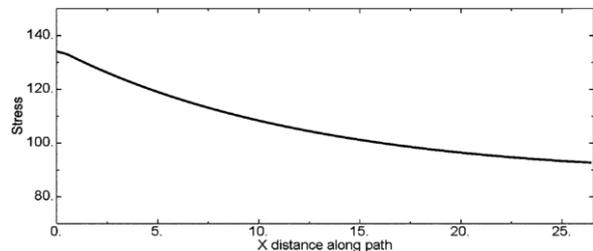


Figura 6.3 – Tensão tangencial (S33) ao longo da parede retirada da análise numérica.

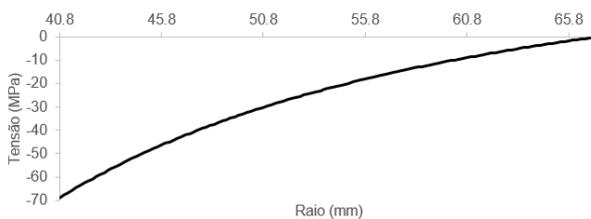


Figura 6.4 – Tensão radial ao longo da parede calculada analiticamente.

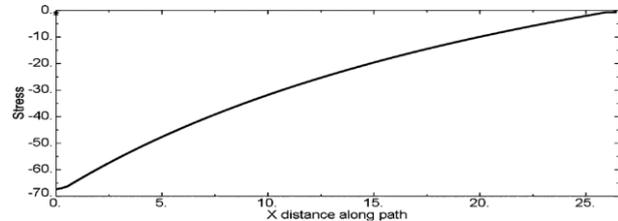


Figura 6.5 – Tensão radial (S11) ao longo da parede retirada da análise numérica.

Tabela 6.1 – Valores analíticos e numéricos de tensão para a parede interna do vaso.

Tensão na parede interna (máx.)	Analítico (MPa)	Numérico (Mpa)	Diferença relativa
Tensão tangencial	149,28	135,37	9,32%
Tensão radial	68,90	68,22	0,99%
Tensão axial	40,19	37,77 (média)	6,00%

Comparando os resultados analíticos com os numéricos, observou-se uma disparidade nos valores, o que pode ser explicado pelo fato de as equações de Lamé para cilindros de parede espessa serem válidas para regiões distantes das extremidades. Segundo a equação (4.11) a tensão axial é uniforme ao longo da espessura da parede, porém como o caso analisado está próximo à extremidade fechada, essa distribuição de tensão não é uniforme, porém, integrando-a ao longo da espessura, tem-se um valor próximo ao analítico.

### 6.3 Proteção Contra Colapso Plástico

Apesar de não se ter determinado o valor limite da carga de colapso plástico, verificou-se que para pressões internas de até 2,17 vezes a pressão de trabalho (150 MPa), não houve instabilidade estrutural, ou seja, a simulação convergiu. De acordo com o item 4.1.4, o modelo está protegido contra o colapso plástico, visto que tal critério foi satisfeito.

### 6.4 Proteção Contra Falha Local

Com base na distribuição de tensões vista na Figura 6.1, escolheram-se os pontos críticos do projeto que apresentaram tensões superiores ao limite de escoamento, para que dessa forma se possa analisar a sua proteção contra falha local. Podem-se observar esses pontos críticos com mais detalhes nas Figuras F.1, F.2 e F.3 (APÊNDICE V). O resultado da análise elástica pode ser observado na tabela a seguir, onde o critério estabelece que a soma das tensões principais não deve ser maior que quatro vezes a tensão admissível do material.

Tabela 6.2 – Análise elástica – limite de tensão triaxial.

Região	$\sigma_1$ (MPa)	$\sigma_2$ (MPa)	$\sigma_3$ (MPa)	$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3$ (MPa)	$4S$
Rosca1 raiz A	297,700	153,200	20,300	471,200	
*Rosca1 raiz B	334,75	182,664	76,812	<b>594,226</b>	
Rosca1 face	-205,253	-316,032	-462,201	-983,486	
Rosca2 raiz A	299,400	156,000	20,900	476,300	552,000
*Rosca2 raiz B	336,667	187,104	78,4787	<b>602,250</b>	
Rosca2 face	-143,723	-269,278	-417,07	-830,071	
Embolo fillet	-42,800	-163,600	-332,000	-538,400	

\* nó pertencente a região onde o critério da análise elástica não foi atendido, podem-se observar essas regiões na Figura F.4 (APÊNDICE V).

Pelo critério do limite de tensão triaxial, as regiões das raízes da rosca indicam a possibilidade de falha local, porém para um resultado mais confiável deve-se analisar os resultados da análise elasto-plástica representados na Tabela 6.3, baseada no procedimento de cálculo do item 4.1.5.

Tabela 6.3 – Análise elasto-plástica – limite de deformação local.

Região	$\sigma_1$ (MPa)	$\sigma_2$ (MPa)	$\sigma_3$ (MPa)	$\sigma_e$ (MPa)	$\varepsilon_{peq}$ (mm/mm)	$\varepsilon_L$ (mm/mm)
Rosca1 raiz A	297,790	153,233	18,240	242,145	0,00431	0,39672
Rosca1 raiz B	334,750	182,664	76,812	224,574	0,00188	0,35984
Rosca1 face	-190,485	-324,906	-468,094	240,456	0,00443	0,91037
Rosca2 raiz A	299,262	156,195	20,310	241,606	0,00467	0,39502
Rosca2 raiz B	336,667	187,104	78,479	224,532	0,00187	0,35805
Rosca2 face	-143,723	-269,278	-417,070	236,984	0,00377	0,83959
Embolo	-35,2738	-163,624	-330,356	256,269	0,00854	0,68873

Para o cálculo de  $\varepsilon_L$  utilizou-se a equação (4.6). Aplica-se o critério estabelecido pela análise elasto-plástica, indicado pela equação (4.7), considerando  $\varepsilon_{cf} = 0$ , ou seja, que houve tratamento térmico. Pode-se, então, aplicar a relação direta entre a deformação equivalente e o limite triaxial de deformação em cada ponto, que estabelece que o elemento está protegido

contra falha local se  $\varepsilon_{peq} \leq \varepsilon_L$ . Com base nos dados obtidos, pode-se afirmar que o vaso de pressão está protegido contra falha local.

### 6.5 Condição de Autotravamento

Utilizando-se da equação (4.21), chegou-se num ângulo de hélice igual a  $1,11^\circ$ , e considerando o coeficiente de atrito 0,15 e o ângulo radial de rosca igual a  $14,5^\circ$  verificou-se a condição imposta pela equação (4.20), sendo  $0,15 \geq 0,0189$ , garantindo o autotravamento da rosca.

## 7. CONCLUSÕES

Esse trabalho de conclusão de curso apresentou uma metodologia, baseando-se nas normas ASME, para validação numérica de um vaso de alta pressão com tampo plano rosqueado, abordando a etapa inicial de projeto, onde definem-se as condições de trabalho, geometria e material, até a parte final de projeto onde fez-se uma análise elasto-plástica por elementos finitos com auxílio do software Abaqus para simular o comportamento mecânico do vaso frente a um carregamento interno estático.

A comparação das equações de distribuição de tensões em um cilindro de parede espessa proposto por Lamé com os resultados numéricos, mostrou-se satisfatório, apresentando uma diferença percentual de menos de 1% para tensão radial, 6% para tensão axial e 9,32% para tensão tangencial. Uma possível explicação para essa diferença se deve ao fato de as equações considerarem tensões em regiões distantes das extremidades, o que não acontece no vaso de pressão, que sofre influência de sua base e do tampo rosqueado.

Na análise por elementos finitos, verificou-se que o projeto está protegido contra o colapso plástico, isto é, para as condições de contorno especificadas e propriedades do material imputadas, a simulação convergiu. Para a verificação contra falha local, alguns pontos da região rosqueada não passaram pelo critério da análise elástica, então fez-se necessário a aplicação da análise elasto-plástica, onde verificou-se que todos os pontos críticos do projeto atendem ao critério.

Comparando-se o vaso de pressão proposto nesse trabalho com um modelo tradicional (com tampo fixado por parafusos), observou-se que para vasos de pequenas dimensões, como os apresentados, houve uma redução de massa de cerca de 22% para o vaso rosqueado, entretanto, devido uma maior dificuldade de fabricação, o preço ficou equivalente a um vaso com tampo parafusado, pode-se observar o resultado na Figura G.2 (APÊNDICE VI).

Sugere-se, para trabalhos futuros, um estudo de viabilidade econômica mais aprofundado entre a fabricação de vasos de pressão com tampo rosqueado e com tampo parafusado. Outra sugestão é o uso de diferentes geometrias de rosca para um mesmo tipo de tampo.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANP (Agência Nacional do Petróleo), **The pre-salt**, <http://www.anp.gov.br/movimentacao-estocagem-e-comercializacao-de-gas-natural/transporte-de-gas-natural/acesso-a-gasodutos/2-uncategorised/4103-the-pre-salt>, 2017, "acessado em 12/04/2019".

ASME/ANSI B1.5, "**Acme Screw Threads**", 1977.

ASME/ANSI B1.8, "**Stub Acme Screw Threads**", 1988.

- ASME, Section II, Part D, “**Properties (Customary) Materials**”, 2007.
- ASME, Section VIII, Division 1, “**Rules for Construction of Pressure Vessels**”, 2017.
- ASME, Section VIII, Division 2, “**Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules**”, 2017.
- ASME, Section VIII, Division 3, “**Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for Construction of High-Pressure Vessels**”, 2015.
- Belluzi, O.; “**Ciência de la Constriccion**”, Editora Aguilar, 1967.
- Cetin, A.; Härkegard, G.; “**Fatigue life prediction for large threaded components**”, Elsevier – Procedia Engineering, 2010.
- Chaaban, A.; Muzzo, U.; “**Finite Element Analysis of Residual Stresses in Threaded End Closures**”, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 113/401, 1991.
- Chen, H.; Jin, J.; Yu, J.; “**Study on the Stress Concentration at the Round Corners of Flat Heads in Pressure Vessels Subjected to Internal Pressure**”, Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 118 / 433, 1996.
- Chen, J.J.; Shih, Y.S.; “**A study of the helical effect on the thread connection by three-dimensional finite element analysis**”, Nuclear Engineering and Design, 191(2), pp. 109–116, 1999.
- Groehs, A.G.; “**Resistência dos Materiais e Vasos de Pressão**”, Editora Unisinos, 2ª edição, 2014.
- Metals Handbook, “**Vol.1 – Properties and Selection: Irons, Steels, and High-Performance Alloys**”, ASM International 10<sup>th</sup> edition, 1990.
- Norton, R. L.; “**Projeto de Máquinas – Uma Abordagem Integrada**”, Bookman, 4ª edição, 2013.
- Shigley, J.E; Budynas, R.G.; Nisbet, J.K.; “**Mechanical Engineering Disign**”, McGraw-Hill Education, 10<sup>th</sup> edition, 2015.
- Telles, P. C. S.; “**Vasos de Pressão**”, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2ª edição atualizada, 2007.
- Timoshenko, S. P.; Goodier, J. N.; “**Theory of Elasticity**”, Editora McGraw-Hill Book Company, 1970.
- Zhong, A.; “**Thread Connection Response to Critical Pressures**”, Abaqus Users’ Conference, pp. 690–706, Paris, France, May 2007.

## ANEXO I – Geometria da Rosca Stub Acme

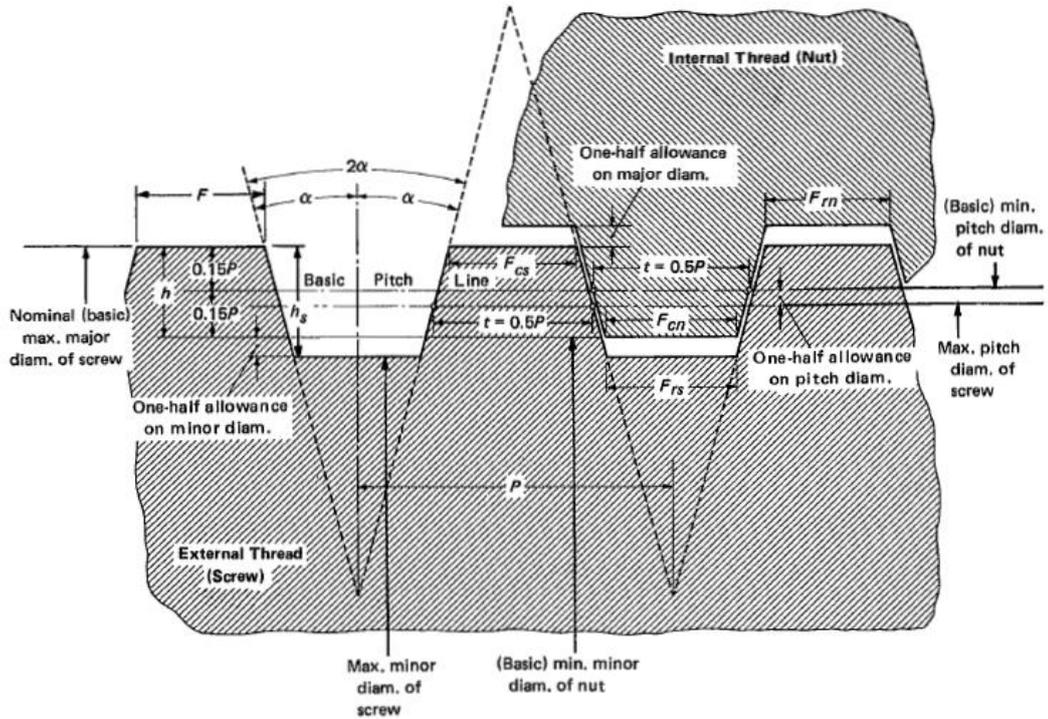


Figura A.1 - Geometria de Rosca Acme Curta (Stub Acme) (ASME/ANSI B1.8, 1988)

## APÊNDICE I – Modelo Axissimétrico

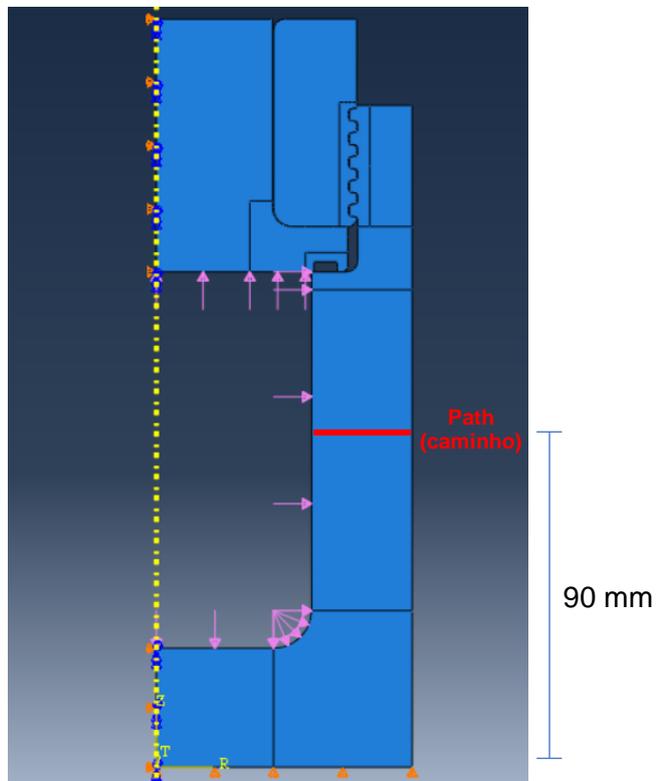


Figura B.1 – Modelo axissimétrico com as condições de contorno aplicadas.

## APÊNDICE II – Curva Tensão-Deformação Verdadeira

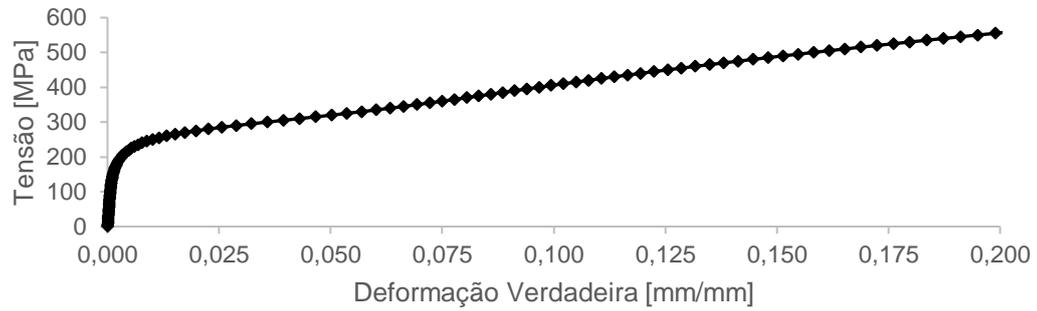


Figura C.1 - Curva tensão-deformação do material F304, conforme ASME VIII-Div.2, 2017.

## APÊNDICE III – Custo Computacional

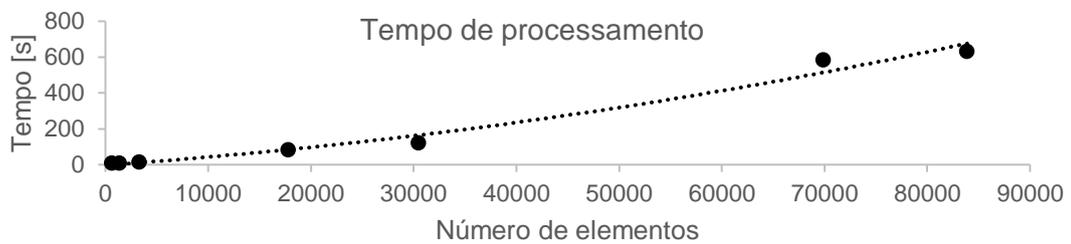


Figura D.1 – Tempo de processamento da simulação em função do número de elementos.

## APÊNDICE IV – Malhas Geradas

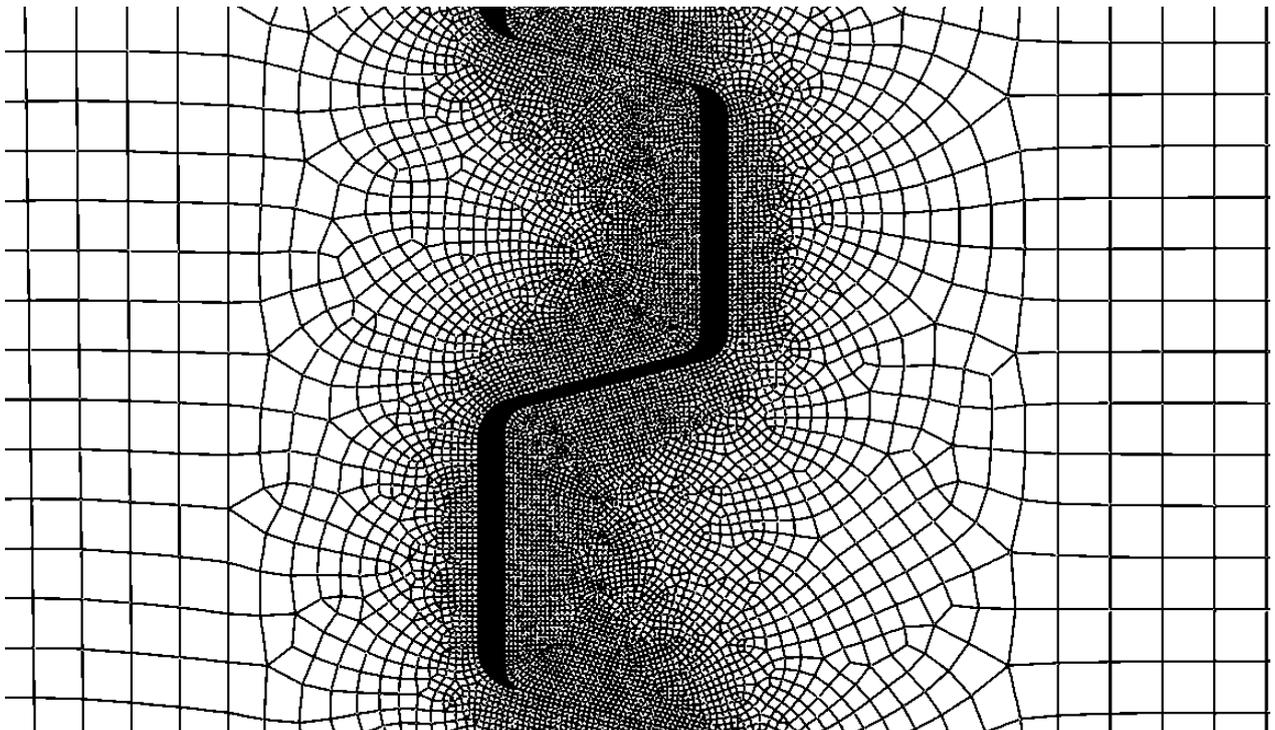


Figura E.1 – Malha refinada na região rosqueada (B) e malha geral (A).

## APÊNDICE V – Resultados da Simulação (Abaqus)

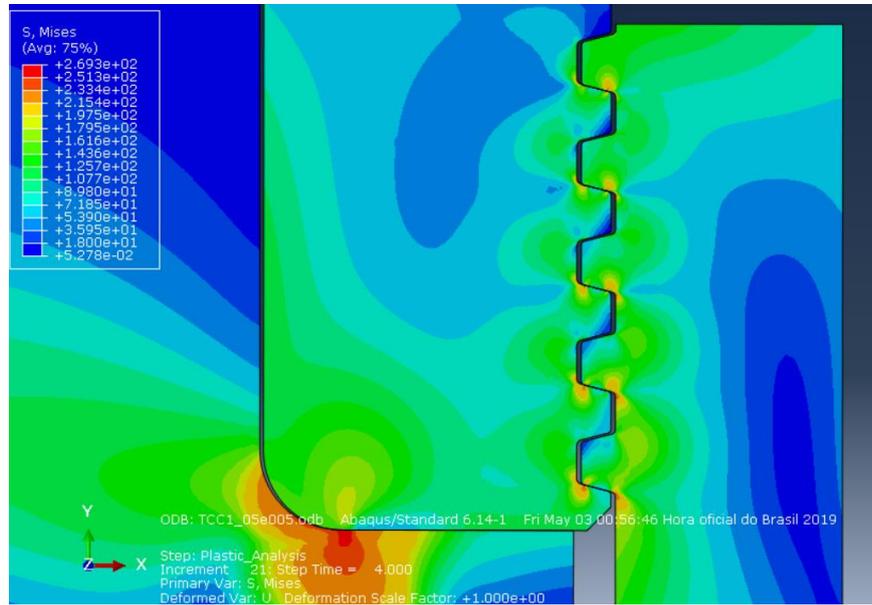


Figura F.1 – Distribuição de tensões nos pontos críticos do projeto (manchas alaranjadas e vermelhas indicam regiões que passaram o limite de escoamento).

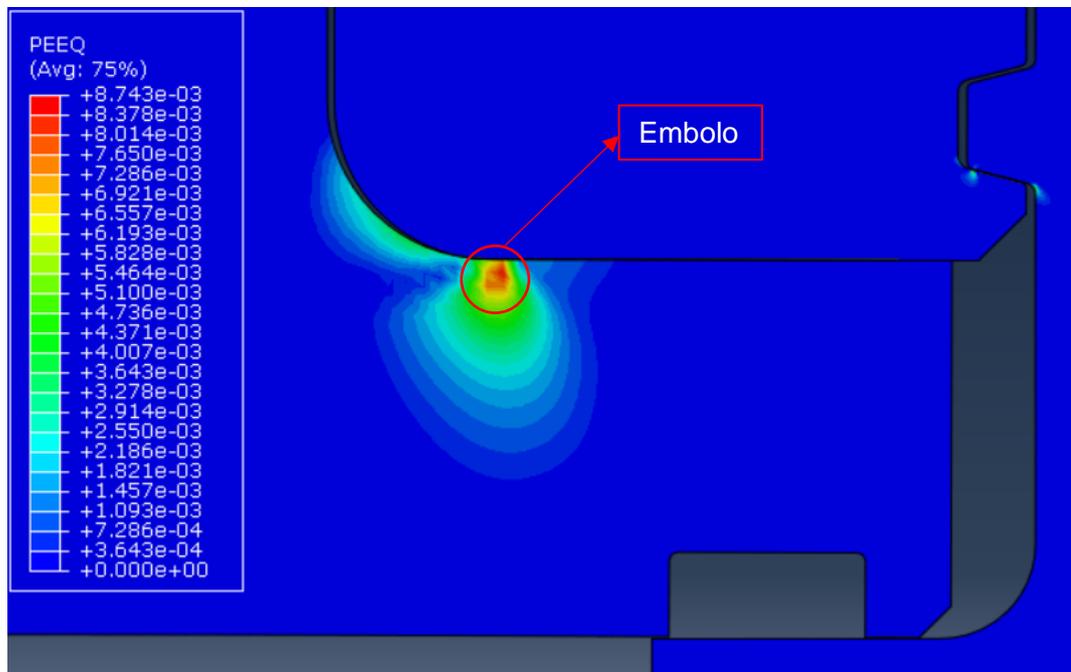


Figura F.2 – Deformação plástica equivalente (PEEQ) na interface êmbolo-anel rosqueado.

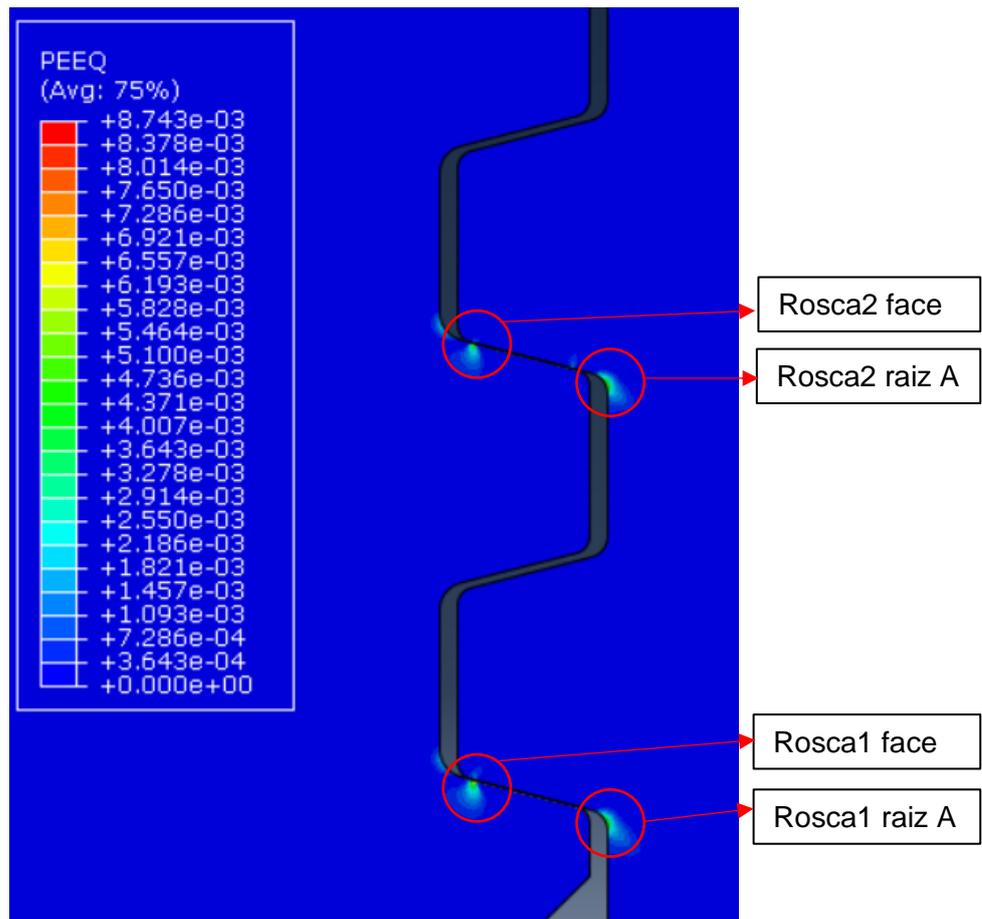


Figura F.3 – Deformação plástica equivalente (PEEQ) nos dois primeiros passos de rosca.

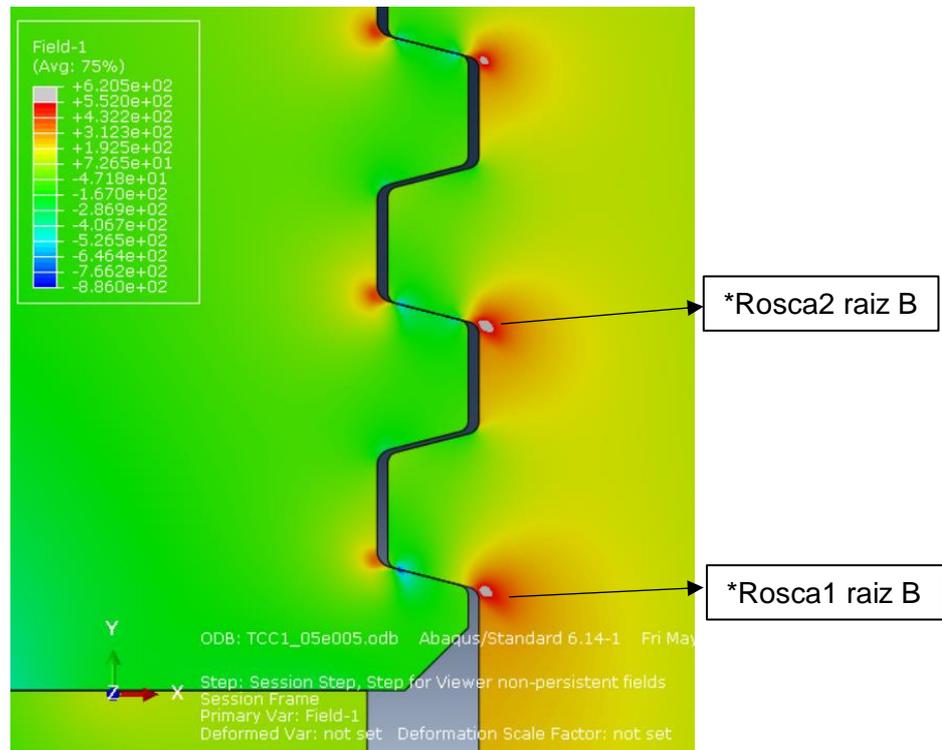


Figura F.4 – Limite triaxial de tensões (regiões em cinza não atenderam ao critério)

APÊNDICE VI – Desenhos Técnicos

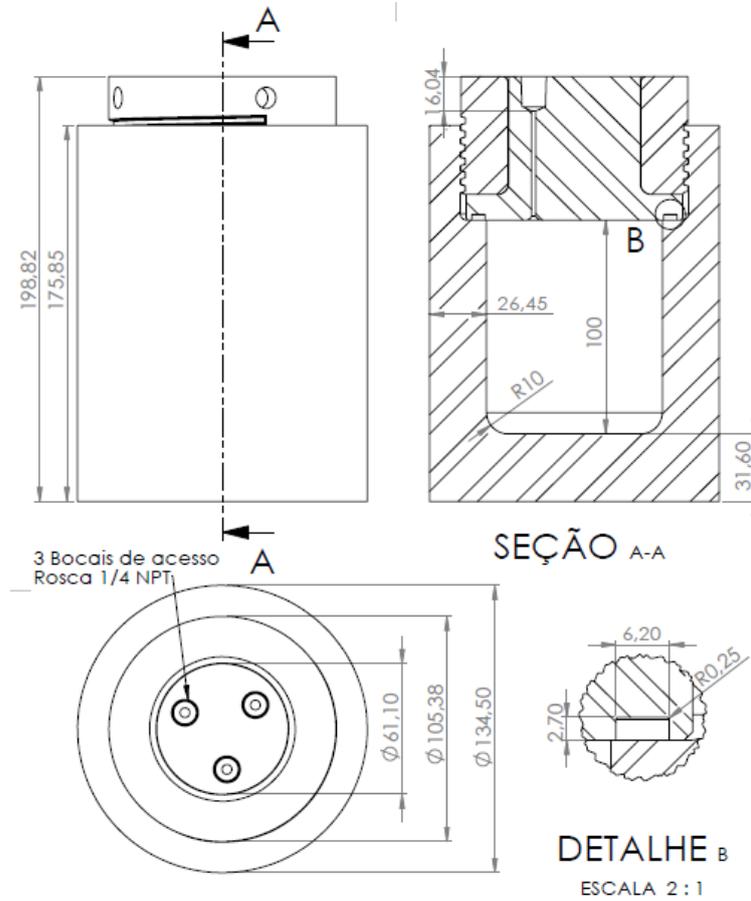


Figura G.1 – Desenho técnico do vaso com as principais dimensões, escala 1:2.

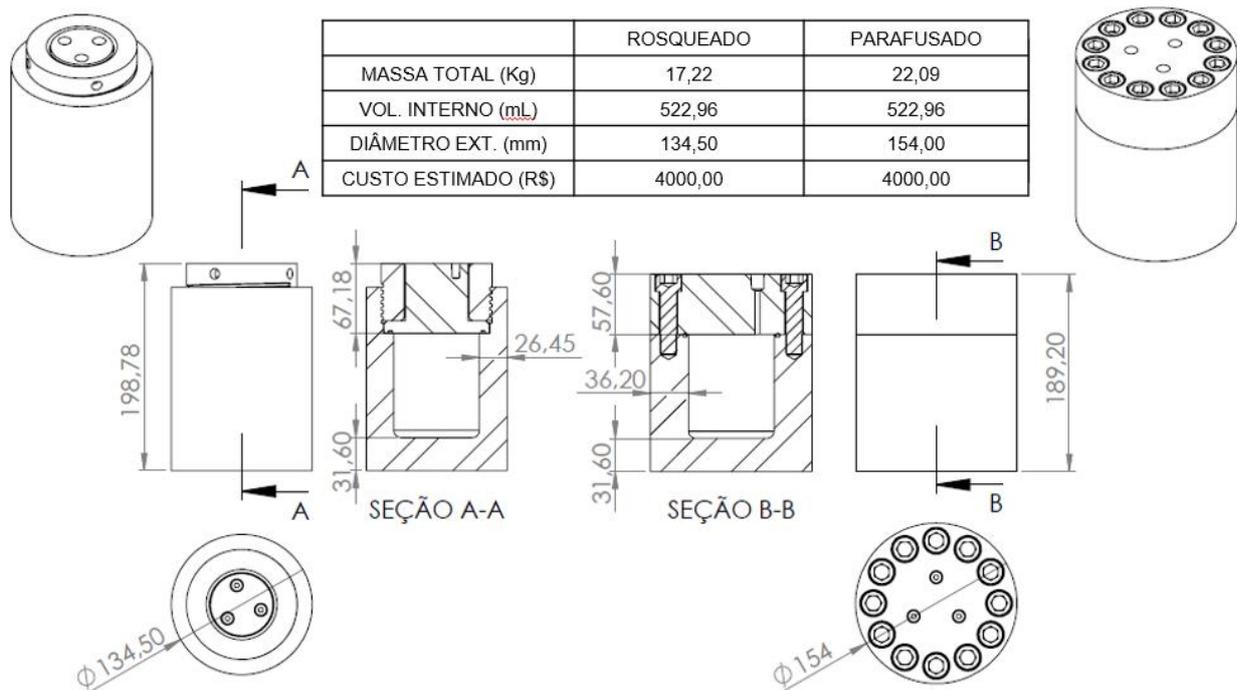


Figura G.2 – Comparação entre vaso com tampo rosqueado e tampo parafusado.