

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ
Diogo Eduardo Inácio

**DIMENSIONAMENTO E VALIDAÇÃO DE UM VASO DE
PRESSÃO CRIOGÊNICO CONFORME NORMA ASME VIII
DIVISÃO 1**

Taubaté - SP
2022

DIOGO EDUARDO INÁCIO

**DIMENSIONAMENTO E VALIDAÇÃO DE UM VASO DE
PRESSÃO CRIOGÊNICO CONFORME NORMA ASME VIII
DIVISÃO 1**

Dissertação apresentada para obtenção do Título de Mestre pelo curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Taubaté.

Área de Concentração: Energia e Materiais
Orientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

**TAUBATÉ - SP
2022**

Grupo Especial de Tratamento da Informação - GETI
Sistema Integrado de Bibliotecas – SIBi
Universidade de Taubaté - Unitau

I35d

Inácio, Diogo Eduardo

Dimensionamento e validação de um vaso de pressão criogênico conforme norma ASME VIII Divisão 1 / Diogo Eduardo Inácio. -- 2022.
118 f. : il.

Dissertação (mestrado) – Universidade de Taubaté, Pró-reitoria de Pesquisa e Pós-graduação, Taubaté, 2022.

Orientação: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Vaso de pressão criogênico. 2. ASME VIII Divisão 1. 3. Aço inoxidável austenítico. 4. Cold-stretching. 5. Elementos finitos.
I. Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica. Mestrado em Engenharia Mecânica. II. Título.

CDD – 681.76041

DIOGO EDUARDO INÁCIO

**DIMENSIONAMENTO E VALIDAÇÃO DE UM VASO DE PRESSÃO CRIOGÊNICO
CONFORME NORMA ASME VIII DIVISÃO 1**

Dissertação apresentada para obtenção
do Título de Mestre pelo curso de Pós-
graduação em Engenharia Mecânica do
Departamento de Engenharia Mecânica da
Universidade de Taubaté.
Área de Concentração: Energia e Materiais

Data: 02/08/2022


Resultado: APROVADO

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Universidade de Taubaté

Professor Orientador



Prof. Dr. Evandro Luís Nohara

Universidade de Taubaté

Membro Interno



Prof. Dr. Cristina Sayuri Fukugauchi

Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de São Paulo

Membro Externo



AGRADECIMENTOS

À DEUS, por ser minha luz nos momentos mais difíceis, dar força nos momentos improváveis dessa caminhada e proporcionar a condição para atingir mais um sonho.

À minha esposa, Karoline, por apoiar mais esse passo na minha vida e suportar os momentos de ausência, dando apoio, mesmo após as longas jornadas de trabalho e finais de semana de estudo. Ao meu filho, Benjamim, que mesmo não compreendendo os acontecimentos, soube retribuir com amor.

Aos meus pais, Carlos e Marina, por todo o ensinamento e dedicação, mostrando que o estudo é algo essencial para a formação do caráter e profissional.

À minha sogra, Eliana, pois sei que sempre torceu e apoiou essa minha escolha de fazer esse trabalho.

Ao professor Marcelo Sampaio, pelo sempre pronto atendimento nas questões técnicas e muitas vezes apoiando psicologicamente.

À empresa EGSA, onde trabalho atualmente, e pessoalmente à Thiago, Ruberlei e André, por apoiarem minha iniciativa e disponibilizarem acesso aos dados e ferramentas do equipamento para que eu pudesse realizar esse trabalho.

EPÍGRAFE

*“...O fim só existe
Para quem não vê no recomeço
A chance de reescrever o capítulo
Quando a justiça não matou a sede
Ou quando a esperança esteve distante
Ou quando a lembrança esqueceu
Que tudo na vida tem jeito
E se não tiver, entenda
Não é o fim...”
Guilherme de Sá*

DEDICATÓRIA

Dedico aos meus avós, que já não estão mais aqui com nossa família, mas com toda simplicidade deixaram seus ensinamentos e saudades.

À minha esposa Karoline e ao meu filho Benjamim.

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo o dimensionamento e validação de um vaso de pressão criogênico obtido por estiramento a frio (*cold-stretching*), conforme norma ASME VIII Divisão 1. Para a construção e projeto do vaso de pressão criogênico foi utilizado o aço inoxidável austenítico SA-240 304, o qual suporta baixas temperaturas e pode ter sua tensão de escoamento aumentada por estiramento a frio (*cold-stretching*). O estudo da estrutura do vaso criogênico para fabricação e validação experimental foram realizados seguindo o apêndice obrigatório 44 do ASME VIII Divisão 1, o qual fornece os requisitos para o projeto e construção de vasos fabricados com aço inoxidável austenítico por estiramento a frio (*cold-stretching*). O dimensionamento do vaso de pressão criogênico foi realizado pelo método analítico, análise computacional utilizando o software PV-Elite e simulação computacional pelo método por elementos finitos utilizando software ANSYS Workbench. Para a validação experimental do vaso de pressão criogênico, foram acompanhadas todas as etapas de sua fabricação até o estiramento a frio (*cold-stretching*). Na comparação dos resultados obtidos do método analítico, análise computacional utilizando o software PV-Elite e simulação computacional pelo método por elementos finitos utilizando software ANSYS Workbench, foi observado que os valores encontrados foram satisfatórios conforme a norma utilizada para o projeto. O valor da tensão admissível do aço inoxidável austenítico obtido pelo processo por estiramento a frio (*cold-stretching*) é 95,7% superior em relação ao aço original, o que reduz a espessura das chapas utilizadas para o projeto e construção do equipamento. Pela utilização das formulações do ASME VIII Div.1 da parte UG, a diferença entre os métodos (utilizando *cold-stretching* ou não) para costado e tampo é de 51,0%, ou seja, o tanque reduz a espessura em 51,0% quando utiliza-se o processo por estiramento a frio (*cold-stretching*). A análise do custo do quilograma do aço inoxidável SA-240 304 (R\$50,00/kg) mostra que o material do vaso de pressão com e sem estiramento a frio (*cold-stretching*) tem a massa total de 793,0 kg e 1367,0 kg, respectivamente. Assim, a economia gerada com a escolha do estiramento a frio por vaso de pressão é de R\$28.700,00. Em relação à validação experimental, o equipamento foi validado dentro dos requisitos do apêndice obrigatório 44 do ASME VIII Divisão 1. Durante o teste hidrostático foram medidos a deformação do corpo e espessura, e a análise dos resultados mostra que os dados estão em concordância com condições de cálculos analíticos realizados com a formulação do ASME, cálculo PV-Elite e elementos finitos, além dos requisitos do apêndice 44 do ASME VIII Divisão 1, com as seguintes condições: espessura do corpo e tampo menor que 30 mm; temperatura mínima do metal especificada de -196 °C; temperatura do projeto máxima 50 °C; corpo cilíndrico com diâmetro único, tampos abaulados e bocais sem reforços e bocais menores que o diâmetro nominal de 150 mm. Todos os dados recolhidos durante o teste estão em concordância dos requisitos da norma ASME VIII Divisão 1, concluindo que o equipamento está validado para utilização.

Palavras-chave: Vaso de pressão criogênico, ASME VIII Divisão 1, aço inoxidável austenítico, *cold-stretching*, elementos finitos, cálculo analítico.

ABSTRACT

The present work has as objective the sizing and validation of a cryogenic pressure vessel obtained by cold stretching, according to ASME VIII Division 1 standard. For the construction and design of the cryogenic pressure vessel, austenitic stainless steel SA-240 304 was used, which withstands low temperatures and can have its yield strength increased by cold-stretching. The study of the cryogenic vessel structure for fabrication and experimental validation was carried out following mandatory appendix 44 of ASME VIII Division 1, which provides the requirements for the design and construction of vessels made of austenitic stainless steel by cold-stretching. The sizing of the cryogenic pressure vessel was performed by the analytical method, computational analysis using the PV-Elite software and computational simulation by the finite element method using ANSYS Workbench software. For the experimental validation of the cryogenic pressure vessel, all stages of its manufacture were followed up until cold-stretching. Comparing the results obtained from the analytical method, computational analysis using the PV-Elite software and computational simulation by the finite element method using ANSYS Workbench software, it was observed that the values found were satisfactory according to the standard used for the project. The value of the allowable stress of austenitic stainless steel obtained by the cold-stretching process is 95.7% higher than the original steel, which reduces the thickness of the plates used for the design and construction of the equipment. By using the formulations of ASME VIII Div.1 of part UG, the difference between the methods (using cold-stretching or not) for shell and head is 51.0%, that is, the tank reduces the thickness by 51.0 % when using the cold-stretching process. The cost analysis of the kilogram of stainless steel SA-240 304 (R\$50.00/kg) shows that the pressure vessel material with and without cold-stretching has a total mass of 793.0 kg and 1367.0 kg, respectively. Thus, the savings generated with the choice of cold drawing by pressure vessel is R\$28,700.00. Regarding the experimental validation, the equipment was validated within the requirements of mandatory appendix 44 of ASME VIII Division 1. During the hydrostatic test, the deformation of the body and thickness were measured, and the analysis of the results shows that the data are in agreement with the conditions of analytical calculations performed with the formulation of ASME, PV-Elite calculation and finite elements, in addition to the requirements of the appendix 44 of ASME VIII Division 1, with the following conditions: body and head thickness less than 30 mm; specified minimum metal temperature of -196°C; maximum design temperature 50 °C; cylindrical body with a single diameter, domed tops and nozzles without reinforcements and nozzles smaller than the nominal diameter of 150 mm. All data collected during the test complies with the requirements of ASME VIII Division 1, concluding that the equipment is validated for use.

Keywords: Cryogenic pressure vessel, ASME VIII Division 1, austenitic stainless steel, cold-stretching, finite elements, analytical calculation.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esqueleto de um Vaso de Pressão Criogênico	2
Figura 2 - Tensões em um Vaso de pressão cilíndrico	8
Figura 3 - Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido a pressão interna	10
Figura 4 - Momentos fletores e deformações entre costado e tampo	11
Figura 5 - Ilustrações de localizações juntas de soldadas típicas das Categorias de solda sendo A, B, C e D	18
Figura 6 - Apoio tanque Tubo Epóxi com Filamento de Fibra de Vidro	29
Figura 7 - Modelo da coluna de sustentação	29
Figura 8 - Modelo de instalação de instrumentos	30
Figura 9 – Estrutura de Análise (AZEVEDO, 2003).....	33
Figura 10 - Exemplos de Análise.....	33
Figura 11 – Croqui dimensionais do vaso de pressão criogênico	42
Figura 12 – Exemplo imagem do bocal soldado.....	47
Figura 13 – Tela início PV-Elite	48
Figura 14 – Unidade de medida e Norma de Projeto	49
Figura 15 – Tela Configurações do PV-Elite	49
Figura 16 – Restrições de Projeto do PV-Elite	51
Figura 17 – Dados de Entrada tampo inferior no PV-Elite.....	53
Figura 18 – Dados de Entrada Costado no PV-Elite	53
Figura 19 – Dados de Entrada tampo superior no PV-Elite.....	54
Figura 20 – Exemplo de inserir os bocais no PV-Elite.....	54
Figura 21 – Dados de Entrada do Bocal “G” no PV-Elite (2021)	56
Figura 22 – Exemplo de inserir os bocais no PV-Elite.....	57
Figura 23 – Modelagem do Vaso de Pressão Criogênico	58

Figura 24 – Tela Configuração dos materiais.....	59
Figura 25 – Acesso ao “Mechanical” no Ansys	59
Figura 26 – Configuração da geometria e materiais no Ansys	60
Figura 27 – Configuração do sistema de coordenadas no Ansys	61
Figura 28 – Malha Tetraédrica do vaso de pressão na parte externa no Ansys.....	62
Figura 29 – Malha Tetraédrica do vaso de pressão na parte interna no Ansys	62
Figura 30 – Utilização do “Fixed Support” no Ansys	63
Figura 31 – Utilização do “Frictionless Support” no Ansys	64
Figura 32 – Carga no vaso pelo “Pressure” no Ansys.....	64
Figura 33 – Inserção da máxima tensão principal.....	65
Figura 34 – Inclusão de tensão equivalente de von Mises no Ansys	66
Figura 35 – Tampos após conformação.....	68
Figura 36 – Tampos inferior após soldagem das conexões	68
Figura 37 – Tampos inferior após soldagem das conexões	69
Figura 38 – Tampos superior após soldagem das conexões 1	69
Figura 39 – Tampos superior após soldagem das conexões 2	70
Figura 40 – Calandragem e soldagem da virola do corpo do vaso	70
Figura 41 – Solda longitudinal da virola do corpo do vaso	71
Figura 42 – Montagem das virolas do corpo lado inferior e superior da esquerda para direita	71
Figura 43 – Montagem do tampo superior com o corpo.....	72
Figura 44 – Montagem do tampo inferior	72
Figura 45 – Montagem dos tampos superior antes e depois da soldagem da esquerda e para a direita	73
Figura 46 – Vaso de Pressão colocado nos roletes para teste	74
Figura 47 – Vaso de pressão preparado para enchimento de água.....	75

Figura 48 – Vaso de pressão completo com água para teste	75
Figura 49 – Imagem do manômetro antes de inserir pressão no vaso de pressão ...	76
Figura 50 – Vaso de pressão com trenas para medir a circunferência durante a deformação	76
Figura 51 – Dimensão do perímetro da primeira e segunda virola da esquerda para a direita do vaso de pressão	77
Figura 52 – Dimensão do perímetro da terceira e quarta virola da esquerda para a direita do vaso de pressão	77
Figura 53 – Dimensão do perímetro do tampo do vaso de pressão	78
Figura 54 – Dimensão do perímetro da primeira e segunda virola da esquerda para a direita do vaso de pressão após atingir a pressão máxima de teste	79
Figura 55 – Dimensão do perímetro da primeira e segunda virola da esquerda para a direita do vaso de pressão após atingir a pressão máxima de teste	79
Figura 56 – Dimensão do perímetro do tampo do vaso de pressão após atingir a pressão máxima de teste	80
Figura 57 – Imagem do manômetro após o vaso de pressão atingir a pressão máxima do teste	80
Figura 58 – Esvaziamento do vaso de pressão após teste	81
Figura 59 – Tensões Máxima Principais no Costado utilizando a Malha Tetraédrica	89
Figura 60 – Tensões Equivalentes von Mises no Costado utilizando Malha Tetraédrica	89
Figura 61 – Visão Geral das Tensões Máximas Principais no tampo utilizando a Malha Tetraédrica	90
Figura 62 – Visão detalhada das Tensões Máximas Principais no tampo utilizando a Malha Tetraédrica	90
Figura 63 – Visão Geral das Tensões equivalentes de von Mises no tampo utilizando a Malha Tetraédrica	91
Figura 64 – Visão detalhada das Tensões equivalentes de von Mises no tampo utilizando a Malha Tetraédrica	91

Figura 65 – Ilustração da Malha Tetraédrica no vaso de pressão.....	93
Figura 66 – Ilustração da Malha Tetraédrica no tampo do vaso de pressão.....	94
Figura 67 – Indicação de concentrador de tensão da Malha Tetraédrica no tampo do vaso de pressão.....	95
Figura 68 – Imagem dos pontos principais do vaso de pressão.....	96
Figura 69 – Croqui modelo marcação das deformações durante teste cold-stretching... ..	100
Figura 70 – Comparação tensões máximas no costado do vaso.....	113
Figura 71 – Comparação tensões máximas no tampo do vaso.....	113
Figura 72 – Comparação tensão equivalente von Mises.....	114

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Tabela Eficiências máximas permitidas para juntas soldadas adaptado do UW-12 da norma ASME VIII Div.1 2019	19
Tabela 2 - Tabela tolerância de desalinhamento entre as juntas soldadas adaptado do UW-33 da norma ASME VIII Div.1 2019.....	20
Tabela 3 - Tabela tolerância de reforço máximo de juntas soldadas adaptado do UW-35 da norma ASME VIII Div.1 2019.....	21
Tabela 4 – Tabela de Bocais.....	42
Tabela 5 – Propriedade Mecânica dos materiais adaptado da norma ASME II Parte D 2019.....	43
Tabela 6 – Dimensionamento do bocal conforme ASME VIII Div.1.....	47
Tabela 7 – Dados de Projeto para Vaso de Pressão a ser inserido no PV-Elite	50
Tabela 8 – Entrada Geral “General Input” do PV-Elite	52
Tabela 9 – Dados de Entrada para o Bocal “G” no PV-Elite	55
Tabela 10 – Resumo cálculo dos bocais.....	84
Tabela 11 – Comparativo dos métodos analíticos x PV-Elite, cálculo conforme ASME VIII Div.1.....	85
Tabela 12 – Resultado elementos, tensões no corpo do vaso	92
Tabela 13 – Resultado elementos, tensões no tampo do vaso	94
Tabela 14 – Resultado dos métodos analíticos obtidos, tensões no vaso de pressão.....	97
Tabela 15 – Dados anotados durante ensaio cold-stretching do costado do vaso de pressão	101
Tabela 16 – Dados anotados durante ensaio cold-stretching do tampo do vaso de pressão	102
Tabela 17 – Dados anotados após o ensaio do cold-stretching da espessura do costado do vaso de pressão.....	105

Tabela 18 – Dados anotados após o ensaio do cold-stretching da espessura do tampo do vaso de pressão	105
---	-----

LISTA DE SIMBOLOS E ABREVIACÖES

ASME	THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS
Cr	Comprimento parte reta do corpo cilíndrico
Ct	Comprimento total do vaso de pressão
D	Diâmetro interno do tampo
Di	Diâmetro interno
E	Eficiência de junta soldada
EPS	Especificação de processo de soldagem
P	Pressão de projeto
Pt	Pressão de trabalho
Pth	Pressão Teste Hidrostático
r	Raio interno
S	Tensão admissível fórmula ASME UG
t	Espessura
T	Temperatura de projeto
To	Temperatura de operação
π	perímetro/diâmetro = 3,1415...
σ_1	Tensão circunferencial
σ_2	Tensão longitudinal
σ_3	Tensão longitudinal
σ_{adm}	Tensão admissível
σ_{vm}	Tensão equivalente von Mises

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	- Contextualização	1
1.2	- Motivação	3
1.3	- Problema	3
1.4	- Hipóteses	3
1.5	- Objetivos	4
1.5.1	- Geral	4
1.5.2	- Específicos	4
1.6	- Relevância	5
1.7	- Delimitações	5
1.8	- Estrutura do Trabalho	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	- Estrutura do Equipamento	7
2.2	- Teoria de Vasos de Pressão de tensão de membrana	7
2.2.1	- Tensões em um Vaso de Pressão	9
2.3	- Critério de Falha de von Mises (Máxima Energia de Distorção):	11
2.4	- Normas de Projeto	12
2.4.1	- ASME VIII Divisão 1 - Regras para Construção de Vasos de Pressão	13
2.4.1.1	- Parte UG - Subseção A ASME VIII Div.1	14
2.4.1.2	- Parte UW - Subseção B ASME VIII Div.1	17
2.4.2	- ASME 2019 Seção IX - Qualificação Para Processo de Soldagem, brasagem e fusão e operadores de soldagem, brasagem e fusão	21
2.5	- Vaso Pressão Interno	23
2.5.1	- Material do Vaso de Pressão	24

2.5.2 - Cold-Streching - Appendix 44 ASME VIII Div. 1.....	25
2.5.3 - Requisitos Procedimento Cold-Streching Appendix 44 ASME VIII Div. 1.....	26
2.5.4 - Procedimento - Cold-Streching Appendix 44 ASME VIII Div. 1.....	26
2.5.4.1 - Requisitos de exame de impacto.....	26
2.5.4.2 - Teste Hidrostático - Procedimento Cold-Stretching	27
2.6 - Vaso Externo	28
2.7 - Tubulação.....	28
2.8 - Sustentação pelo Tubo Epóxi com Filamento de Fibra de Vidro	28
2.9 - Coluna de Sustentação	29
2.10 - Válvula Operação	30
2.11 - Dimensionamento do Vaso Pressão Criogênico	30
2.12 - Simulação - Elementos Finitos	31
2.12.1 - Conceito - Elementos Finitos	31
2.12.2 - Análise pelo software Ansys - Elementos Finitos.....	34
2.13 - PV-Elite Software para projeto de vaso de pressão	35
2.14 - Principais referências para elaboração da dissertação	35
3 METODOLOGIA.....	41
3.1 - Propriedade Mecânica do Material do Vaso	43
3.2 - Dimensionamento do Vaso de Pressão método Analítico	43
3.2.1 - Dimensionamento do Tampo	44
3.2.2 - Dimensionamento do Corpo	45
3.2.3 - Dimensionamento dos bocais	46
3.3 - Cálculo PV-Elite.....	48
3.4 - Análise por Elementos Finitos	57

3.5 - Validação prática do projeto	66
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	82
4.1 - Método analítico pelo ASME VIII Div. 1	82
4.2 - PV-Elite com base no ASME VIII Div. 1.....	83
4.3 - Comparando os resultados pelo cálculo no PV-Elite e o cálculo analítico com base no ASME VIII Div. 1	84
4.4 - Análise de Elementos Finitos	86
4.4.1 - Comportamentos das Tensões Esperado.....	87
4.4.2 - Análise de elementos finitos Malha Tetraédrica.....	88
4.5 - Discussão dos resultados dos Elementos Finitos.....	91
4.5.1 - Apresentação resultados Elementos Finitos	92
4.6 - Comparação dos resultados das análises – método analítico, cálculo PV- Elite e Elementos Finitos	96
4.7 - Cold-stretching do vaso de pressão criogênico	100
4.7.1 – Comparação do projeto sem o cold-stretching.....	109
4.7.1.1 – Costado cilíndrico.....	109
4.7.1.2 – Tampo Semi-elíptico 2:1	110
4.7.1.3 – Comparativo dos métodos	110
5 CONCLUSÕES	112
REFERÊNCIAS.....	116

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Vasos de pressão são amplamente utilizados no dia a dia das pessoas e empresas; existem para eles diversas aplicações, que vão do uso doméstico, como as panelas de pressão e ao vaso P-13 (popularmente conhecido como botijão de gás), utilizados também nas refinarias, indústrias de geração de energia, empresas alimentícias, hospitais e mais.

Vasos de pressão são caracterizados como um recipiente com um diferencial de pressão entre o seu interior e o exterior, sendo normalmente a pressão interna maior que a externa. Dentro dos vasos há fluidos que estão sujeitos a sofrer alterações em seu estado físico, como a vaporização, um exemplo disso são as caldeiras, onde a combinação da alta pressão e alta temperatura pode produzir riscos de explosões ou danos ao meio externo, pois muitos desses fluidos são radioativos, inflamáveis ou nocivos à saúde do meio ambiente e das pessoas. (DEVARAJU, 2014).

Devido a importância e criticidade dos vasos de pressão nas aplicações onde são utilizados, eles devem ser dimensionados e projetados conforme códigos, normas e as legislações pertinentes dentro de cada país. Os requisitos de segurança dentro da operação desses equipamentos são indispensáveis, pois caso esses vasos falhem, podem causar perdas de vidas e impacto financeiro para as atividades econômicas onde são aplicados.

Dentre os vários tipos de aplicações e modelos de vasos de pressão, encontram-se os tanques criogênicos. Esses vasos armazenam fluidos como oxigênio, nitrogênio e argônio no estado líquido a baixa temperatura e alta pressão, esses tanques são utilizados principalmente em hospitais e indústria alimentícia. A tecnologia da criogenia vem crescendo cada vez mais nas mais diversas áreas e esse trabalho aborda a construção de um vaso de pressão criogênico.

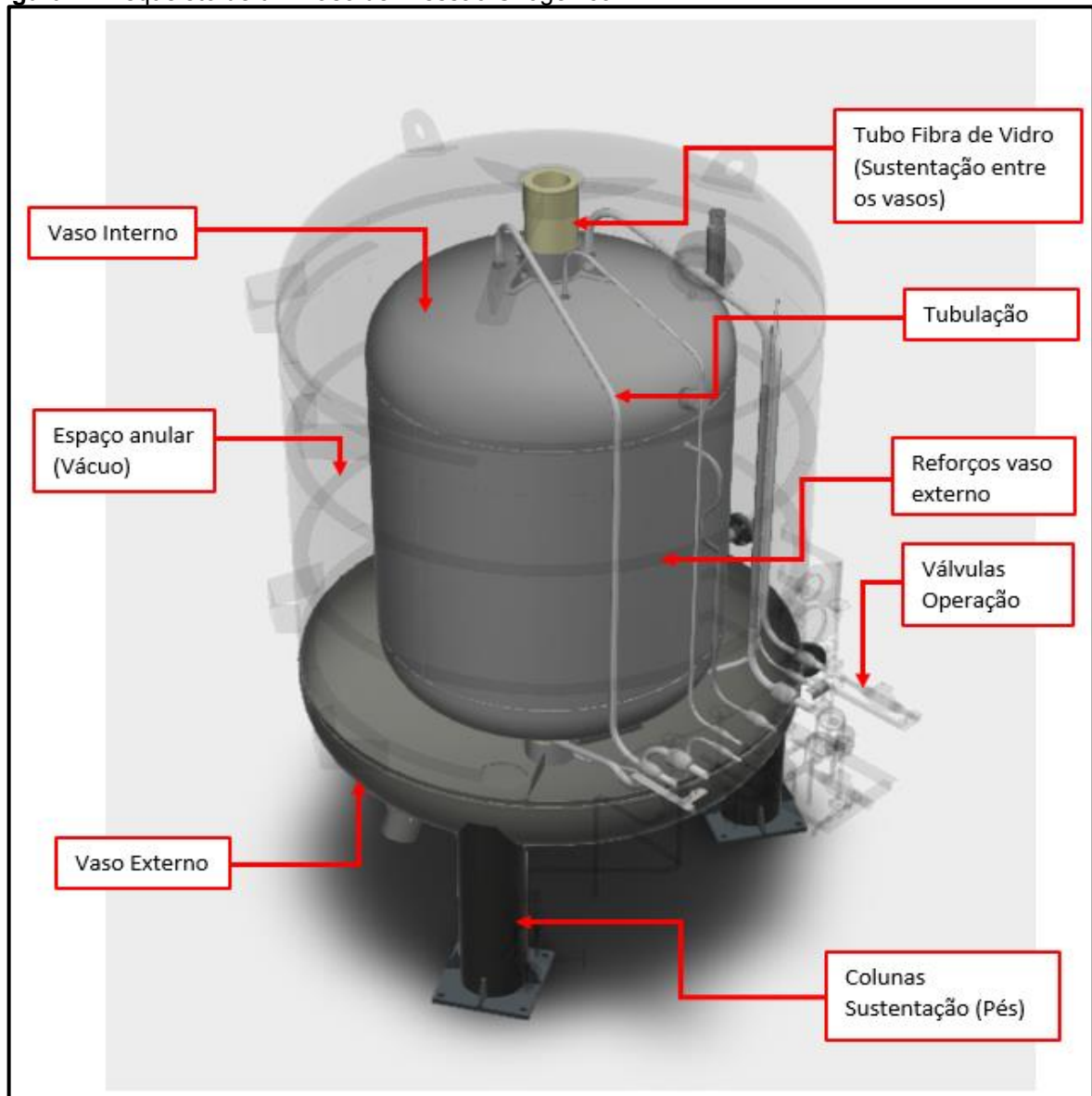
Criogenia refere-se a todo fenômeno acontecendo com temperaturas abaixo de $-150,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. A engenharia criogênica envolve o projeto, o desenvolvimento de sistemas e componentes que produzem, mantêm ou são utilizados em baixas temperaturas (SEELI, 2016).

O vaso de pressão criogênico possui em sua construção diferentes tipos de materiais (metálicos e compósitos), tendo como objetivo principal garantir sua resistência, mínima transferência de calor e que não haja vazamentos.

O tipo do vaso de pressão selecionado para esse trabalho trata-se de um tanque estacionário posicionado na vertical, com o volume de 5,0 m³, projetado para armazenamento de Oxigênio, Nitrogênio e Argônio. Este vaso será instalado dentro de um hospital e o espaço físico foi dimensionado conforme área do cliente.

Na Figura 1 tem-se o modelo de um tanque criogênico que foi abordado no trabalho.

Figura 1 - Esqueleto de um Vaso de Pressão Criogênico



Fonte: AUTOR (2021)

1.2 Motivação

O entendimento da importância da utilização dos vasos de pressão no dia a dia de todas as pessoas e a oportunidade de participar do projeto e construção desses equipamentos, mostra-se a importância e a responsabilidade do engenheiro na execução desses vasos. Buscar se aprimorar e ser especialista nesse tipo de equipamento é uma grande motivação para ter executado esse trabalho, estando atualizado com as normas empregadas para ter condições em fazer as melhores escolhas e análises técnicas.

A fabricação de vasos de pressão criogênicos é uma nova área que está sendo implementado na empresa onde o autor da dissertação trabalha, então o foco deste trabalho é estudar essa área, na busca do conhecimento e a diferenciação competitiva, sendo a grande motivação para o autor da dissertação ser referência dentro desse meio.

1.3 Problema

Durante toda a pesquisa deste trabalho, a dificuldade em encontrar materiais na língua portuguesa foi grande, isso também retrata o cenário atual do Brasil para a fabricação de vasos de pressão criogênicos. Encontram-se poucas empresas para garantir soluções aos seus clientes e grandes empresas desse meio buscam soluções importadas. Soluções de fora do Brasil, muitas vezes, levam muito tempo para serem resolvidas e possuem um alto custo.

A empresa em que o autor dessa dissertação trabalha possui uma vasta experiência na construção de vasos de pressão e, observando o cenário apresentado, ela vem investindo muito nessa área de tanques criogênicos, por sua vez, o autor vem buscando se aprimorar, adquirindo mais conhecimento nessa área/estudo, se tornando referência e podendo ajudar a empresa atingir seus objetivos.

1.4 Hipóteses

Conhecer o mercado e o tipo de equipamento que está sendo proposto ao trabalho é essencial para uma dissertação consistente e útil aos interessados. Ser referência no meio em que atua, um referencial aos clientes e a empresa onde atua é

uma motivação para o autor do trabalho. Alguns pontos precisam ser levantados para auxiliar o estudo e a metodologia do trabalho. Abaixo estão os itens importantes:

- O que busca os clientes em vaso de pressão criogênico;
- Quais materiais e normas que se costumam empregar nesses equipamentos;
- Quais testes são usados para validar o vaso de pressão;
- Influência da temperatura na elaboração do projeto.

Esses pontos precisam ser bem compreendidos para um bom projeto e validação na aplicação do vaso de pressão em suas bases de operação.

1.5 Objetivos

1.5.1 Geral

Dimensionar e validar o projeto de um vaso de pressão criogênico com base em testes práticos, manufatura pertinente às condições fabris e simulações computacionais para avaliar os cálculos de engenharia mecânica, deste modo, criando um diferencial competitivo para o fabricante e atendendo a necessidade do mercado nacional.

1.5.2 Específicos

Propor um projeto de vaso de pressão de criogênico com custo-benefício viável, dentro dos seguintes estudos:

- Adequação à norma ASME VIII Divisão 1 2019;
- Estrutura de um vaso de pressão criogênico;
- Determinação dos materiais;
- Cálculos Analíticos e Simulações Computacionais;
- Mostrar a metodologia didática para a construção dos cálculos através dos *softwares* PV-Elite e Ansys;
- Análise de falhas;
- Testes para validação do equipamento pelo método do *cold-stretching*;

Tratar o dimensionamento e validação de um vaso de pressão criogênico baseado em normas e software pertinentes a área de estudo. Detalhando a pesquisa

nas necessidades de mercado e critérios rígidos de segurança para todos os envolvidos, desde a fabricação até o dia a dia da operação.

1.6 Relevância

Solucionar problemas aos clientes e auxiliar o país a continuar desenvolvendo tecnologias é o foco deste trabalho. Devido à falta de grandes fabricantes nacionais de vasos de pressão criogênicos, a empresa em que o autor trabalha busca esse protagonismo, além de fortalecer a indústria brasileira. Visto isso como um fator de grande relevância, o desafio de desenvolver um produto com uma montagem simplificada e processos otimizados é o que torna esse trabalho viável.

No âmbito social, quando é desenvolvido um novo projeto, sempre são levados em consideração todos os envolvidos. No caso do presente trabalho, o foco foi os processos de fabricação para torná-lo um equipamento competitivo ao mercado. Desta forma, a empresa conseguirá dar oportunidades aos funcionários, desenvolvendo todos aqueles comprometidos a esse novo desafio.

1.7 Delimitações

O conjunto de um vaso estacionário criogênico é um equipamento complexo e com diversos componentes, ele possui diversas estruturas para operar, proteger todo o circuito e segurança dos envolvidos.

A fim de dar profundidade no estudo, toda a pesquisa e trabalho foi feito com foco no vaso de pressão interno, onde é o tanque de armazenamento do produto, sendo o mesmo o que suporta a pressão do fluido criogênico.

O estudo foi feito detalhando todo o projeto executivo do vaso de pressão interno, simulando os esforços solicitados para o equipamento, os pontos críticos como os bocais, apoio e acompanhando os testes de validação do equipamento.

1.8 Estrutura do Trabalho

A estrutura do trabalho foi dividida, a fim de garantir cada etapa do projeto, validação do equipamento com segurança e confiabilidade.

Abaixo seguem as etapas realizadas do projeto:

- Definição do vaso conforme requisitos do cliente;
- Pesquisa bibliográfica com estudos empregados sobre a criogenia, vasos de pressão convencionais e criogênicos;
- Dimensionamento do vaso: posição de instalação, volume em m³ (capacidade geométrica), fluido de armazenamento, pressões de trabalho e projeto, temperaturas de operação e projeto, norma de projeto, definição do material e testes de validações;
- Memória de cálculo do vaso conforme norma, utilização de *software* PV-Elite;
- Simulações computacionais CAE, com a utilização elementos finitos;
- Elaboração do projeto executivo, detalhamento dos componentes, detalhamento de montagem e soldagem conforme norma empregada;
- Especificação de testes durante a fabricação conforme norma empregada;
- Acompanhamento de fabricação;
- Teste e validação do equipamento;
- Discussão dos resultados;
- Conclusão e sugestão de novos estudos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Estrutura do Equipamento

Em resumo, o equipamento é constituído de um vaso interno, no qual armazena o produto. Esse vaso interno é revestido por mais um tanque externo, onde é separado do vaso interno por meio de compósitos como o tubo de fibra de vidro. Entre o vaso interno e o externo, existe o vácuo total, a fim de garantir o isolamento térmico entre o meio externo e o vaso interno. No restante, tem-se as tubulações que saem dos bocais (conexões) do vaso interno até a saída do tanque externo, onde esses tubos saem interligados nas válvulas de operação do equipamento. O equipamento é sustentado por colunas (pés de apoio), que são instalados na parte inferior do tanque externo, dando a sustentação para todo o equipamento. (SANGHVI, 2021; PATEL, 2021; RANGNEKAR, 2021; RANE, 2021). Na Figura 1, (página 8), tem-se a composição do vaso criogênico estudado.

Nos próximos tópicos, serão abordadas as teorias para construção de um vaso de pressão.

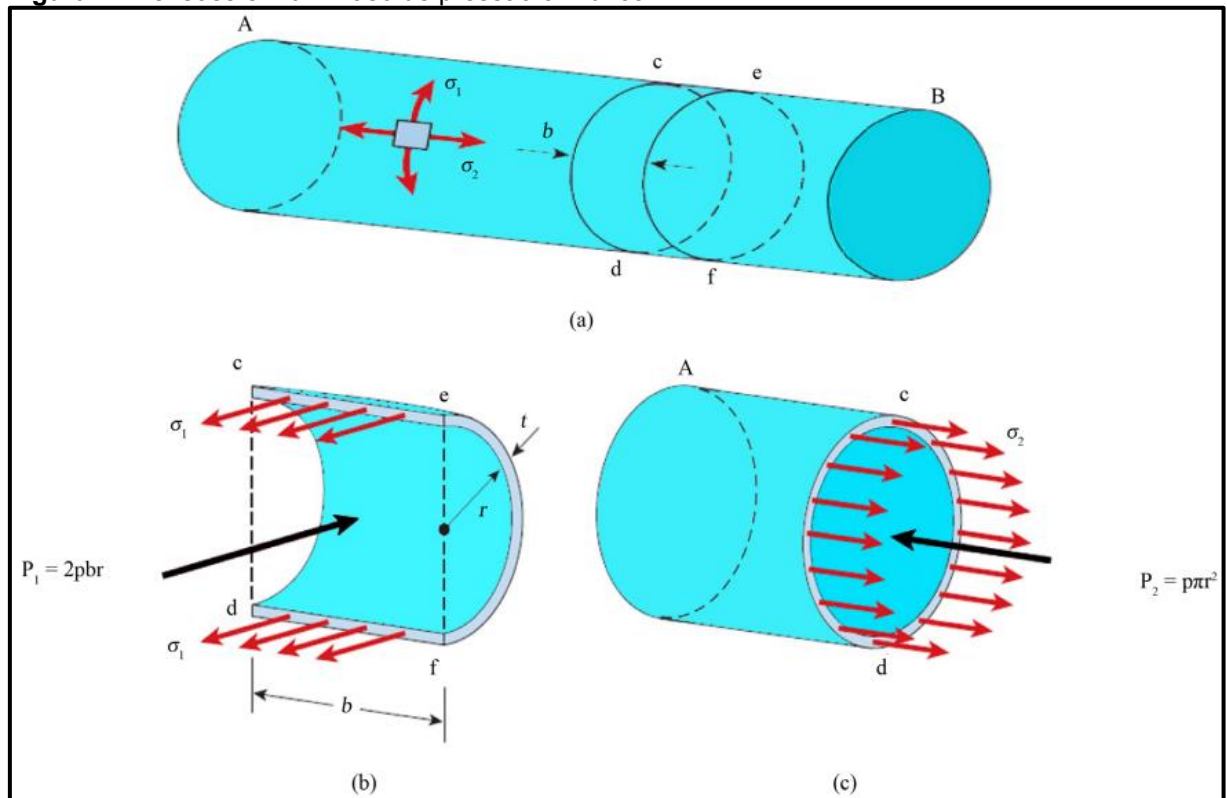
2.2 Teoria de Vasos de Pressão de tensão de membrana

Os vasos de pressão geralmente têm a forma de esferas, cilindros ou outros formatos. Seu objetivo principal é conter um meio sob pressão e temperatura, diante disso, eles também estão sujeitos à ação de cargas estáticas e dinâmicas, reações dos acessórios internos e choques térmicos que requerem um conhecimento geral das tensões impostas por essas condições em vários formatos de vasos e meios de projeto adequados para garantir segurança (HARVEY, 1998; FRYER, 1998).

Quando os vasos são fabricados com chapas (placas) em que a espessura é pequena em comparação com as outras dimensões, assim sendo, oferecem pouca resistência à flexão perpendicular à sua superfície, elas são chamadas de membranas, e as tensões calculadas por negligenciar a flexão são chamadas tensões de membrana. Um pedaço de papel para escrever é muito resistente às forças em seu plano, mas pode oferecer pouca resistência à flexão perpendicular a seu plano. Em certo sentido, esta é uma condição desejável, pois permite que o vaso se deforme prontamente, sem implicar em grandes tensões de flexão em pontos de

descontinuidade. As tensões da membrana são tensões médias ou compressão sobre a espessura da parede do vaso e são consideradas tangentes à sua superfície. Grande parte dos vasos de pressão se enquadram nesses carregamentos descritos acima (HARVEY, 1998; FRYER, 1998). Na Figura 2, mostra-se um vaso de parede fina, onde observa-se apenas tensões normais ocorrendo em seu costado cilíndrico (a), e em (b) e (c), tensões transversais e longitudinais respectivamente.

Figura 2 - Tensões em um Vaso de pressão cilíndrico



Fonte: IBRAHIM (2015); RYU (2015); SAIDPOUR (2015).

Como pode-se observar na Figura 2, o elemento de tensões é ilustrado com suas faces paralelas e perpendiculares ao eixo central do tanque, atuando na parede do tanque. As tensões principais σ_1 e σ_2 atuam nas faces laterais deste elemento. A tensão σ_1 é a tensão circunferencial (circular) e a tensão σ_2 é a tensão longitudinal (axial). Essas tensões podem ser calculadas a partir de equações de equilíbrio estático. Nenhuma tensão de cisalhamento atua nas faces desse vaso devido a simetria e seu carregamento (IBRAHIM, 2015; RYU, 2015; SAIDPOUR, 2015).

Vasos de pressão de paredes finas podem ter como definição “Quando a espessura de parede de um vaso de pressão cilíndrico for cerca de um vigésimo, ou

menos, de seu raio, a tensão radial resultante da pressurização do vaso é bem pequena comparada à tensão tangencial.” (BUDYNAS, 2008; NISBETT, 2008).

As tensões circunferenciais σ_1 é obtida conforme mostrado na Figura 2, no corte “c-d” e “e-f”, as tensões atuando na parede do vaso têm uma resultante igual a “ $\sigma_1 * (2bt)$ ”, sendo que “b” é comprimento do corte e “t” é a espessura da parede do vaso. Assim, a força resultante P1 da pressão interna é igual “ $P1 = pbr$ ”, onde “r” é o raio interno e “p” a pressão interna do vaso. Dessa forma, pode-se encontrar a equação 1 da tensão circunferencial para o vaso (IBRAHIM, 2015; RYU, 2015; SAIDPOUR, 2015):

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} \quad (1)$$

As tensões longitudinais são obtidas conforme mostrado na Figura 2, na posição “c”, as tensões σ_2 atuam longitudinalmente e têm uma força resultante igual a “ $\sigma_2 (2\pi rt)$ ”. Assim, a força resultante P2 da pressão interna é uma força igual “ $p\pi r^2$ ”. Dessa forma, pode-se encontrar a equação 2 para tensão longitudinal em um vaso de pressão cilíndrico (IBRAHIM, 2015; RYU, 2015; SAIDPOUR, 2015):

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (2)$$

Comparando as equações (1) e (2), encontra-se a equação 3:

$$\sigma_1 = 2 \sigma_2 \quad (3)$$

2.2.1 Tensões em um Vaso de Pressão

As tensões que atuam na parede do vaso podem ser classificadas em três categorias: tensões primárias, tensões secundárias e tensões localizadas máximas. Sendo as tensões primárias consideradas por todas as normas de projeto para o dimensionamento dos vasos de pressão (TELES, 1996).

As tensões primárias podem-se explicar por TELES (1996, p. 189):

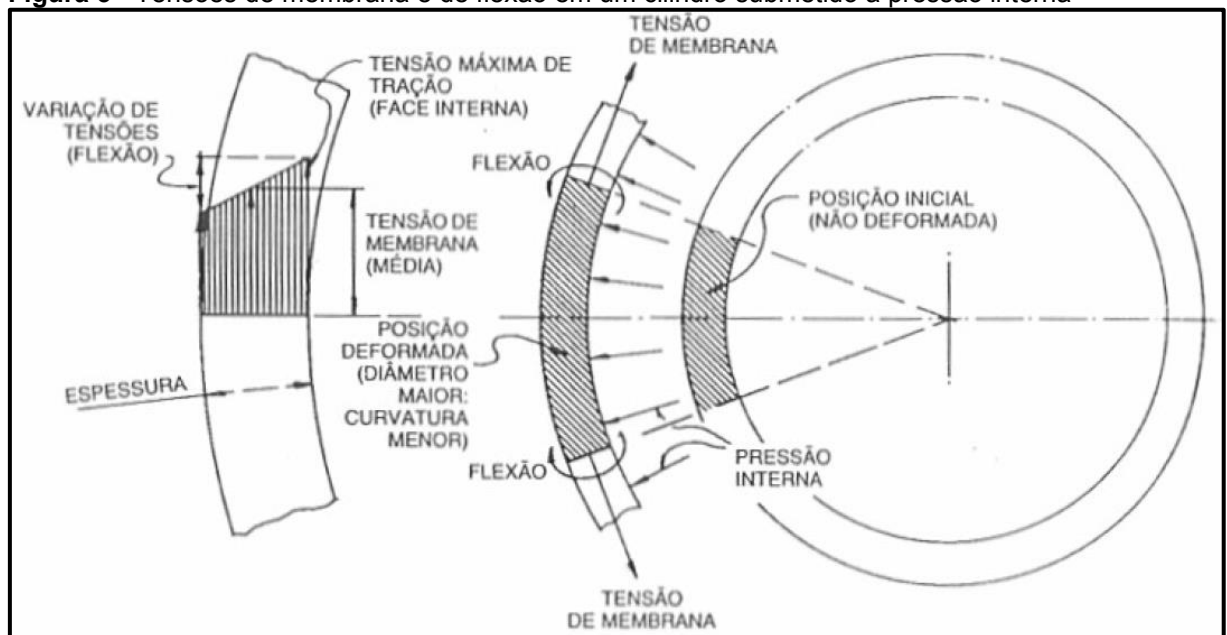
“Denominam-se tensões primárias as tensões que se desenvolvem no material para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação aos diversos carregamentos atuantes (pressão interna ou externa, pesos, ação do vento etc.). As tensões primárias podem ser normais (tração ou de compressão) ou de cisalhamento, isto é, paralelas ou perpendiculares à parede do vaso, respectivamente.

As tensões primárias normais podem ainda ser de membrana ou de flexão. A tensão de membrana é a componente da tensão primária que é suposta constante ao longo de toda a espessura da parede do vaso. É portanto o valor que se obtém para essa tensão quando se considera no cálculo a espessura

da parede como sendo nula; quando a espessura não é nula, teremos, além da tensão de membrana, as tensões de flexão. A tensão de membrana devido à pressão interna é sempre uma tração, porque o elemento de parede do vaso tende a aumentar as dimensões. As tensões de flexão aparecem porque o raio de curvatura da parede aumenta (e, portanto, a curvatura diminui), como consequência da deformação diametral decorrente da pressão interna. A tensão de flexão tem um valor variável ao longo da espessura da parede, sendo nula no centróide da parede; para a pressão interna essa tensão é máxima de tração na superfície interna e máxima de compressão na superfície externa. Assim, a tensão resultante na superfície interna será a tensão de membrana menos a tensão de flexão. As tensões de flexão são tanto maiores quanto maior for a espessura da parede. Quando o diâmetro do vaso é muito grande em relação à espessura, as tensões de flexão são pequenas, e pode-se confundir, sem grande erro, a tensão máxima na parede com a tensão de membrana: esse é o critério adotado por várias normas de projeto.”

Tensões primárias não são autolimitantes e não são aliviadas devido suas deformações, sendo as tensões proporcionais às cargas atuantes. Na Figura 3 mostra-se o esquemático das tensões de membrana e de flexão em cilindros.

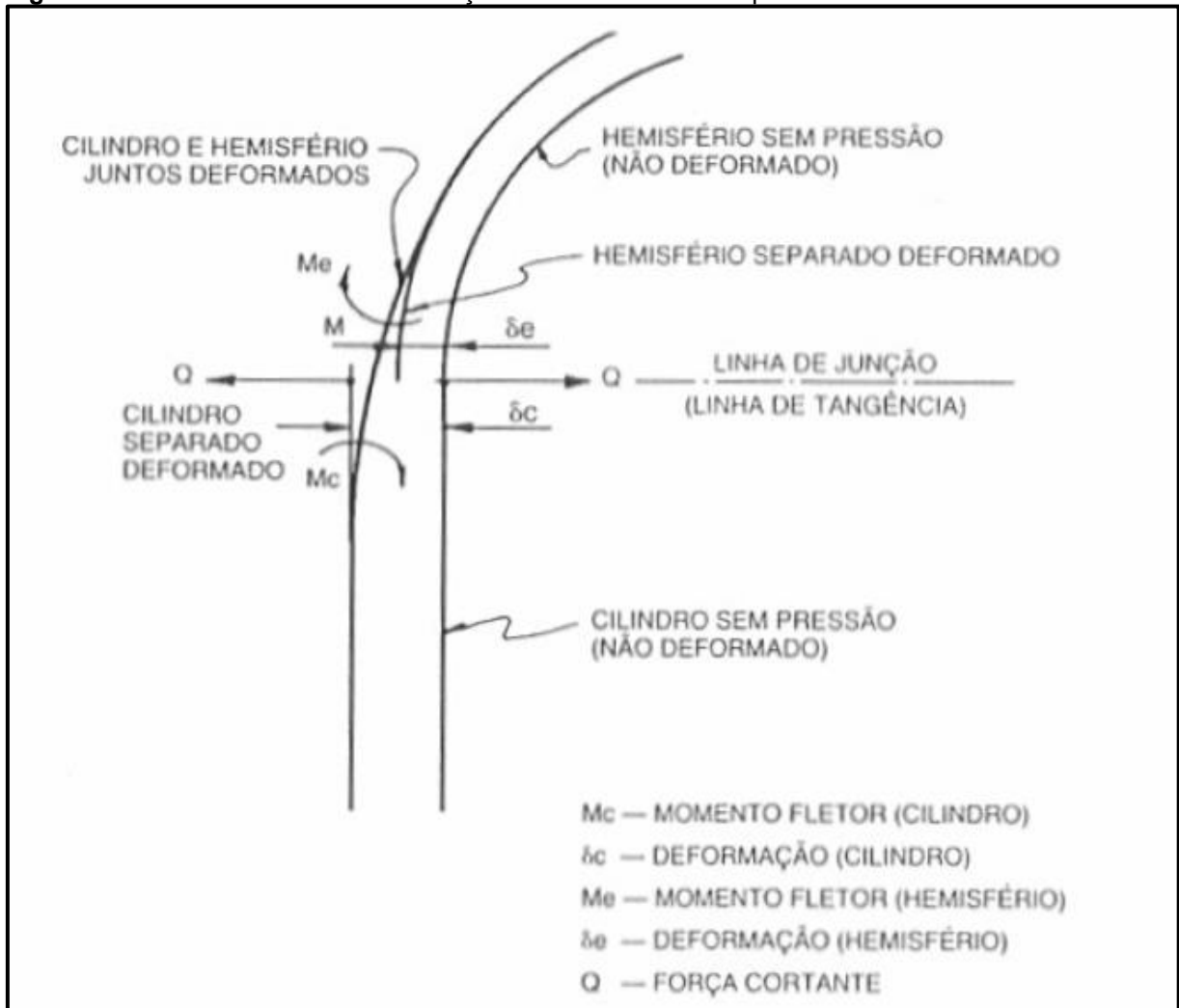
Figura 3 - Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido a pressão interna



Fonte: (TELES, 1996)

As tensões secundárias caracterizam pelo as tensões resultantes devido às restrições da geometria do vaso, como a transição do costado e tampo instalados no vaso de pressão. Na Figura 4 mostra-se o exemplo desse carregamento.

Figura 4 - Momentos fletores e deformações entre costado e tampo



Fonte: (TELES, 1996)

As tensões localizadas máximas são concentradores de tensões, e se encontram devido as discontinuidades geométricas no vaso, como aberturas, reforços, bocais, suportes e mais.

2.3 Critério de Falha de von Mises (Máxima Energia de Distorção):

O critério de tensões de von Mises máxima é baseado na teoria de von Mises-Hencky. O critério de von Mises diz que o escoamento ocorre quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume atinge ou ultrapassa a energia de deformação por distorção por unidade de volume no escoamento sob tração ou compressão do material, a tensão de von Mises é utilizada principalmente para metais dúcteis. O critério de von Mises pode ser estabelecido conforme escrito na equação 4:

$$\sigma_{vm} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (4)$$

Observando a equação 4, o material, em um caso de tração, o escoamento acontece quando a tração é maior que a tensão do escoamento, dessa forma, o resultado da equação pode ser entendido como uma tensão única, equivalente ou efetiva para o estado geral de tensão completo dado por σ_1 , σ_2 e σ_3 . A tensão efetiva é chamada de tensão von Mises (BUDYNAS, 2011; NISBETT, 2011).

2.4 Normas de Projeto

Para o dimensionamento dos vasos de pressão, há várias normas que tratam dos projetos, construção e testes desses equipamentos. Esses documentos têm como finalidade definir regras e ferramentas para garantir segurança nas operações. Os códigos mais usados na elaboração desses projetos são (SEELI, 2016):

- ASME VIII Divisão 1
- ASME VIII Divisão 2
- AD Merkblatter
- PD 5500

Dentro desses códigos, o que está sendo abordado nesse trabalho é a divisão 1 da Seção VIII do ASME, sendo a norma mais utilizada no Brasil e no mundo (TELES, 1996).

Os códigos ASME da Seção VIII divisão 1 e 2 possuem diferenças na abordagem do projeto e fabricação dos vasos de pressão, em resumo, enquanto a divisão 2 é projetada por análise, a divisão 1 é projetada por regras. Sendo assim, a divisão 1 não considera os efeitos das combinações de tensões e a divisão 2 mostra as diretrizes específicas para as tensões, suas combinações e as tensões permitidas para cada categoria das combinações de tensões. A análise de tensão da divisão 2 considera todas as tensões em um estado triaxial combinadas de acordo com a teoria de tensão máxima de cisalhamento. A divisão 1 considera um estado biaxial de tensão combinado de acordo com a teoria de tensão máxima. Assim como não se projetaria um reator nuclear até o nível da Divisão 1, não se projetaria um receptor de ar pelas técnicas da Divisão 2. Cada um tem seu lugar e suas aplicações (PENDBHAJE, 2011; GAIKWAD, 2011).

2.4.1 ASME VIII Divisão 1 - Regras para Construção de Vasos de Pressão

Este código fornece procedimentos e fórmulas para calcular a espessura e as tensões do vaso de pressão. De acordo com este código, a espessura da parede é calculada por alguns pontos e não devem exceder as tensões máximas permitidas; as tensões devem ser uniformemente distribuídas e deve haver um fator de segurança mais alto. As limitações são (SEELI, 2016):

- A pressão não deve exceder 3000,0 psi;
- Vasos com pressão de operação interna ou externa não superior a 15,0 psi sem limite de tamanho;
- Volume nominal de água contendo capacidade de 120 galões ou menos;
- Vasos com diâmetro interno não superior a 6" sem limitação de pressão.

Conforme a divisão 1 do ASME VIII é dividida em três subseções, apêndices obrigatórios e não obrigatórios, sendo a subseção A onde traz a parte UG, com os requisitos gerais para todos os vasos de pressão. A subseção B fornece os requisitos que são aplicáveis aos métodos usados na fabricação do vaso, onde traz as partes UW, UF e UB que tratam os métodos soldados, forjados e brasagem respectivamente. A parte UW da subseção B que trata do vaso que está sendo estudado neste trabalho, onde o método escolhido é a construção do vaso soldado. A subseção C fornece os requisitos aplicáveis às classes de materiais usados na construção do vaso de pressão, onde traz as partes UCS, UNF, UHA, UCI, UCL, UCD, UHT, ULW, ULT e UIG. Os apêndices obrigatórios tratam de assuntos específicos não cobertos em outra parte da Divisão 1 do ASME VIII, seus requisitos são obrigatórios quando o assunto coberto está incluído na construção do vaso. Os apêndices não obrigatórios fornecem informações e boas práticas de engenharia.

Nos parágrafos abaixo, serão demonstrados os resumos das subseções A e B, a parte UG e UW, respectivamente, que serão aplicados neste trabalho.

Os requisitos da parte UG do ASME VIII Div.1 são regras gerais para a construção dos vasos de pressão, que devem ser usados em conjunto com os requisitos específicos das subseções B e os apêndices obrigatórios. A parte UG é dividida em materiais, onde trata-se nos tópicos do UG-4 ao UG-15. A parte de projeto e dimensionamento trata-se nos tópicos do UG-16 ao UG-55, abordando assuntos como temperatura de projeto, pressão de projeto, carregamentos dos vasos, tensões admissíveis, formatos dos tampos, espessura mínima para corpo e tampo,

dimensionamento das aberturas e reforços para os vasos, elementos de fixação e acessórios. A parte de fabricação trata-se nos tópicos do UG-75 ao UG-85. A parte de inspeção e teste trata-se nos tópicos do UG-90 ao UG-103. Placas, marcações e registros abordam-se nos tópicos do UG-115 ao UG-120. Para encerrar a parte UG, nos tópicos do UG-125 ao UG-140 trata-se da proteção contra sobre pressão dos vasos.

Os requisitos da parte UW do ASME VIII Div.1 são aplicáveis a vasos de pressão que são fabricados por soldagem e devem ser usados em conjunto com os requisitos específicos das subseções B e C. A parte UW é dividida em materiais, onde trata-se dos tópicos do UW-5 ao UW-6. A parte de projeto e dimensionamento trata-se nos tópicos do UW-8 ao UW-21, abordando assuntos como projeto de juntas soldadas, tratamento térmico, exame de Raio X e Ultrassom, eficientes de juntas soldadas, filetes de soldas e mais. A parte de fabricação é abordada nos tópicos UW-26 ao UW-42, aborda principalmente os processos e qualificações de soldas. A parte de inspeção e testes trata-se nos tópicos do UW-46 ao UW-54. Marcações e relatórios são abordados no tópico UW-60.

Como descrito no objetivo deste trabalho, onde é validar um projeto de vaso de pressão criogênico. Nos itens abaixo serão abordados os principais tópicos do UG e o UW para elaboração do projeto do vaso de pressão.

2.4.1.1 Parte UG - Subseção A ASME VIII Div.1

Como já dito, a parte UG da subseção A do ASME VIII Div.1, onde são regras gerais para a construção dos vasos de pressão. Para elaboração desse projeto, abaixo tem-se os pontos principais do ASME VIII Div.1:

- O tópico UG-20 trata da temperatura de projeto, abordando as temperaturas máxima e mínimas de projeto, restrições de projeto e requisitos para o teste de Charpy dos materiais;
- O tópico UG-21 trata da pressão de projeto, abordando os requisitos para garantir as condições mais severas de operação;
- O tópico UG-23 trata das tensões admissíveis máximas, onde aborda os valores de tensão máxima permitida para um determinado material;

- O tópico UG-25 trata dos requisitos de projeto em relação às corrosões, especificando as tolerâncias de corrosão para os materiais sujeitos em determinadas operações;
- O tópico UG-27 trata do dimensionamento para as espessuras do corpo do vaso de pressão, determinando as dimensões mínimas da chapa de corpo do tanque. Abaixo, algumas relações para determinar a espessura mínima:

- Para as juntas longitudinais, quando a espessura não excede a metade do raio interno, ou P não excede “ $0,385 S E$ ”, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas conforme mostra na equação 5:

$$t = \frac{PR}{SE - 0,6P} \text{ ou } P = \frac{SEt}{R + 0,6t} \quad (5)$$

- Para as juntas circunferenciais, quando a espessura não exceda a metade do raio interno, ou P não excede “ $1,25 S E$ ”, as seguintes fórmulas devem ser aplicadas mostrada na equação 5:

$$t = \frac{PR}{2SE + 0,4P} \text{ ou } P = \frac{2SEt}{R - 0,4t} \quad (6)$$

Onde:

E = eficiência de junta soldada, como é um vaso soldado, é mostrado no tópico UW-12;

P = Pressão interna do vaso;

R = Raio interno do vaso;

S = Tensão admissível do material;

t = espessura mínima do material (corpo).

- O tópico UG-32 trata do dimensionamento dos tampos com a pressão do lado côncavo. Abaixo, algumas relações para determinar a espessura mínima para alguns formatos de tampos:
 - Tampos com formato elipsoidal com “ $t_s/L \geq 0,002$ ”, a espessura necessária de um tampo com a cabeça abaulada de forma semi-elipsoidal, em que metade do eixo menor (profundidade interna da cabeça menos a saia) é igual a um quarto do diâmetro interno da saia da cabeça, pode ser determinado pela equação 7:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} \text{ ou } P = \frac{2SEt}{D + 0,2t} \quad (7)$$

Uma aproximação aceitável de uma cabeça elipsoidal 2:1 é aquela com um raio de junta de “0,17 D”, e um raio esférico de “0,90 D”.

- Tampos com formato torisférico com “ $t_s/L \geq 0,002$ ”, a espessura necessária nos casos em que o raio da junta é de 6% do raio interno da coroa do tampo e o raio interno da coroa é igual ao diâmetro externo da saia, pode ser determinado pela equação 8:

$$t = \frac{0,885PL}{SE - 0,1P} \text{ ou } P = \frac{SEt}{0,885L + 0,1t} \quad (8)$$

Tampos no formato torisféricos feitos de materiais com uma resistência à tração mínima especificada superior a 485,0 MPa devem ser projetados usando um valor de S igual a 138,0 MPa à temperatura ambiente e reduzido em proporção à redução nos valores de tensão máxima permitida em temperatura do material.

- Tampos com semiesférico, quando a espessura não excede “0,356 L”, ou P não exceda “0,665 S E”, as seguintes fórmulas podem ser aplicadas na equação 9:

$$t = \frac{PL}{2SE - 0,2P} \text{ ou } P = \frac{2SEt}{L + 0,2t} \quad (9)$$

Onde:

D = diâmetro interno do tampo;

E = eficiência de junta soldada, como é um vaso soldado, é mostrado no tópico UW-12;

L = raio interno da parte esférica ou coroa;

S = Tensão admissível do material;

t = espessura mínima do material (corpo).

- O tópico UG-36 trata do dimensionamento quando é necessário realizar aberturas no vaso de pressão, como acesso a bocais de operação e conexões. O tópico relaciona os métodos de forma de abertura, tamanho da abertura e abertura através de juntas soldadas.
- O tópico UG-37 trata do dimensionamento, quando necessário, dos reforços para aberturas nos vasos de pressão na parte do corpo e tampo.
- O tópico UG-40 mostra os limites de reforço para a montagem de conexões, detalhando as restrições de abertura no vaso de pressão, descrevendo as dimensões de reforço e espessuras. As Figuras UG-40 dentro do ASME VIII Div.1 2019 ilustram a montagem de conexões possíveis.

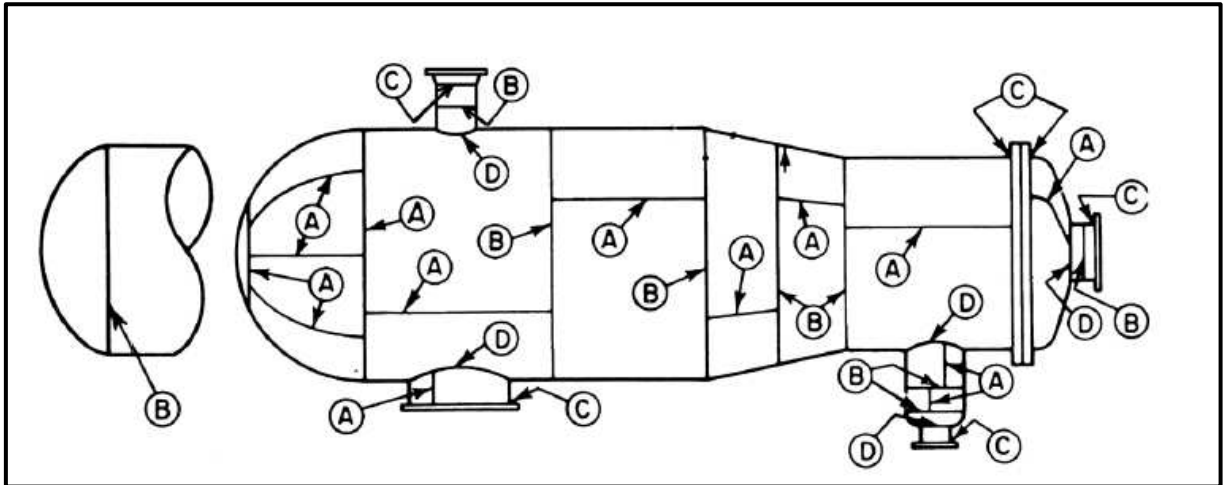
- O tópico UG-41 trata dos valores de tensões admissíveis e reforços tratados no UG-40, os reforços precisam ter propriedades mecânicas superiores ou iguais ao material do vaso, respeitando os limites de reforços conforme Figura UG-40 dentro do ASME VIII Div.1 2019.
- O tópico UG-84 trata dos requisitos quando necessário para o ensaio de impacto de Charpy V para os materiais e soldagem do corpo, tampo, conexões e outras partes do vaso, onde determina pelas regras na Subseção C sobre os testes de impacto nos materiais tratados nesta subseção.
- O tópico UG-99 mostra os requisitos de teste hidrostático para os vasos de pressão, demonstrando as condições de cada tópico para os tanques.

2.4.1.2 Parte UW - Subseção B ASME VIII Div.1

Como já dito, a parte UW da subseção B do ASME VIII Div.1 são os requisitos aplicáveis aos métodos usados na fabricação do vaso, onde traz as partes UW, UF e UB que tratam os métodos soldados, forjados e brasagem, respectivamente. A parte UW da subseção B trata do vaso que está sendo estudado neste trabalho, onde o método escolhido é a construção do vaso soldado. Para elaboração desse projeto, abaixo tem-se os pontos principais no ASME VIII Div.1 da parte UW:

- O tópico UW-2 trata das restrições de serviços para as construções dos vasos de pressão soldados, dando as diretrizes de quais tópicos seguir no caso de um dos itens do vaso a ser projetado e construído se incluir nas restrições.
- O tópico UW-3 define a localização de uma junta em um vaso, mas não o tipo de junta. As categorias estabelecidas por este tópico são para uso em outras partes desta Divisão na especificação de requisitos especiais relativos ao tipo de junta e grau de inspeção para certas juntas de pressão soldadas. Uma vez que esses requisitos especiais, que são baseados em serviço, material e espessura, não se aplicam a todas as juntas soldadas, apenas as juntas as quais se aplicam requisitos especiais são incluídas nas categorias. Os requisitos especiais aplicar-se-ão a juntas de uma determinada categoria apenas quando especificamente declarado. As juntas incluídas em cada categoria são designadas como juntas das categorias A, B, C e D abaixo. A Figura 5 do ASME VIII Div.1 ilustra as localizações típicas das juntas incluídas em cada categoria.

Figura 5 - Ilustrações de localizações juntas de soldadas típicas das Categorias de solda sendo A, B, C e D



Fonte - ADAPTADO DA NORMA ASME VIII DIV. 1 2019 PELO AUTOR (2021)

- Categoria A - São as soldas de juntas longitudinais, do tampo, e a circunferencial entre corpo e tampo semiesférico;
 - Categoria B - São as soldas de juntas circunferenciais, por exemplo, costado x costado, tampo torisférico x costado;
 - Categoria C - São as soldas das conexões do vaso, por exemplo, flanges com pescoço e flanges com corpo;
 - Categoria D - São as soldas do pescoço do tanque entre a parte de comunicação do vaso como corpo e tampos.
- O tópico UW-9 trata dos projetos de juntas de solda dos vasos de pressão das categorias A, B, C e D. O tópico demonstra os requisitos e diretrizes das juntas de solda.
 - O tópico UW-11 trata dos exames de radiografia e ultrassom na parte de especificação e projeto, mostrando os requisitos de radiografia total, radiografia parcial, quando não é necessário radiografia e os requisitos de ultrassom para juntas soldadas dos vasos de pressão.
 - O tópico UW-12 fornece os critérios para as eficiências de juntas soldadas dos vasos de pressão, conhecido como “E” nas fórmulas de cálculo, assim, a eficiência de junta define o tipo de exame a ser feito ou não, e o valor a ser usado no cálculo. A tabela UW-12 no ASME VIII Div. 1, mostra as eficiências máximas permitidas para juntas soldadas. Na Tabela 1 demonstra a tabela do ASME:

Tabela 1 - Tabela Eficiências máximas permitidas para juntas soldadas adaptado do UW-12 da norma ASME VIII Div.1 2019

Modelo n°	Descrição da Junta	Limitações	Categorias de Juntas	Extensão do exame radiográfico ou ultrassônico [Notas (1), (2) e (3)]		
				(a)	(b)	(c)
				Total	Pontual	Nenhum
(1) -	Juntas de topo obtidas por soldagem dupla ou por outros meios que obtenham a mesma qualidade do metal de solda, de acordo os requisitos da "UW-35". Excluem-se as soldas que usam faixas de suporte de metal que permanecem no lugar	Nenhum	A, B, C e D	1,00	0,85	0,70
(2) -	Juntas de topo solda única com faixa de apoio além das incluída em (1) -	(a) Nenhum, exceto como em (b) abaixo	A, B, C e D	0,90	0,80	0,65
		(b) Juntas de topo circunferenciais com um deslocamento de placa, consulte UW-13 (b) (4) e a Figura UW-13.1, esboço (i)	A, B, C e D	0,90	0,80	0,65
(3) -	Juntas de topo soldada sem uso de faixa de apoio	Apenas juntas de topo circunferenciais, não mais de 5/8" (16 mm) de espessura e não mais de 24" (600 mm) de diâmetro externo	A, B, C e D	N/A	N/A	0,60
NOTA GERAL: E = 1,00 para juntas de topo em compressão						
NOTAS:						
(1) Alguns processos de soldagem requerem exame ultrassônico além do exame radiográfico, e outros processos requerem exame ultrassônico em vez de exame radiográfico. Consulta UW-11 para alguns requisitos e limitações adicionais que podem ser aplicáveis.						
(2) As regras de atribuição de eficiência conjunta de UW-12 (d) e (e) devem ser consideradas e podem reduzir ainda mais as eficiências conjuntas a serem usadas nos cálculos de espessura exigidos.						
(3) As regras do UW-12 (f) podem ser usadas no lugar das regras desta Tabela por opção do Fabricante.						
(4) Consulte UW-12 (a) e UW-51.						
(5) Consulte UW-12 (b) e UW-52.						
(6) Para a junta Tipo n° Categoria C, limitação não aplicável para conexões de flange aparafusadas.						
(7) As juntas que prendem os tampos semiesféricos ao costado estão excluídas.						
(8) Não há eficiência da junta E nas equações de projeto desta Divisão para juntas de canto das categorias C e D. Quando necessário, um valor de E não maior que 1,00 pode ser usado.						

Fonte - ADAPTADO DA NORMA ASME VIII DIV. 1 2019 PELO AUTOR (2021)

O valor "E" da eficiência de junta soldada, mostradas pelas Equações 5, 6, 7,8 e 9, pode ser determinada conforme os valores da Tabela 1, isso dependendo das juntas soldadas. Nesse trabalho, as juntas de montagem do tampo e corpo são soldas

de topo, e para otimizar a espessura mínima do material, é radiografia total das juntas, conforme tópico UW-3 (abordado na Figura 5 desse trabalho), UW-11 e UW-51 do ASME VIII Div.1. Dessa forma, tem-se o valor de “E = 1”.

- O tópico UW-13 mostra os anexos com os desenhos de solda permitidos pelo ASME VIII Div. 1, as figuras demonstram o tipo de preparação e solda no vaso de pressão segundo o código.
- O tópico UW-15 trata dos requisitos de solda das conexões entre o vaso de pressão. O tópico UW-16 define o mesmo tipo de construção e forma uma junta de solda Categoria D entre os bocais e o vaso de pressão, conforme definido em UW-3. A localização e o tamanho mínimo das soldas de fixação para bocais e outras conexões devem estar em conformidade com os requisitos deste tópico, além dos cálculos de resistência exigidos no UW-15. No mesmo tópico, demonstra os anexos alguns tipos aceitáveis de conexões com o vaso de pressão.
- O tópico UW-18 trata dos requisitos para as soldas de filetes no vaso de pressão.
- O tópico UW-27 trata dos processos de soldagens, onde podem ser usados na construção dos vasos de pressão, além da Seção IX, Artigo II. Já o UW-28 trata das qualificações do processo de soldagem e os requisitos para o fabricante
- O tópico UW-33 mostra os requisitos das tolerâncias de alinhamento entre as juntas soldadas. A Tabela 2 demonstra a adaptação da Tabela UW-33 do ASME VIII Div. 1.

Tabela 2 - Tabela tolerância de desalinhamento entre as juntas soldadas adaptado do UW-33 da norma ASME VIII Div.1 2019

Espessura em mm	Categoria de Junta	
	A	B, C e D
acima de 13,0	$\frac{1}{4} t$	$\frac{1}{4} t$
acima de 13,0 a 19,0	3,0 mm	$\frac{1}{4} t$
acima de 19,0 a 38,0	3,0 mm	5,0 mm
acima de 38,0 a 51,0	3,0 mm	$\frac{1}{8} t$
Acima 51,0	Menor de $\frac{1}{16} t$ ou 10,0 mm	Menor de $\frac{1}{8} t$ ou 19,0 mm

Fonte - ADAPTADO DA NORMA ASME VIII DIV. 1 2019 PELO AUTOR (2021)

- O tópico UW-35 trata dos requisitos do acabamento após o término das juntas soldadas longitudinais e circunferenciais, o tópico UW-35 (d) mostra a tolerância

de reforço máximo de solda após o término, a Tabela 3 traz a adaptação do ASME VIII Div.1.

Tabela 3 - Tabela tolerância de reforço máximo de juntas soldadas adaptado do UW-35 da norma ASME VIII Div.1 2019

Espessura do material em mm	Máximo reforço em mm	
	Categoria B e C Soldas de topo	Outras Soldas
Menor que 2,4	2,5	0,8
2,4 a 4,8	3,0	1,5
acima de 4,8 a 13,0	4,0	2,5
acima de 13,0 a 25,0	5,0	2,5
acima de 25,0 a 51,0	6,0	3,0
acima de 51,0 a 76,0	6,0	4,0
acima de 76,0 a 102,0	6,0	5,5
acima de 102,0 a 127,0	6,0	6,0
Acima 127,0	8,0	8,0

Fonte: ADAPTADO DA NORMA ASME VIII DIV. 1 2019 PELO AUTOR (2021)

- Os tópicos UW-51 e UW-52 tratam dos exames de radiografia de juntas soldadas na parte de execução dos exames, trazendo os requisitos e a especificação da necessidade de consulta na Seção 5, artigo 2 do ASME.

2.4.2 ASME 2019 Seção IX - Qualificação Para Processo de Soldagem, brasagem e fusão e operadores de soldagem, brasagem e fusão

Para o trabalho estudado, a construção do vaso de pressão foi realizada por soldagem, então neste tópico da dissertação será abordado o procedimento e qualificação para a construção do vaso.

A parte do ASME Seção IX que traz esse ponto da construção por soldagem é a QW, dividida pela QW-100, que são os requisitos gerais de soldagem:

- As regras nesta Parte se aplicam à preparação de Especificações de Procedimento de Soldagem (EPS), a qualificação de procedimentos de soldagem, soldadores e operadores de soldagem para todos os tipos de processos manuais e de máquina de soldagem permitidos nesta Parte. Estas regras também podem ser aplicadas, na medida em que sejam aplicáveis, a

outros processos de soldagem manual ou mecanizada permitidos em outras Seções.

O QW-200 trata das qualificações dos procedimentos de soldas que a organização deve elaborar na Especificação de Procedimento de Soldagem (EPS). A EPS elaborada deve descrever todas as variáveis essenciais, não essenciais e, quando necessário, suplementares para cada processo de soldagem usado na EPS. Essas variáveis são listadas para cada processo no QW-250 e são definidas no Artigo IV, no QW-400 nos dados de soldagem. Para a elaboração da EPS é necessário ter os seguintes conceitos conforme mostra o ASME:

- Variável Essencial: são aquelas em que uma mudança, conforme descrito nas variáveis específicas, é considerada como afetando as propriedades mecânicas da soldagem, e deve requerer a requalificação do EPS.
- Variáveis essenciais suplementares são necessárias para metais para os quais outras seções especificam testes de tenacidade e são adicionais as variáveis essenciais para cada processo de soldagem.
- Variável não Essencial: são aquelas em que uma alteração, conforme descrito nas variáveis específicas, pode ser feita na EPS sem requalificação.

O artigo IV no ASME IX 2019, na parte QW-400 trata das variáveis de solda na elaboração e alteração da EPS. De acordo com processo de solda escolhido, como: Soldagem com chama (OFW), Soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido (SMAW), Soldagem a arco submerso (SAW), Soldagem MIG/MAG (GMAW), soldagem com arame tubular (FCAW), Soldagem TIG (GTAW), Soldagem plasma (PAW), Soldagem eletroestática (ESW), Soldagem eletrogás (EGW), Soldagem por feixe de elétrons (EBW), Solda prisioneiro ou pino (conhecida como Stud Welding), Soldagem por Fricção por Inércia e Movimentação Contínua, Soldagem por resistência, Soldagem a laser (LBW), Soldagem instantânea, Soldagem por difusão (DFW) e Soldagem por fricção e mistura mecânica (FSW).

Conforme mostra o QW-250 do ASME IX, para processo de solda mencionado, há uma tabela com as variáveis de solda essencial, não essencial e suplementar essencial. Conforme dito acima, a parte QW-400 descreve que cada variável de soldagem é aplicável como uma variável essencial, essencial suplementar ou não essencial para a qualificação do procedimento quando referenciada no QW-250 para cada processo de soldagem específico. A mudança de um processo de soldagem para

outro é uma variável essencial e requer requalificação. Para elaboração da especificação de solda (EPS), o artigo IV do ASME IX mostra o que deve ser considerado para a preparação para o procedimento de solda.

2.5 Vaso Pressão Interno

O vaso de pressão interno é o tanque de armazenamento do produto, esse é o tanque que suporta a pressão do fluido e como trata-se de produto criogênico, trabalha também a baixíssima temperatura. A temperatura de projeto é de $-196,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

O vaso de pressão é construído por meio de soldagem, onde se une corpo e tampos por processos conforme a norma ASME VIII Div.1 (2019).

A escolha do material para fabricação desse vaso é importante, principalmente por trabalhar a baixa temperatura. Aços austeníticos, aços inoxidáveis, aços de níquel duplamente normalizados e revenidos de grão fino, cobre, titânio e alumínio são materiais excelentes para temperatura criogênica (RAO, 2018). Para o projeto elaborado, foi escolhido o aço inoxidável dos Tipos 304 e 316.

O projeto para a fabricação foi elaborado conforme a norma ASME VIII Div.1 (2019), a pressão de trabalho especificada é de $1,8\text{ MPa}$ ($18,3\text{ kgf/cm}^2$), a temperatura máxima de projeto é de $50,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e como trata-se de um tanque criogênico, a temperatura mínima do metal especificada é de $-196,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Conforme dito no ASME VIII Div.1 (2019), a soldagem dos aços inoxidáveis deve ser testada por teste de Impacto *Charpy*, onde o teste é feito nas temperaturas especificadas mais baixas do projeto, no caso deste é $-196,0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

No caso do projeto do vaso de pressão estudado, como ele possui um revestimento chamado de Tanque Externo, entre esses dois vasos existe um espaço anular e nesse meio existe vácuo total para proteger o vaso interno da temperatura ambiente, evitando grandes trocas térmicas e a evaporação do fluido dentro do tanque interno. Dessa forma, conforme especificado pelo ASME VIII Div. 1 (2019), para obter-se o vácuo total, necessita da condição que a pressão absoluta interna é $0,0\text{ psi}$ e a pressão absoluta externa no vaso é de $15,0\text{ psi}$. Dito isso, para a pressão de projeto do tanque acrescenta $15,0\text{ psi}$ ($0,1\text{ MPa}$) na pressão de trabalho do vaso, sendo utilizado para o cálculo uma pressão de $1,9\text{ MPa}$ ($19,4\text{ kgf/cm}^2$).

O tratamento térmico em vasos de pressão pela norma ASME VIII Div.1 (2019) é exigido nas seguintes situações abaixo e cada condição deve ser analisada de acordo com os requisitos de cada projeto:

- Matéria prima do vaso conforme especificado no UG-85;
 - Após a conformação conforme UG-79;
 - A necessidade de tratamento térmico pós-soldagem conforme UW-10;
- nas condições acima, encaminha as análises para a Subseção “C” explicada no item 2.4.1 desse trabalho.
- Devido ao tipo de serviço (produto) que o vaso vai armazenar ou transportar, conforme UW-2.

No caso do material aço inoxidável austenítico utilizado para o vaso de pressão desse trabalho, nenhum dos casos acima se enquadra para aplicação do tanque estudado, portanto, não é necessário nenhum tratamento térmico no equipamento (antes e depois do processo de soldagem).

2.5.1 Material do Vaso de Pressão

Os aços inoxidáveis são classificados por sua estrutura cristalina como os aços inox: ferríticos, austeníticos, martensíticos, duplex ou endurecido por precipitação. Os aços inox austeníticos apresentam diversas variações em suas composições de ligas e grande variação em suas aplicações. Assim, diversos vasos de pressão são fabricados com aço inox austenítico, principalmente para armazenagem de gás natural líquido, nitrogênio líquido, oxigênio líquido, argônio líquido e hidrogênio líquido (LU, 2018; HUI, 2018; GONG, 2018).

Para o projeto do vaso de pressão foi considerado o aço austenítico do Tipo 304 (ASME SA-240 304).

Os aços inox austeníticos são adequados para aplicações criogênicas, pois mesmo a temperaturas muito baixas, como a $-269,0\text{ °C}$, eles permanecem duros e dúcteis (SANGHVI, 2021; PATEL, 2021; RANGNEKAR, 2021; RANE, 2021).

2.5.2 *Cold-Stretching* – Appendix 44 ASME VIII Div. 1

O aço inox austenítico é um dos aços mais utilizados para a fabricação dos vasos de pressão criogênicos, principalmente pelo crescimento da utilização de nitrogênio líquido, oxigênio líquido, gás natural liquefeito, argônio líquido e hidrogênio líquido (LU, 2018; HUI, 2018; GONG, 2018).

A tensão de escoamento e resistência a tração por ser relativamente baixa comparada aos aços de carbono especiais (como SA-517 Gr. B e SA-612), que resulta em uma espessura do corpo e tampo mais grossos e um vaso de pressão mais pesado, conseqüentemente, mais caro. Devido as grandes variações e vantagens que os aços de austeníticos apresentam em suas composições, a tecnologia do *cold-stretching* vem sendo empregado nas fabricações dos vasos de pressão criogênicos, que permite a produção de um aço com capacidade de deformação plástica, aumentando sua tensão de escoamento, melhorando o desempenho mecânico do material. Os aços inox austeníticos apresentam um considerável endurecimento do trabalho após deformação, mantendo as características do material. Uma deformação de poucos por cento (0,1%) dará ao vaso uma melhoria considerável e homogênea da resistência ao escoamento, e a espessura da parede pode ser bastante reduzida. A deformação plástica de 10% é possível com aços tendo um alongamento na fratura de pelo menos 35% na condição tratada termicamente. A alta taxa de endurecimento por deformação austenítica pode ser utilizada pelo *cold-stretching* de vasos de pressão criogênica. Dessa forma, o estiramento é realizado pressurizando o vaso acabado a uma pressão conhecida para produzir a tensão necessária que, por sua vez, dá a quantidade necessária de deformação plástica para suportar a carga de pressão (ZHENG, 2011; GUO, 2011; MIAO, 2011; XU, 2011; YANG, 2011; YE, 2011; LI, 2011; WU, 2011; YANG, 2011).

O *cold-stretching* é tratado pelo ASME VIII Div.1, através do Appendix 44, onde menciona as diretrizes do projeto, fabricação e procedimento do teste para vasos de pressão fabricados com aço inox austenítico. Como o aço utilizado para o projeto foi o SA-240 304, segundo a norma ASME VIII Div.1 Apeendix 44, a tensão admissível para esse material atinge 270,0 MPa após a deformação pelo *cold-stretching*. No material original em comparação, por exemplo, a tensão admissível é de 138,0 MPa conforme mostra a Tabela 5.

2.5.3 Requisitos Procedimento *Cold-Streching Appendix 44 ASME VIII Div. 1*

Conforme requisitos no ASME VIII Div.1 2019, para aplicar o *cold-streching* no vaso de pressão estudo é necessário:

- A espessura da parede do vaso não pode ser maior que 30,0 mm.
- A temperatura mínima do metal de projeto (MDMT) não deve ser menor que -196,0 °C.
- A temperatura máxima do projeto não deve exceder 50,0 °C.
- A resistência à tração mínima especificada do metal de adição de solda usado na construção não deve ser inferior à resistência à tração mínima especificada para os metais de base da junta soldada.
- Bocais do vaso e aberturas devem ser projetados usando as regras da Divisão 1 Seção VIII e aplicando os valores de tensão permitidos especificados na Seção II, Parte D do ASME.
- As regras são válidas somente para a pressão interna do vaso de pressão.
- O tamanho dos bocais não deve ser maior que o diâmetro nominal de 150,0 mm, exceto se for no centro do tampo, que não pode ser maior que 200,0 mm
- Todas as juntas de solda da Categoria A devem ser do modelo número 1 (conforme Tabela 1). Todas as juntas de solda da Categoria B devem ser do modelo número 1 ou modelo número 2.

2.5.4 Procedimento - *Cold-Streching Appendix 44 ASME VIII Div. 1*

2.5.4.1 Requisitos de exame de impacto

Conforme o Appendix 44 do ASME VIII Div.1, para os vasos de pressão que é realizado o *cold-stretching*, não é necessário teste de impacto para os materiais base inox austeníticos de acordo com o Appendix 44. Os ensaios de impacto para os vasos de pressão em produção não são exigidos para vasos construídos de acordo com o Appendix 44.

Já para o procedimento de solda, a qualificação do procedimento de Soldagem deve ser conduzida de acordo com a Seção IX (mostrado no item do 2.3.2). Quando o MDMT está abaixo -48,0 °C, a Qualificação do procedimento de soldagem deve incluir testes de impacto das juntas soldadas nas zonas afetadas pelo calor feitos de

acordo com UG-84 do ASME e com os requisitos de UHA-51 em MDMT do ASME. Os corpos de prova de impacto devem ser testados de acordo com a chapa do *cold-stretching*. A chapa soldada deve ser a *cold-stretching*, com a tensão de tração na junta soldada igual ou maior que 1,5 vezes a tensão de projeto permitido pelo *Appendix 44* (ASME VIII Div.1, 2019).

2.5.4.2 Teste Hidrostático – Procedimento *Cold-Stretching*

Conforme requisitos no ASME VIII Div.1 2019, nas etapas para aplicação do *cold-stretching*, deve ser feito:

- Encher o vaso com água, garantindo o enchimento completo. Deixar o vaso com as aberturas de ventilação abertas por pelo menos 15 minutos para permitir que qualquer ar dissolvido na água escape. Após a ventilação, deve ser preenchido o vaso completamente e deve ser fechada as aberturas.
- Antes de aplicar o *cold-stretching* (pressão no vaso), a circunferência de todas as partes do vaso deve ser medida onde o maior aumento na seção transversal é esperado. Todas as medições devem ser feitas com instrumentos que foram calibrados com uma precisão de $\pm 0,05\%$. Isso deve ser usado para estabelecer um valor dimensional de linha de base. A taxa de deformação durante a operação de *cold-stretching* deve ser calculada em toda a circunferência. Alternativamente, a taxa de deformação também pode ser determinada registrando o tempo, a pressão e o alongamento da circunferência.
- A pressão deverá ser aumentada até que a pressão especificada seja alcançada. A pressão especificada deve ser mantida até que a taxa de deformação calculada caia para menos de $0,1\%/h$.
- O tempo mínimo de espera sob a pressão especificada não deve ser inferior a 1 hora, exceto quando o diâmetro do vaso seja menor que 2000,0 mm, que pode ser 30 minutos, a não ser que a taxa de deformação seja $0,1\%/h$ nos últimos 15 minutos.
- A taxa de deformação calculada deve ser determinada por medições repetidas ou contínuas da circunferência enquanto o vaso está sob a pressão especificada. A taxa de deformação máxima exigida de $0,1\%/h$ deve ser atendida durante a última meia hora.

- A operação do *cold-stretching* substitui o teste hidrostático especificado no UG-99 do ASME VIII Div.1.

2.6 Vaso Externo

O vaso externo tem como característica reter o vácuo que fica entre ele e o tanque interno. Além de ser projetado para resistir ao vácuo, o vaso externo limita a transferência de calor entre o meio externo e o vaso interno que armazena o produto a temperatura muito baixa, mínima de $-196,0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os acessórios externos são localizados no Vaso externo, desde os pés de sustentação e os demais acessórios necessários para a operação do equipamento.

O material especificado para esse vaso é o aço carbono e é muito importante que no projeto do vaso externo não tenha contato com as partes frias do equipamento.

O vaso foi projetado para resistir aos impactos, caso ocorra, na operação ou transporte. O material desse tanque não se pode deformar, pois caso danifique, podem ocorrer vazamentos e prejudicar o vácuo interno, dessa forma, comprometer o funcionamento do equipamento.

2.7 Tubulação

A tubulação interliga os vasos interno e externo, ela tem a função de conectar os vasos para descarregamento e carregamento do produto. No projeto das tubulações é tomado todo cuidado para evitar o máximo de troca térmica entre o meio externo e o tanque interno, sendo considerada a parede mais fina possível nos cálculos.

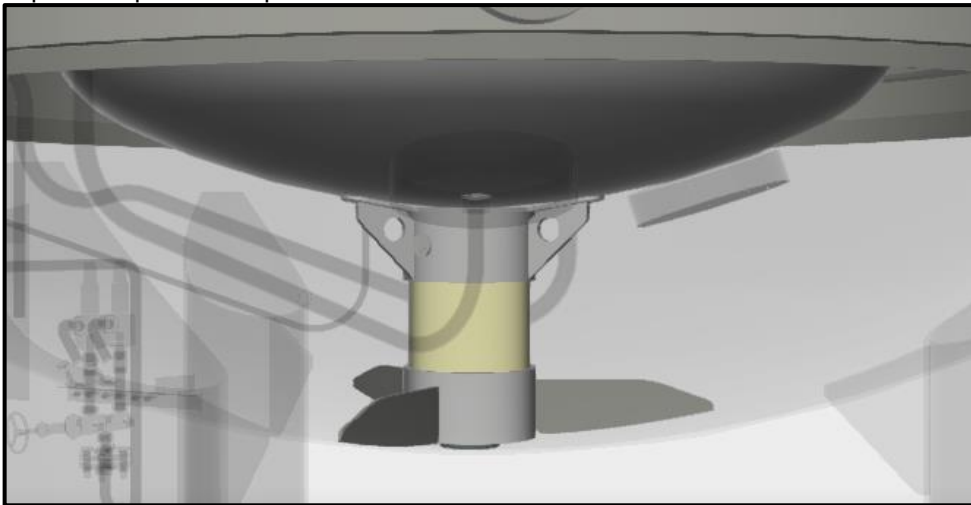
2.8 Sustentação pelo Tubo Epóxi com Filamento de Fibra de Vidro

Entre os Vasos de Pressão Interno e Externo, a sustentação não é feita através de suportes metálicos devido à alta taxa de transferência de calor entre as partes, como já dito acima, o vaso interno opera a $-196,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ e o tanque externo fica em temperatura ambiente.

A fim de evitar essa alta troca térmica, para a sustentação do vaso interno é utilizado um tubo epóxi com filamento de fibra de vidro, devido a sua baixa

condutividade térmica e a alta resistência mecânica, principalmente trabalhando na compressão. Dessa forma, mantendo o sistema criogênico rígido, minimizando o fluxo de calor do ambiente externo a temperaturas criogênicas (REED, 1994; GOLDA, 1994). Na Figura 6, tem-se o modelo do apoio do suporte, onde as dimensões mecânicas do tubo são o diâmetro externo com 200 mm e diâmetro interno com 140 mm.

Figura 6 - Apoio tanque Tubo Epóxi com Filamento de Fibra de Vidro

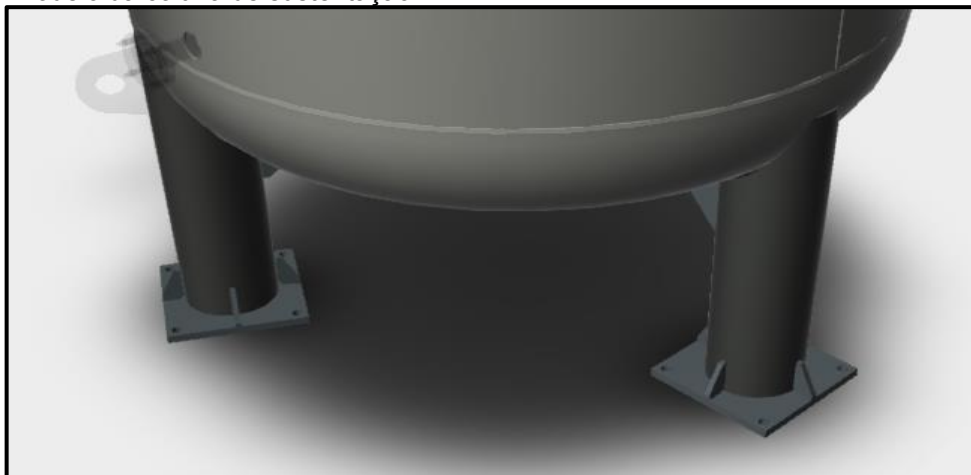


Fonte: AUTOR (2021)

2.9 Coluna de Sustentação

Para sustentar o equipamento ao solo, foi projetada uma coluna de sustentação, que tem a base fixada para ser a base civil do cliente e as colunas ligadas da base ao tampo do tanque externo. Na Figura 7, o modelo das colunas:

Figura 7 - Modelo da coluna de sustentação

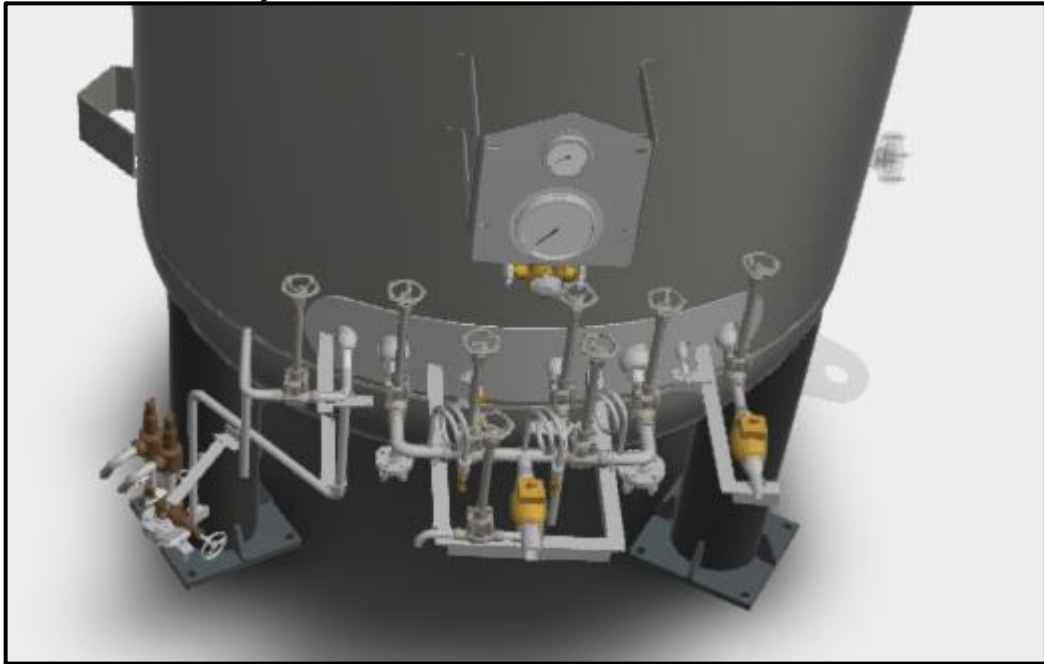


Fonte: AUTOR (2021)

2.10 Válvula Operação

Para fazer todo processo de carga e descarga do tanque criogênico, é instalado todo o sistema de instrumentação com as válvulas de operação do equipamento. Na Figura 8, o modelo de instalação das válvulas:

Figura 8 - Modelo de instalação de instrumentos



Fonte: AUTOR (2021)

2.11 Dimensionamento do Vaso Pressão Criogênico

O Vaso de Pressão Criogênico foi projetado conforme os dados abaixo:

- Capacidade do vaso = 5,0 m³;
- Pressão de Trabalho = 1,8 MPa (18,3 kgf/cm²);
- Pressão de Projeto = 1,9 MPa (19,4 kgf/cm²);
- Temperatura de operação = -196,0 °C;
- Temperatura de projeto = 50,0 °C;
- Norma de Projeto = ASME VIII Div.1 2019;
- Fluido = Criogênico (Oxigênio, Argônio e Nitrogênio);
- Material Vaso = ASME SA-240 304;
- Teste Hidrostático = 2,9 MPa (29,6 kgf/cm²);
- Teste = *Cold-Streching* conforme ASME VIII Div.1 2019.

Nos próximos tópicos foi mostrado o memorial com as dimensões do Vaso de Pressão Criogênico.

2.12 Simulação – Elementos Finitos

2.12.1 Conceito - Elementos Finitos

O método de elementos finitos (FEM), ou análise de elementos finitos (FEA), é baseado na ideia de construir um objeto complicado com blocos simples, ou, dividir um objeto complicado em peças menores e gerenciáveis. Com cada vez mais peças menores, esses objetos parecem ser mais realistas. Em termos matemáticos, trata-se simplesmente da utilização do conceito de limite, ou seja, aproximar ou representar um objeto liso com número finito de peças simples e aumentar o número dessas peças para melhorar a precisão dessa representação (CHEN, 2015; LIU, 2015).

Os computadores revolucionaram a prática da engenharia. O projeto de um produto que antes era feito à mão, foi substituído pelo desenho auxiliado por computador (CAD). A análise de um projeto costumava ser feita por cálculos manuais e muitos dos testes foram substituídos por simulações de computador usando *software* de engenharia auxiliado por computador (CAE). Juntos, CAD, CAE e manufatura auxiliada por computador (CAM) mudaram o cenário da engenharia. Por exemplo, um carro que costumava levar de cinco a seis anos do projeto ao produto, agora pode ser produzido a partir do projeto conceitual até a fabricação em um ano, usando as tecnologias CAD / CAE / CAM. Entre todas as ferramentas computacionais para CAE, o FEM é o método mais amplamente aplicado ou uma das mais poderosas “calculadoras” modernas disponíveis para os profissionais de engenharia. A FEA oferece uma maneira de verificar virtualmente o projeto de um produto. Ele ajuda os usuários a entenderem seus projetos e implementarem mudanças apropriadas no início do processo de desenvolvimento do produto. A adoção do FEA no ciclo de projeto é impulsionada pela pressão do mercado, uma vez que traz muitos benefícios que ajudarão as empresas a fazerem produtos melhores com custos de desenvolvimento e tempo de colocação no mercado reduzidos (CHEN, 2015; LIU, 2015).

O FEM pode ser aplicado na solução de modelos matemáticos de muitos problemas de engenharia, desde a análise de tensões de estruturas de treliça e

pórticos ou máquinas complicadas, até respostas dinâmicas de automóveis, trens ou aviões sob diferentes cargas mecânicas, térmicas ou eletromagnéticas. Existem inúmeras aplicações de elementos finitos em indústrias, variando de automotivo, aeroespacial, defesa, produtos de consumo e equipamentos industriais para energia, transporte e construção. As aplicações da FEA também foram estendidas à ciência dos materiais, engenharia biomédica, geofísica e muitos outros campos emergentes nos últimos anos.

Algumas das análises possíveis utilizando o FEA:

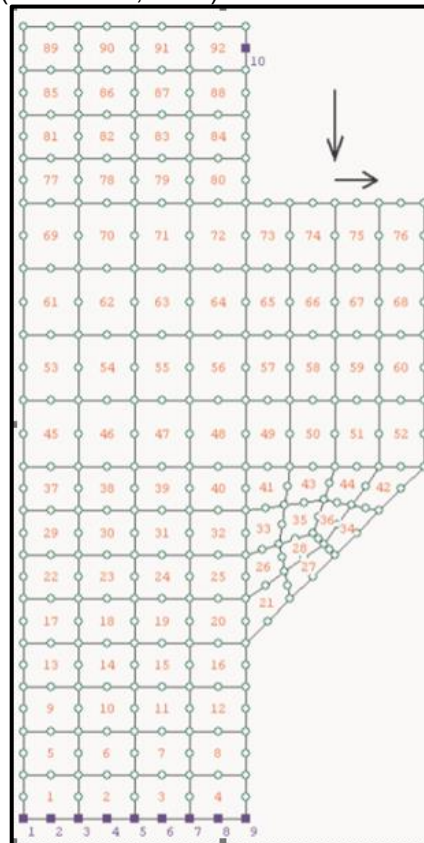
- Análise estrutural, estático e dinâmico (é que está sendo utilizado neste trabalho);
- Transferência de Calor;
- Fluxo de fluido, análise perda de carga e vazão;
- Análise Eletrostática e Eletromagnética.

O método de elementos finitos subdivide a região ou estrutura em análise de pequenos elementos, estes podem ser triangulares ou quadrados, e ainda segundo o método, todos eles estão interligados um ao outro por meio nós e, conforme um único elemento reage a sua excitação recebida, ele propaga esta reação ao próximo elemento e assim sucessivamente, até se obter um resultado convergido para a análise desejada.

Como exemplo para ilustração, na Figura 9 tem-se 92 elementos finitos sendo cada um destes definidos por 8 nós além de mais 10 nós que representam a conexão com o meio externo. As setas indicam ainda as considerações de forças aplicadas a peça em questão.

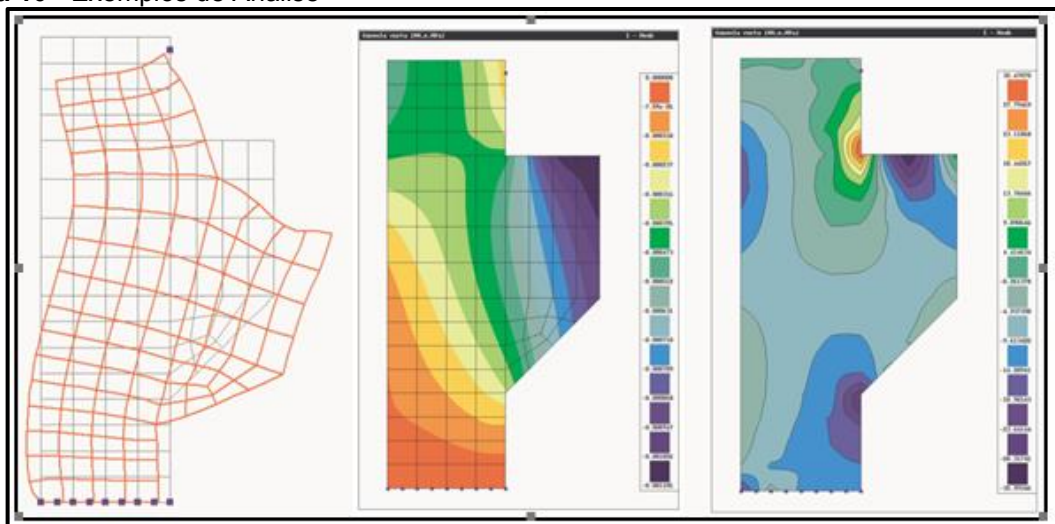
Na figura 10 tem-se 3 possíveis análises de se obter por meio de *softwares* computacionais. Para o presente estudo de caso, o *software* escolhido foi o “ANSYS Workbench”, pois sabe-se que é amplamente utilizado no mercado de trabalho, passando segurança e credibilidade nos resultados apresentados.

Figura 9 – Estrutura de Análise (AZEVEDO, 2003)



Fonte: AZEVEDO (2003)

Figura 10 - Exemplos de Análise



Fonte: AZEVEDO (2003)

Antes de iniciar qualquer análise de elementos finitos, é necessário ter um planejamento do projeto a ser feito e o tipo de resultado que é desejado para evitar perda de tempo durante a execução da atividade. As etapas de um planejamento de uma análise estrutural devem ser elaboradas (ALVES FILHO, 2000):

- Definir os objetivos da análise estrutural;

- Modelar a estrutura necessária para simulação;
- Definir os pontos de restrição e cargas;
- Estimar as expectativas do comportamento da análise;
- Definir a malha correta de acordo com a estrutura;
- Verificar o modelo em elementos finitos construído;
- Levantar a análise pelo método dos elementos finitos;
- Analisar os resultados obtidos comparando com a expectativa do comportamento da análise;
- A estrutura não atingindo o resultado esperado, a modelagem deve ser modificada de acordo com a expectativa esperada e refazer a análise.

O método dos elementos finitos simula as condições de carregamento em uma determinada peça/equipamento modelado e gera respostas de acordo com condições proposta durante a análise:

- Modelagem da peça/equipamento usando blocos construtivos discretos;
- Cada elementos tem equações exatas que demonstra a resposta de acordo com os carregamentos. Sendo assim, o resultado de todos os elementos do modelo gera a resposta.

2.12.2 Análise pelo *software* Ansys - Elementos Finitos

Existem vários *softwares* que apresentam as soluções FEA junto com as ferramentas CAD CAE. Para esse trabalho está sendo utilizado o *ANSYS Workbench*, que é uma ferramenta muito utilizada por diversos engenheiros e é perfeita para fazer a análise do Vaso de Pressão Criogênico.

A plataforma *Ansys Workbench* oferece conexão bidirecional para os principais sistemas CAD. O ambiente *Workbench* é voltado para melhorar a produtividade e facilidade de uso entre as equipes de engenharia, onde apresenta diversas aplicações na engenharia, permite o trabalho com peças e conjuntos em todas as condições de contorno necessárias, como por exemplo: carregamentos, fixações, contato entre componentes, elementos de fixação etc. (CHEN, 2015; LIU, 2015).

Com isso, pode-se deduzir que o principal objetivo do *ANSYS* é propiciar uma redução no tempo necessário para o lançamento de um produto, através da redução do tempo gasto com protótipos físicos, uma vez que pode ser considerado uma análise

estrutural por meio do *software* como sendo um protótipo virtual. Isto minimiza os custos, agregando confiabilidade.

Na metodologia desse trabalho é mostrado como utilizar o *Ansys* para a análise dos elementos finitos dentro do estudo proposto, sendo mostrado os passos para gerar os resultados da modelagem gerada.

2.13 PV-Elite Software para projeto de vaso de pressão

Busca otimizar os projetos na engenharia, diminuindo o tempo e aumentando a qualidade dos resultados. O PV-Elite apresenta a solução para o projeto, análise e avaliação de vasos de pressão. O *software* traz códigos para utilizar o cálculo conforme ASME VIII Divisão 1, considerando o vaso de pressão inteiro, todas as regras de espessura das paredes e os requisitos de análise de vaso de pressão. O projeto no PV-Elite do vaso de pressão pode ser feito facilmente, dimensionando o casco de corpo, abertura que necessite de reforço em vaso sob pressão interna, o metal removido deve ser substituído pelo metal de reforço. Além de fornecer a área de reforço, devem ser fornecidas soldas adequadas para fixar o metal de reforço e as tensões induzidas devem ser avaliadas. (VYAS, 2013; KUMBHANI, 2013).

2.14 Principais referências para elaboração da dissertação

Os trabalhos abaixo destacam as principais referências utilizadas para elaboração dessa dissertação. Em cada tópico é realizado a abordagem relevante de cada artigo ou dissertação, destacando o porquê de eles terem sido importantes para o trabalho estudado:

- **Características de crescimento de trinca por fadiga do aço inoxidável austenítico para vasos de pressão em *cold-stretching* em temperaturas criogênicas (CHOIL, 2016; KIM, 2016)**, a relevância desse trabalho mostra o comportamento estático e a fadiga de aço inoxidável austenítico 304 de um vaso de pressão aplicado o *cold-stretching* de acordo com o código ASME. Ainda compara as propriedades mecânicas e o comportamento à fadiga de aço inoxidável 304 nas condições do teste *cold-stretching*, sendo realizados os ensaios de tração e de crescimento de trinca por fadiga, que foram realizados em

temperatura ambiente e criogênica. Os vasos de pressão criogênicos com a tecnologia *cold-stretching* em aços inoxidáveis austeníticos são usados cada vez mais para a fabricação de vasos criogênicos, tendo vantagens em relação aos convencionais, com espessuras de paredes finas e peso leve, mas devido às temperaturas criogênicas, é importante entender os comportamentos mecânicos e os carregamentos de tensões nas partes críticas do vaso de pressão. Esse trabalho foca nesses aspectos devido a esses motivos.

- **Investigação sobre comportamentos mecânicos do *Cold-Stretching* e vasos de pressão de aço inoxidável austenítico estiramento criogênico (LU, 2015; HUI, 2015)**, este artigo destaca a investigação sobre os comportamentos mecânicos do *cold-stretching* e vasos de pressão de aço inoxidável austenítico durante a temperatura de trabalho. A investigação foi feita com base em testes de laboratório em tração de uma amostra do aço inoxidável austenítico S304403, na temperatura de 20,0 °C, que é a temperatura em que se realiza o teste *cold-stretching*, e na temperatura de -196,0 °C, que é a temperatura em que ocorre o trabalho criogênico, comparando os dados de transformação das propriedades dos materiais e plasticidade. O método de elementos finitos foi empregado para analisar as tensões e deformações no processo do *cold-stretching*, e com a simulação foi possível colher resultados aproximados da realidade.
- **Projeto e Análise de Vaso Pressão Criogênico (SEELI, 2016)**, este trabalho apresenta o projeto e análise de um vaso de pressão criogênico estacionário, mostrando os componentes que possui um vaso criogênico e sua estrutura, demonstrando as diferentes formas de projetar um vaso de pressão, como as normas ASME VIII Div. 1 e 2, PD 5500 (código Britânico), AD Merkblatter (código Alemão) e IS 2825 (código Indiano). O dimensionamento do vaso é feito de acordo com o código ASME VIII Div. 1, mostrando o passo a passo dos métodos de cálculos analíticos. A análise é feita utilizando o método de elementos finitos, seguindo as regras do ASME VIII Div. 2, comparando dois vasos com materiais de ligas diferentes (alumínio 5083 e liga de níquel cobre 400).

- **Projeto e Análise de Vaso Pressão Criogênico (SANGHVI, 2021)**, este trabalho mostra a metodologia de projeto e análise de um vaso de pressão criogênico estacionário, apresentando a definição da criogenia e a aplicação de vasos de pressão desse tipo de equipamento. Também é mostrado todos os componentes que constituem um vaso criogênico e a estrutura que ele possui, abordando os diferentes tipos de isolamento a vácuo que podem ser empregados nesses tipos de equipamentos e explicando cada modelo. Destaca também os materiais que devem ser utilizados nos tanques criogênicos. A metodologia empregada o desenvolvimento do projeto é:
 - Pesquisa sobre vasos de pressão criogênicos;
 - Projeto (utilizando *software* CAD) e Análise tensões e térmicas (*Software* CAE);
 - Fabricação.

Destacando cada fase dos passos acima.

- **Projeto de Vaso Pressão usando o Código ASME VIII Divisão 1 (THAKKAR, 2012)**, este trabalho mostra a importância dos vasos de pressão na sociedade e seus riscos em caso existam falhas em suas operações, reforça a necessidade de realizar um projeto seguro, com materiais e condições que atendam a necessidade de clientes e fornecedores. Trata do projeto do vaso de pressão pelo código ASME VIII Divisão 1, o artigo mostra a história da evolução do código e narra os principais acontecimentos desde 1880, ano de sua criação. Mostra também a história dos vasos de pressão, narrando os principais acontecimentos, como os acidentes, a evolução do aprendizado com esses erros e os avanços das normas empregadas em sua fabricação. Além disso, o artigo mostra os principais tópicos para elaboração de projeto de vaso de pressão conforme ASME VIII Divisão 1, detalhando o dimensionamento do corpo, tampo e bocais dos vasos de pressão.
- **Projeto e Otimização de Vaso de Pressão Criogênico (BALDEVBHAI, 2014)**, o trabalho destaca a evolução da utilização dos fluidos criogênicos nas áreas da engenharia e da ciência, mostrando a importância do projeto de James Dewar em 1892, desenvolvendo o conceito dos vasos criogênicos, sendo considerado um grande avanço na utilização e armazenamento dos fluidos a baixa temperatura. O

artigo apresenta a metodologia para o dimensionamento de um vaso de pressão criogênico, detalhando sua composição como vaso de pressão interno, a jaqueta externa, e o modelo de isolamento a vácuo que será empregado. O vaso de pressão interno é mostrado para o dimensionamento com a norma ASME VIII e mostra para a metodologia de cálculo para a transferência de calor do equipamento. Mostra a metodologia para a seleção do material a ser empregado na construção do equipamento, destacando o resultado e discutindo os valores obtidos.

- ***Cold-stretching* de Vaso de Pressão Criogênico de aços inoxidáveis austeníticos (ZHENG, 2011; GUO, 2011; MIAO, 2011; XU, 2011; YANG, 2011; YE, 2011; LI, 2011; WU, 2011; YANG, 2011)**, o artigo destaca a crescente utilização na sociedade dos gases criogênicos liquefeitos como: nitrogênio, oxigênio, hidrogênio, argônio e gás natural; mais vasos de aços inoxidáveis austeníticos estão sendo utilizados também. Com isso, cresce a importância de desenvolver meios mais econômicos para a fabricação e consumo. O trabalho mostra como é feito o procedimento *cold stretching*, e as vantagens e desvantagens de utilizá-lo em relação ao método convencional (sem *cold stretching*). Mostra também a economia de usar o procedimento e as propriedades mecânicas do material após aplicar o *cold stretching*.
- **Influência do coeficiente de correspondência de resistência de soldagem e *Cold-stretching* na tensão residual de soldagem em aço inoxidável austenítico (LU, 2018; HUI, 2018; GONG, 2018)**, este artigo mostra o estudo de desempenho das juntas soldadas utilizadas na fabricação de vasos de pressão criogênicos fabricados pelo processo de *cold-stretching*, destacando a tensão residual da soldagem, que é o principal fator nos casos de falha do vaso de pressão de aço inoxidável austenítico. Para a elaboração do estudo, foi utilizado a simulação de elementos finitos para obter as tensões residuais para duas chapas soldadas de topo, material S30408, considerando no dimensionamento os efeitos térmicos. Pode ser observado que no processo de *cold-stretching* é possível reduzir o efeito de tensão residual em vários graus. Os resultados experimentais

obtidos pelo ensaio de elementos finitos validaram a confiabilidade da simulação parcial, dando as conclusões no fim do trabalho.

- **Análise de tensões em um Vaso Pressão para fins didáticos (GLYNIADAKIS, 2019; MARTINS, 2019; TOMAZINI, 2019)**, este trabalho demonstra o estudo de análise de tensões em um vaso de pressão de parede fina, com o foco em mostrar o estado bidimensional de tensão. Para o dimensionamento do vaso de pressão foi utilizado a norma ASME VIII Div.1 (2015). O estudo divide-se na abordagem da teoria dos vasos de pressão de parede fina, utilizando extensômetros nos pontos onde se espera as maiores variações no vaso, possibilitando realizar as medidas de tensões e deformações desse tanque; outro ponto é utilizado na abordagem dos elementos finitos do vaso, com isso, pode-se comparar os resultados reais obtidos pela medição de tensão e deformação do vaso de pressão, a análise teórica feita pelas fórmulas da norma utilizada para o dimensionamento do vaso e o resultado obtido pela análise de elementos finitos.
- **Método para calcular curvas de tensão-deformação de baixas temperaturas para aços austeníticos. Análise de tensões em um Vaso Pressão para fins didáticos (DING, 2020)**, o trabalho traz um método de cálculo de curvas tensão-deformação de baixa temperatura de aços inoxidáveis austeníticos. Para elaborar o método de cálculo, foram coletados mais de 15 tipos de aços inoxidáveis austeníticos que estão sendo usados para baixas temperaturas, o material o S30408 é considerado o principal material de pesquisa, sendo realizados vários ensaios de tração para simular suas condições de trabalho conforme descrito acima. Conforme a norma ASME, as curvas tensão-deformação em uma análise de tensão elástica-plástica são calculadas com base no modelo do material e nos valores de propriedades mecânicas, com o padrão fornecido nos padrões de material. Para curvas de tensão-deformação de baixa temperatura de aços inoxidáveis austeníticos, quando as propriedades mecânicas de baixa temperatura em padrões de material são determinadas, os parâmetros do modelo de material de baixa temperatura podem ser calculados com base nas relações empíricas descritas no artigo.

- **Análise de tensão em Vasos de pressão de paredes finas (IBRAHIM, 2015; RYU, 2015; SAIDPOUR, 2015)**, este artigo mostra o conceito de projeto de vaso de pressão de parede finas e como as tensões são desenvolvidas nele. O trabalho mostra como é a definição de um vaso de paredes fina, após isso, demonstra como as tensões circunferenciais e longitudinais agem nos vasos de pressão, e as definições de espessura do vaso conforme as aplicações das tensões nos vasos. Demonstra também como agem as tensões nos vasos na superfície externa e interna. Além disso, mostra as fórmulas de como age as tensões em condições esféricas dos vasos de pressão. Para finalizar, mostra uma análise prática em uma lata de refrigerante, simulando as tensões circunferenciais e longitudinais na lata, assim validando a teoria com a análise prática.
- **Projeto e análise do vaso de pressão (PENDBHAJE, 2011; GAIKWAD, 2011)**, este artigo mostra o método de projeto e análise de vaso de pressão, destacando a importância dos vasos de pressão em várias aplicações e seus riscos caso ocorra a falha, garantindo um equipamento seguro em sua utilização. O projeto foi feito pelo código ASME VIII divisão 2, mostrando também a comparação com a divisão 1 do ASME, detalhando as diferenças entre as duas normas para os projetos de vaso de pressão. A metodologia detalha, além da seleção do código, a escolha do material, a pressão e temperatura de projeto, corrosão permissível do material do vaso, a formulação para definição do corpo, tampo e bocais, a elaboração dos apoios e suportes do vaso de pressão. Foi realizado a simulação de elementos finitos para validar o projeto.

3 METODOLOGIA

Conforme definido no item 1.9, foi mostrado como a estrutura do trabalho foi dividida. No capítulo 2, foi realizado a pesquisa bibliográfica para conceituar toda a teoria para a elaboração da dissertação.

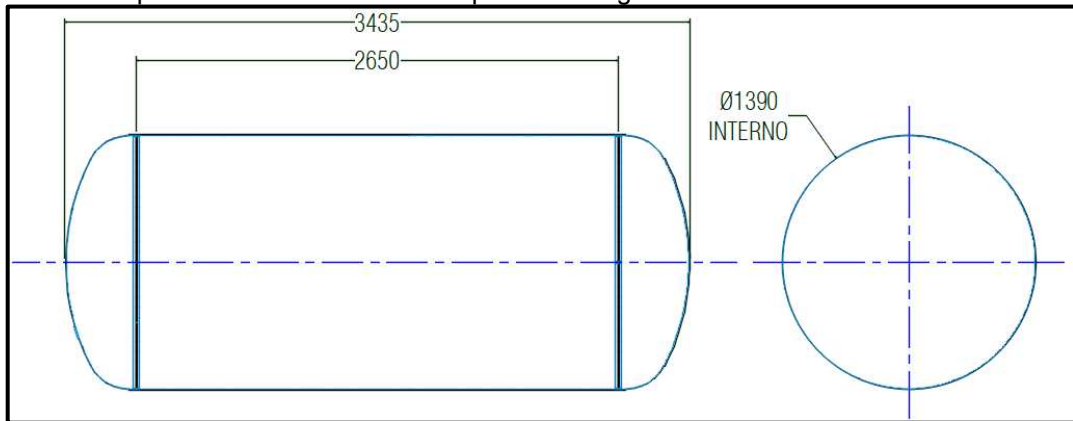
De acordo com o que já foi apresentado, o vaso de pressão é um tanque criogênico estacionário posicionado na vertical com o volume de 5,0 m³, projetado para armazenamento de Oxigênio, Nitrogênio e Argônio. Este vaso será instalado dentro de um hospital e o espaço físico foi dimensionado conforme a área do cliente.

O Vaso de Pressão Criogênico de 5,0 m³ foi projetado conforme a norma ASME VIII Div.1 2019 seguindo os dados abaixo:

- Pressão de Trabalho = $P_t = 1,8 \text{ MPa}$ (18,3 kgf/cm²);
- Pressão de Projeto = $P = 1,9 \text{ MPa}$ (19,4 kgf/cm²);
- Temperatura de operação = $T_o = -196,0 \text{ °C}$;
- Temperatura de projeto = $T = 50,0 \text{ °C}$;
- Fluido = Criogênico (Oxigênio, Argônio e Nitrogênio);
- Material Vaso = ASME SA-240 TP. 304;
- Pressão Teste Hidrostático = $P_{th} = 2,9 \text{ MPa}$ (29,6 kgf/cm²);
- Teste = *Cold-Streching* conforme ASME VIII Div.1 2019.

O vaso de pressão seguiu o dimensionamento conforme espaço físico do cliente. Dessa forma, tem-se os limites dimensionais do equipamento na Figura 11:

- Diâmetro Interno = $D_i = 1390,0 \text{ mm}$;
- Comprimento parte reta = $C_r = 2650,0 \text{ mm}$;
- Comprimento total = $C_t = 3435,0 \text{ mm}$;
- Tampo semielíptico 2:1

Figura 11 – Croqui dimensionais do vaso de pressão criogênico

Fonte: AUTOR (2021)

Para o vaso comunicar-se ao meio externo, ele tem as conexões soldadas no tanque. Na Tabela 4 observa-se a lista dos bocais a serem utilizados no equipamento.

Tabela 4 – Tabela de Bocais

Tabela de Bocais						
Item	Bitola	Diâmetro Externo (mm)	Parede (mm)	Tipo / Classe	Material	
					Especificação número	Tipo / Grau
A	DN 25 (1" SW)	Ø47,0	10,5	Luva Especial Usinada	SA-479	304
B	DN 25 (1" SW)	Ø47,0	10,5	Luva Especial Usinada		
C	DN 8 (1/4" SW)	Ø30,0	7,5	Luva Especial Usinada		
D	DN 8 (1/4" SW)	Ø30,0	7,5	Luva Especial Usinada		
E	DN 20 (3/4" SW)	Ø44,0	11,0	Luva Especial Usinada		
F	DN 15 (1/2" SW)	Ø32,0	5,0	Luva Especial Usinada		
G	DN 50 (2" NPT)	Ø82,0	12,0	Meia Luva Especial Usinada		
H	DN 50 (2" NPT)	Ø82,0	12,0	Meia Luva Luva Especial Usinada		
I	DN 20 (3/4" SW)	Ø44,0	11,0	Luva Especial Usinada		

Fonte: AUTOR (2021)

A estrutura do trabalho foi detalhada dessa forma:

3.1 Propriedade Mecânica do Material do Vaso

Conforme já tratado, o material do vaso selecionado foi o aço austenítico do Tipo 304 (ASME SA-240 304). Para as conexões é o aço austenítico do Tipo 304 (ASME SA-479 304).

A Tabela 5 mostra as propriedades mecânicas dos materiais utilizados na construção do vaso de pressão.

Tabela 5 – Propriedade Mecânica dos materiais adaptado da norma ASME II Parte D 2019

Propriedade Mecânica conforme ASME II Parte D				
Material		Resistência tração (σ_t)	Limite escoamento (σ_e)	Tensão admissível temperatura 50 °C (σ_{adm})
Especificação número	Tipo / Grau			
SA-240	304	515,0 MPa	205,0 MPa	138,0 MPa
SA-479	304	515,0 MPa	205,0 MPa	138,0 MPa

Fonte: ADAPTADO DA NORMA ASME VIII DIV. 1 2019 PELO AUTOR (2021)

O vaso de pressão foi fabricado utilizando o processo de *Cold-Stretching* conforme já abordado nas referências bibliográficas. Utilizando o método, tem-se a tensão admissível do vaso e é acrescentada a tensão admissível do aço austenítico 304 do material do vaso de pressão para σ_{adm} **270,0 MPa**.

Esses valores utilizados para realizar a memória de cálculo do vaso.

3.2 Dimensionamento do Vaso de Pressão método Analítico

Com todos os dados necessário para o dimensionamento do vaso, pode-se elaborar o cálculo do vaso de pressão conforme ASME VIII Div. 1; para este trabalho foi usado a edição 2019 da norma. Nesse tópico, é mostrado o método de cálculo utilizando as 3 subseções: A, B e C, conforme já discutido nas referências bibliográficas.

O vaso estudado pode se dividir no dimensionamento dos seguintes componentes:

- Tamos inferior e superior, modelo semielíptico 2:1;
- Costado (corpo), formato cilíndrico conforme Figura 11;
- Bocais, conforme mostrado na Tabela 4.

Nos próximos sub tópicos, é mostrado como foi feita a análise desses itens.

3.2.1 Dimensionamento do Tampo

A escolha da geometria do tampo de um vaso de pressão interfere no cálculo dele, neste trabalho foi selecionado a geometria semielíptica 2:1.

Conforme demonstrado nas referências bibliográficas, a equação para o dimensionamento dessa geometria é indicada na subseção A, na parte UG-32 da norma. Nesse trabalho, é indicado na equação 7, o tópico referenciado do ASME VIII Div.1. A equação 7 é para determinar a espessura mínima da chapa para a fabricação tampo semielíptico 2:1.

Para utilizar a equação 7, é necessário definir corretamente os valores de cada elemento da fórmula:

D = diâmetro interno do tampo, em mm;

E = eficiência de junta soldada, conforme Tabela 1 desse trabalho, é uma constante;

S = Tensão admissível do material, conforme abordado no item 3.1 nas propriedades mecânicas, em MPa;

P = Pressão de trabalho em MPa.

Conforme croqui demonstrado na Figura 11, tem-se o valor “D” do diâmetro interno do tampo do vaso de pressão:

$$- D = 1390,0 \text{ mm}$$

Já o valor “E” da eficiência de junta soldada pode ser determinado conforme os valores da Tabela 1 desse trabalho, isso dependendo das juntas soldadas. Nesse trabalho, as juntas de montagem do tampo e corpo são soldas de topo, e para otimizar a espessura mínima do material, é radiografia total das juntas, conforme tópico UW-3 (abordado na Figura 5 desse trabalho), UW-11 e UW-51 do ASME VIII Div.1. Dessa forma, tem-se o valor de “E”:

$$- E = 1,0$$

A tensão admissível “S” do material do tampo SA-240 304 utilizado na fabricação do tampo é conforme mostrado no item 3.1:

$$- S = 270,0 \text{ MPa}$$

A pressão de projeto “P”, conforme já discutido é:

$$- P = 1,9 \text{ MPa}$$

Assim tem-se a seguinte montagem para o cálculo do tampo do vaso para determinar a espessura mínima para fabricação do tampo:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} = \frac{1,9 * 1390}{(2 * 270 * 1) - (0,2 * 1,9)} = 4,89 \text{ mm}$$

Os resultados atingidos foram discutidos no capítulo 4.

Outro ponto a ser salientado, é a necessidade de confirmar com o fabricante do tampo qual será a perda de espessura na conformação do tampo devido as transições de raio que ele possui. Dessa forma, tem-se a possibilidade de escolher a melhor espessura para fabricação do vaso.

3.2.2 Dimensionamento do Corpo

A geometria do corpo do vaso de pressão estudado é no formato cilíndrico. Conforme já discutido nas referências bibliográficas, a equação para o dimensionamento dessa geometria é indicada na subseção A, na parte UG-27 da norma. Nesse trabalho, é indicado na equação 5 o tópico referenciado do ASME VIII Div.1. A equação 5 é para determinar a espessura mínima da chapa para a fabricação do corpo cilíndrico do vaso.

Para utilizar a equação 5, é necessário definir corretamente os valores de cada elemento da fórmula:

R = raio interno do corpo cilíndrico, em mm;

E = eficiência de junta soldada, conforme Tabela 1 desse trabalho, é uma constante;

S = Tensão admissível do material, conforme abordado no item 3.1 nas propriedades mecânicas, em MPa;

P = Pressão de trabalho em MPa.

Conforme croqui demonstrado na Figura 11, tem-se o valor “D” do diâmetro interno do corpo do vaso de pressão, para encontrar o raio “R”, é necessário dividir o valor do diâmetro por 2:

$$- R = D/2 = 1390 / 2 = 695,0 \text{ mm}$$

Já o valor “E” da eficiência de junta soldada pode ser determinado conforme os valores da Tabela 1 desse trabalho, isso dependendo das juntas soldadas. Nesse trabalho, as juntas de montagem do tampo e corpo são soldas de topo, e para otimizar a espessura mínima do material, é radiografia total das juntas, conforme tópico UW-3

(abordado na Figura 5 desse trabalho), UW-11 e UW-51 do ASME VIII Div.1. Dessa forma-se, tem-se o valor de “E”:

$$- E = 1,0$$

A tensão admissível “S” do material do tampo SA-240 304 utilizado na fabricação do tampo é conforme mostrado no item 3.1:

$$- S = 270,0 \text{ MPa}$$

A pressão de projeto “P”, conforme já discutido é:

$$- P = 1,9 \text{ MPa}$$

Assim, tem-se a seguinte montagem para o cálculo do corpo cilíndrico do vaso para determinar a espessura mínima para fabricação do casco:

$$t = \frac{PR}{SE + 0,4P} = \frac{1,9 * 695}{(270 * 1) + (0,4 * 1,9)} = 4,87 \text{ mm}$$

Os resultados atingidos foram discutidos no capítulo 4.

3.2.3 Dimensionamento dos bocais

Para dimensionar os bocais para esse vaso, foi levantada toda necessidade de operação do cliente; na Tabela 4 tem-se toda a relação de bocais utilizados no equipamento.

Conforme já abordado nas referências bibliográficas desse trabalho, os tópicos UG do ASME VIII Div.1 2019 tratam das regras gerais para construção do vaso de pressão; no caso de projeto dos bocais desse trabalho, os tópicos UG-36, UG-37, UG-40 e UG-41 abordam as necessidades e requisitos dessa dissertação.

Algumas regras importantes devem ser observadas nas partes descritas no parágrafo acima dentro do ASME VIII Div.1 2019.

- Em relação a forma de abertura (furação) no vaso de pressão para instalação dos bocais, preferencialmente devem ser circulares, elípticas ou oblongas. Para esse projeto foi adotado abertura circulares devido ao diâmetro relativamente pequeno;

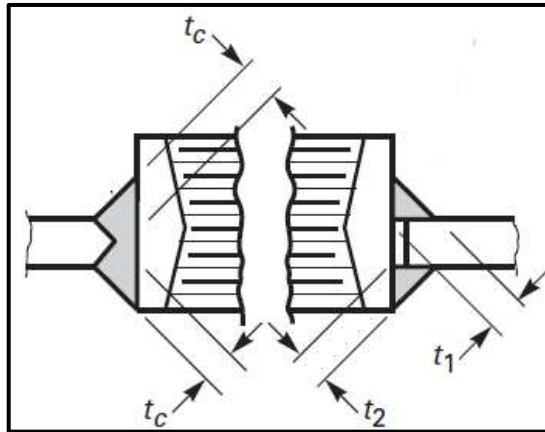
- Os tamanhos de aberturas (furações) máximo para os bocais limitam-se a 510,0 mm ou metade do diâmetro interno do vaso com até 1520,0 mm. Nesse projeto tem-se o diâmetro interno com 1390,0 mm. Na Tabela 6, tem-se o comparativo com os bocais listado na Tabela 4;

- As aberturas (furações) para o tipo de vaso estudado, não requerem reforço conforme listado no UG-37 do ASME VIII Div.1 2019. Para conexões soldadas

conforme é o tipo de bocal projetado para esse vaso de pressão, com diâmetros até 89,0 mm e a espessura a ser soldada até 10,0 mm, ficam livres de cálculos de reforço devido ao pequeno diâmetro do bocal. Na Tabela 6 tem-se o comparativo com o limite máximo descrito no ASME.

O limite de reforço de solda deve respeitar a seção UW do ASME VIII Div.1 onde é a seção que aborda o método de fabricação do vaso de pressão, conforme já abordado na referência bibliográfica. Na Figura 12, tem-se o modelo de solda que foi adotado para o vaso de pressão estudado, conforme demonstrado na Figura, a solda feita no vaso é de penetração total. Os valores (altura de solda) de t_c , t_1 e t_2 não podem ser menores que 6,0 mm ou 0,7 vezes a espessura da chapa do vaso.

Figura 12 – Exemplo imagem do bocal soldado



Fonte: ADAPTADO AUTOR (2021)

Tabela 6 – Dimensionamento do bocal conforme ASME VIII Div.1

Item	Bitola	Diâmetro Externo (mm)	Parede conexão (mm)	Formato	Diâmetro interno do vaso	Espessura parede do vaso	Altura de solda mínima entre o reforço e o vaso conforme Figura 12
A	DN 25 (1" SW)	Ø47,0	10,5	Cilíndrico	1390,0 mm	6,35 mm	6,0 mm
B	DN 25 (1" SW)	Ø47,0	10,5				
C	DN 8 (1/4" SW)	Ø30,0	7,5				
D	DN 8 (1/4" SW)	Ø30,0	7,5				
E	DN 20 (3/4" SW)	Ø44,0	11,0				
F	DN 15 (1/2" SW)	Ø32,0	5,0				
G	DN 50 (2" NPT)	Ø82,0	12,0				
H	DN 50 (2" NPT)	Ø82,0	12,0				
I	DN 20 (3/4" SW)	Ø44,0	11,0				

Fonte: AUTOR (2021)

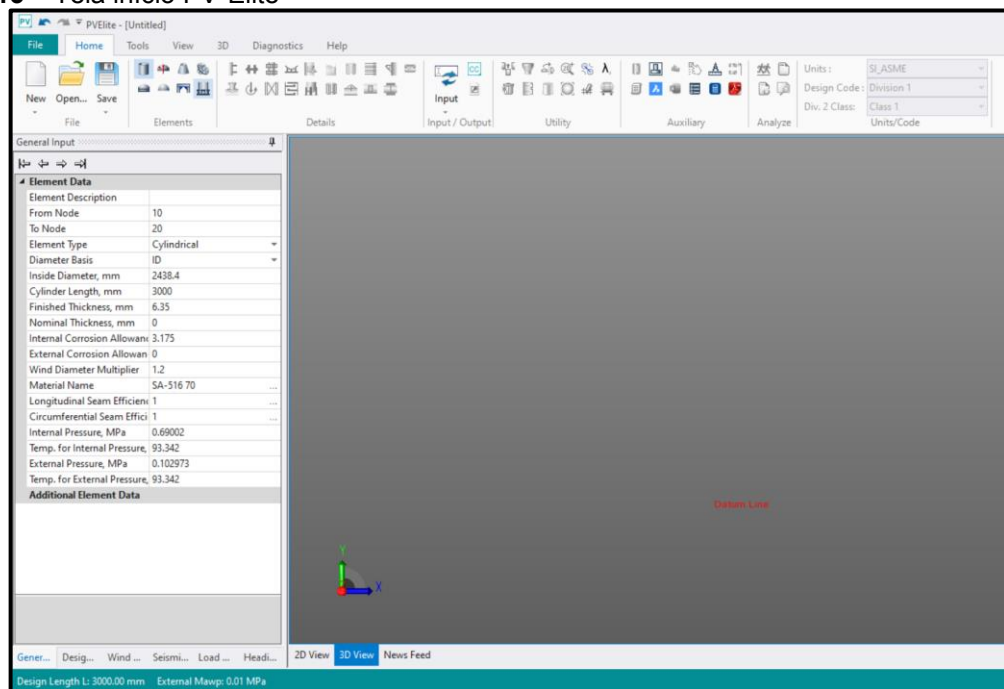
Os resultados atingidos foram discutidos no capítulo 4.

3.3 Cálculo PV-Elite

Um dos *softwares* mais populares para elaboração de cálculo dos vasos de pressão é o PV-Elite. Como todos os *softwares* de engenharia, saber operar o aplicativo e conhecer as normas pertinentes ao dimensionamento do equipamento é primordial. O PV-Elite traz junto com ele algumas normas para calcular os vasos de pressão, e como o objetivo desse trabalho é validar a construção do vaso pela norma ASME VIII Div.1, o cálculo foi feito utilizando a norma pelo *software* proposto.

A versão utilizada foi o PV-Elite 2020, na Figura 13 tem a tela de início do programa:

Figura 13 – Tela início PV-Elite



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Ao iniciar o cálculo, é necessário selecionar a unidade de medida e a norma de projeto. No caso desse trabalho é o ASME VIII Div. 1, na Figura 14 tem-se onde selecionar esses pontos.

Tabela 7 – Dados de Projeto para Vaso de Pressão a ser inserido no PV-Elite

Dados de Projeto		Dados (valores)	Unidade	Restrições de Projeto (Design Constraints)	Observações
Especificação em português	Especificação no PV-Elite				
Pressão de Projeto Interno	Design Internal Press	1,9	MPa	Dados de Projeto de Pressão e Temperatura (Design Pressure and Temperature Data)	Os demais campos dessa parte que não estão aqui não foram selecionados e ficaram zerados para a elaboração do cálculo (ver Figura 14)
Pressão de Projeto Externo	Design External Press	0	MPa		
Temperatura de Projeto Interna	Design Internal Temp	50,0	C		
Temperatura de Projeto Externa	Design External Temp	50,0	C		
Temperatura de Projeto mínima do metal	Min. Des Metal Temperature	-196,0	C	Dados de Projeto diversos (miscellaneous design data)	
Tipo de Construção	Construction Type	Welded	N/A		
Grau de Radiografia	Degree of Rafiography	RT-1	N/A		

Fonte: AUTOR (2021)

Os dados de TH (teste hidrostático) não serão inseridos nesse cálculo, como o vaso de pressão foi testado pelo método *Cold-Stretching*, o PV-Elite não considera esse ponto, já que o vaso foi validado conforme ensaio do *Cold-Stretching* do apêndice 44 do ASME VIII Div.1, conforme já tratado nesse trabalho.

Na Figura 16, mostra-se os campos preenchidos das restrições de projeto no PV-Elite.

Figura 16 – Restrições de Projeto do PV-Elite

Design Constraints	
Design Pressure and Temperature Data	
Design Internal Press, MPa	1.9
Design External Press, MPa	0
Design Internal Temp, C	50
Design External Temp, C	50
User defined MAWP, MPa	0
User defined MAPnc, MPa	0
Additional Ope. Static Press, MPa	0
Pressure Testing Data	
Pressure Test Type	User Entered Pressure
Corroded Pressure Test	
Hyd. Allowable is 90% Yield	
User defined Test Pressure, MPa	0
Pressure Test Position	Horizontal
Least Stress Ratio includes ANSI Flange Stresses	
Compute Maximum Theoretical Test Pressure	
Perform Additional Pressure Test	
Projection from Top, mm	0
Projection from Bottom, mm	0
Projection from Bottom Ope, mm	0
Flange Distance to Top, mm	0
Miscellaneous Design Data	
Design Code	Division 1
Datum Line Options	click to edit
Min. Des Metal (CET) Temperature, C	-196
No UG-20(f) Exemptions	
Construction Type	Welded
Service Type	None
Degree of Radiography	RT-1
Miscellaneous Weight %	click for options
Use Higher Long. Stress	<input checked="" type="checkbox"/>
Consider Vortex Shedding	
No Vortex Shedding for H/D <= 15	
Is this a heat Exchanger	
EN Allowable Stresses are Hydrotest Allowables	
ASME Steel Stack	

Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Com as restrições de projeto e configurações prontas, parte-se para a montagem do vaso no *software*. Utilizando-se os dados de projetos e dimensões geométricas do vaso já mencionados, insere-se os valores nos dados de entrada geral “*General Input*” do *software*. Como boa prática, inicia a configuração do tanque inferior, após ele, o costado e o tanque superior. Em seguida, inclui-se as conexões no vaso de pressão e nas posições pré-determinadas. Na Tabela 8 estão os dados a serem inseridos na entrada geral “*General Input*”.

Tabela 8 – Entrada Geral “General Input” do PV-Elite

Dados de Projeto		Tampo Inferior	Costado	Tampo Superior	Unidade
Especificação em português	Especificação no PV-Elite				
Descrição Elemento	Element Description	TP. INFERIOR	COSTADO	TP. SUPERIOR	N/A
Tipo Elemento	Element Type	Elliptical	Cylindrical	Elliptical	N/A
Diâmetro Base	Diameter Basis	ID	ID	ID	N/A
Diâmetro Interno	Inside Diameter	1390,0	1390,0	1390,0	mm
Face reta do tampo / comprimento cilindro	Straight Flange Length / Cylinder Length	40,0	2650,0	40,0	mm
Espessura finalizada	Finished Thickness	6,35	6,35	6,35	mm
Espessura nominal	Nominal Thickness	0	0	0	mm
Corrosão interna permissível	Internal Corrosion allowance	0	0	0	mm
Corrosão externa permissível	External Corrosion allowance	0	0	0	mm
Multiplicador Vento diâmetro	Wind Diameter Multiplier	0	0	0	mm
Nome material	Material name	SA-240 304	SA-240 304	SA-240 304	mm
Coefficiente de junta longitudinal	Longitudinal Seam Efficiency	1	1	1	mm
Coefficiente de junta circunferencial	Circumferential Seam Efficiency	1	1	1	mm
Pressão Interna	Internal Pressure	1,9	1,9	1,9	MPa
Temperatura para pressão interna	Temp. for Internal Pressure	50,0	50,0	50,0	C
Pressão Externa	External Pressure	0	0	0	MPa
Temperatura para pressão externa	Temp. for External Pressure	50,0	50,0	50,0	C
Relação do tampo	Head Factor	2	N/A	2	N/A

Fonte: AUTOR (2021)

Nas Figuras 17, 18 e 19 estão a imagem das entradas no PV-Elite nos dados geral de entrada do tampo inferior, costado e tampo superior respectivamente.

Figura 17 – Dados de Entrada tampo inferior no PV-Elite

Element Data	
Element Description	TP. INFERIOR
From Node	10
To Node	20
Element Type	Elliptical
Diameter Basis	ID
Inside Diameter, mm	1390
Straight Flange Length, mm	40
Finished Thickness, mm	6.35
Nominal Thickness, mm	0
Internal Corrosion Allowance, mm	0
External Corrosion Allowance, mm	0
Wind Diameter Multiplier	0
Material Name	SA-240 304
Longitudinal Seam Efficiency	1
Circumferential Seam Efficiency	1
Internal Pressure, MPa	1.9
Temp. for Internal Pressure, C	50
External Pressure, MPa	0.103
Temp. for External Pressure, C	50
Additional Element Data	
Head Factor	2
Inside Head Depth, mm	347.5
Sump Head	
Parent Nozzle	
Head is Cold Spun (EN-13445)?	

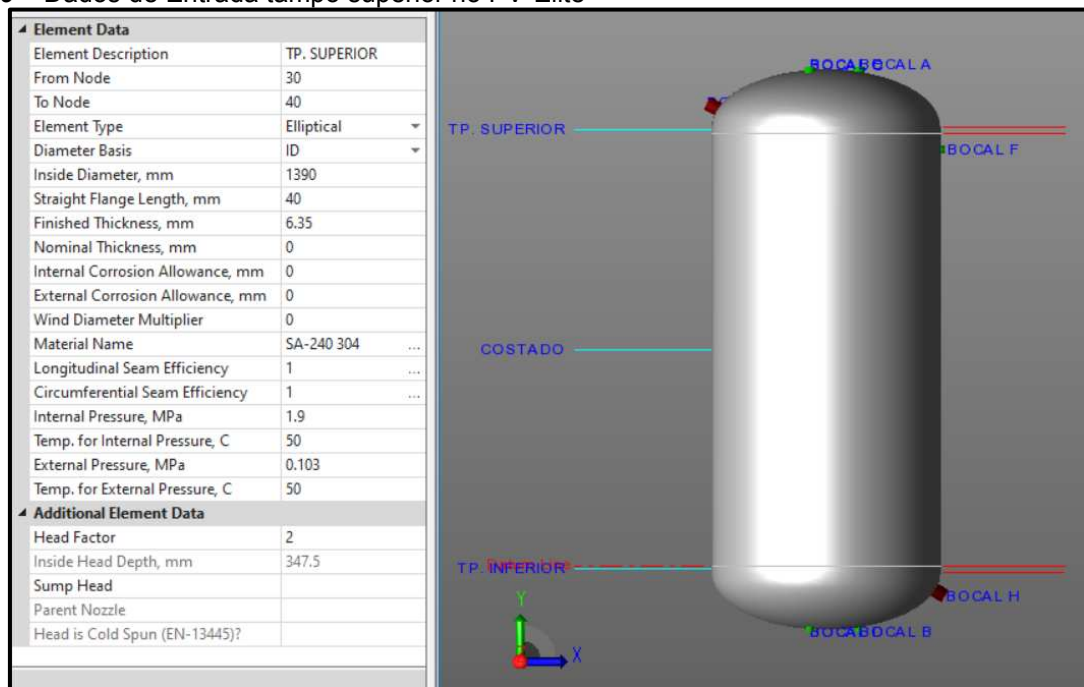
Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Figura 18 – Dados de Entrada Costado no PV-Elite

Element Data	
Element Description	COSTADO
From Node	20
To Node	30
Element Type	Cylindrical
Diameter Basis	ID
Inside Diameter, mm	1390
Cylinder Length, mm	2650
Finished Thickness, mm	6.35
Nominal Thickness, mm	0
Internal Corrosion Allowance, mm	0
External Corrosion Allowance, mm	0
Wind Diameter Multiplier	0
Material Name	SA-240 304
Longitudinal Seam Efficiency	1
Circumferential Seam Efficiency	1
Internal Pressure, MPa	1.9
Temp. for Internal Pressure, C	50
External Pressure, MPa	0.103
Temp. for External Pressure, C	50
Additional Element Data	

Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Figura 19 – Dados de Entrada tempo superior no PV-Elite

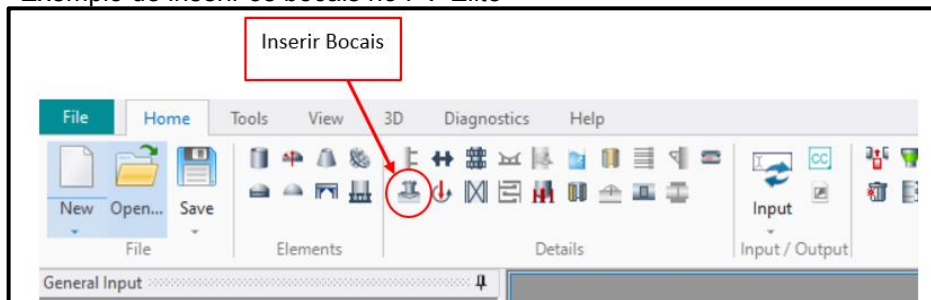


Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Conforme lista de bocais apresentada na Tabela 4, tem-se a relação de todas as conexões a serem instaladas no vaso. O bocal “G” é o exemplo dado para a metodologia de cálculo dos bocais no PV-Elite. O bocal “G” é uma meia luva usinada de material inox austenítico SA-479 304, com diâmetro externo de Ø82,0 e parede de 12 mm.

Para inserir bocais no PV-Elite, na Figura 20 tem-se o exemplo de como incluir:

Figura 20 – Exemplo de inserir os bocais no PV-Elite



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Na Tabela 9 estão os dados a serem inseridos Nos dados de entrada do bocal “G” do vaso de pressão.

Tabela 9 – Dados de Entrada para o Bocal “G” no PV-Elite

Dados de Projeto		Descrição, valores ou campos selecionados	Unidade
Especificação em português	Especificação no PV- Elite		
Descrição do bocal existente	Existing Nozzle Description	BOCAL G	N/A
Material do bocal	Nozzle Material	SA-479 304	N/A
Diâmetro	Diameter	82,0	mm
Espessura base	Thickness Basis	OD / Actual	N/A
Espessura real	Actual Thickness	12,0	mm
Este bocal está conectado a outro bocal	Is this nozzle connected to another Nozzle	N/A	N/A
Dimensão de deslocamento L	Offset Dimension L	660,0	mm
Ângulo do posicionamento	Internal Corrosion allowance	180	deg.
Bocal Angular ou Lateral	Angled or Lateral Nozzle	Sim	N/A
Ângulo de inclinação da linha central	Centerline Tilt Angle	60	deg.
Projeção para fora tanque	Projection Outside	70,0	mm
Projeção para dentro tanque	Projection Inside	0	mm
Limite do Diâmetro	Diameter Limits	1403	mm
Limite da Espessura	Thickness Limits	6,35	mm
Projeção da perna de solda no bocal externo ao tanque	Nozzle to Shell Outside Fillet Weld Leg	7,0	mm
Projeção da perna de solda no bocal interno ao tanque	Nozzle to Shell Inside Fillet Weld Leg	0	mm
Profundidade de solda dentro da parede do vaso	Nozzle to Shell Groove Weld Depth	6,35	mm
Designação de Solda	Weld Designation	N/A	N/A
Diversos / Flanges	Miscellaneous / Flanges	N/A	N/A
Cálculo de Fadiga	Fatigue Calc	N/A	N/A

Fonte: AUTOR (2021)

Na Figura 21 está a imagem da entrada no PV-Elite nos dados de entrada para o Bocal “G” localizado no tampo superior do vaso de pressão.

Figura 21 – Dados de Entrada do Bocal “G” no PV-Elite (2021)

The screenshot shows the 'Nozzle Input/Analysis' window for a 'BOCAL G' nozzle. The interface includes the following fields and options:

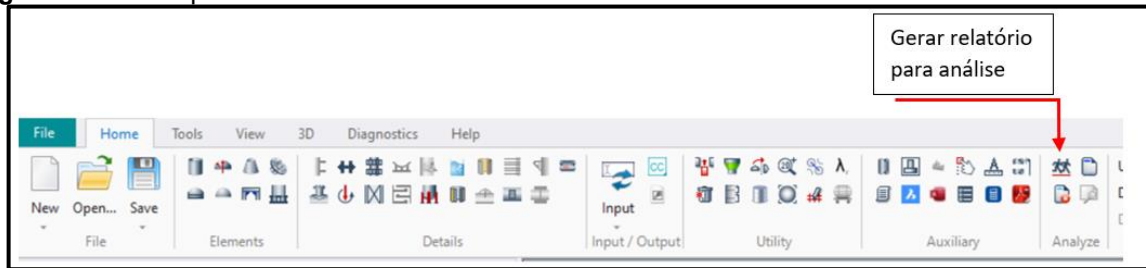
- Nozzle Attachment:** Selection icons for different attachment types and buttons for 'FVC Catalogue...', 'Coupling Lookup...', and 'Just Like...'.
- Existing Nozzle Description:**
 - Existing Nozzle Description: BOCAL G
 - Nozzle Material: SA-479 304
 - Schedule | Diameter: None | 3.22 in.
 - Dia. Basis | Thickness Basis: OD | Actual
 - Total CA. | Actual Thk.: 0 | 12 mm
- Additional Weld Data:**
 - Nozzle to Shell Outside Fillet Weld Leg: 7 mm
 - Nozzle to Shell Inside Fillet Weld Leg: 6.287 mm
 - Nozzle to Shell Groove Weld Depth: 6.35 mm
 - Weld Designation: None
- Miscellaneous:**
 - Flange Material: (empty)
 - Flange Class | Grade: None | None
 - Flange Type | Series: None | None
 - Neglect Areas: None
 - Tapped Hole Area Loss: 0 mm²
 - Nozzle Eff. | Shell Eff.: 1 | 1
 - Local Shell Thk. | User Tr.: 0 | 0 mm
 - Blind Attached?: Manway/Acs Ope.?:
- Other Fields:**
 - Is this Nozzle Connected to another Nozzle?:
 - Parent Nozzle: (empty)
 - Offset Dimension L: 660 | 0 mm
 - Layout Angle: 180 deg.
 - Centerline Tilt Angle: 60 deg.
 - Projection Outside | Inside: 70 | 0 mm
 - Limits [Diameter | Thickness]: 1403 | 6.35 mm
 - Overriding Weight: 1.47836 kgm

Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

Observa-se com a Tabela 8 e a Figura 21 a importância de preencher os campos de forma correta, conhecendo o projeto e as condições da norma proposta, neste caso o ASME VIII Div.1. É possível notar no PV-Elite, que no momento do preenchimento, o próprio *software* vai demonstrando quando as lacunas estão sendo completadas se o dimensionamento dos bocais está dentro das condições limitantes da norma, isso é importante pois pode-se otimizar ao máximo o dimensionamento do equipamento.

Após o inserimento de todos os bocais no vaso de pressão e com a configuração do costado e tampo, para validar o dimensionamento é gerado o relatório com todos os resultados para avaliação do engenheiro e a sequência do projeto e fabricação do vaso de pressão. A Figura 22 mostra onde acessar para gerar o relatório.

Figura 22 – Exemplo de inserir os bocais no PV-Elite



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO PV-ELITE (2021)

No capítulo 4 foi discutido os resultados atingidos feitos pelo *software* PV-Elite e a comparação com os outros métodos feitos nesse trabalho.

3.4 Análise por Elementos Finitos

Seguindo a estrutura programada do trabalho, o próximo passo foi realizar o cálculo por elementos finitos considerando os dados de projetos já apresentados. Utilizando o *ANSYS Workbench*, foi detalhado o modelo de cálculo utilizado para fazer a análise do vaso de pressão criogênico.

Antes de iniciar a análise de elementos finitos, foi necessário definir o planejamento do projeto a ser feito e o tipo de resultado que é desejado para evitar perda de tempo durante a execução da atividade.

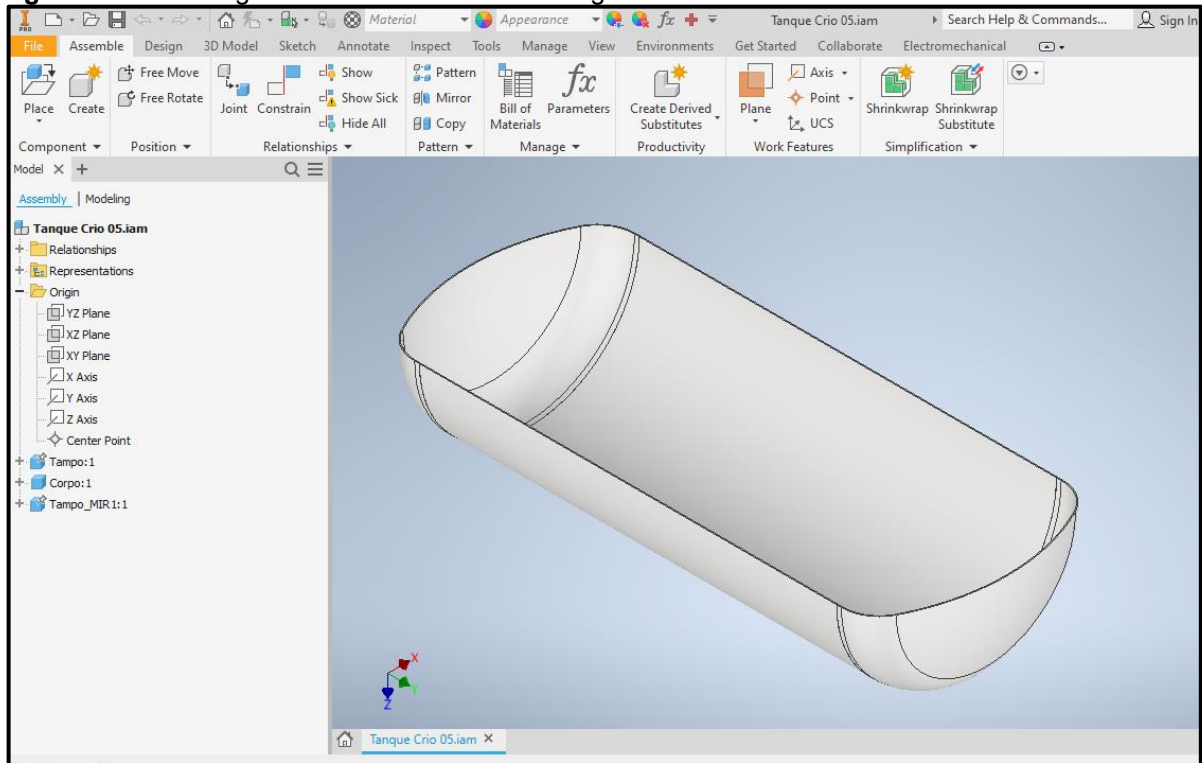
- Definindo os objetivos da análise estrutural: analisar as cargas atuantes no vaso de pressão e validar o projeto conforme dados descritos do projeto e suas propriedades mecânicas nesse capítulo;

Para iniciar a análise, foi realizado a modelagem do vaso com as dimensões já apresentadas, conforme mostrado na Figura 11. Para a modelagem do vaso de pressão, foi utilizado o *software* CAD Inventor 2020 versão estudante. Como a geometria do vaso apresenta uma circunferência igual em todos os sentidos, a fim de diluir o tempo de processo por ser um computador de uso doméstico (não específico para a aplicação), foi decidido modelar o vaso apenas com metade de sua geometria, permitindo mesmo assim o estudo e resultados de carregamento dentro do vaso de pressão condizentes com a aplicação prática. Abaixo as especificações do computador utilizado para a análise de elementos finitos:

- Processador: Intel(R) Core(TM) i5-2410M CPU @ 2.30GHz
- Memória Instalada: 6,00 GB

Como já discutido no item 3.2.3, os bocais de pequenos diâmetros são dispensados de cálculo pelo ASME VIII Div.1, sendo assim, análise de elementos finitos não foi feita com os bocais no vaso. A Figura 23 mostra a modelagem do vaso realizada no Inventor 2019 versão estudante.

Figura 23 – Modelagem do Vaso de Pressão Criogênico

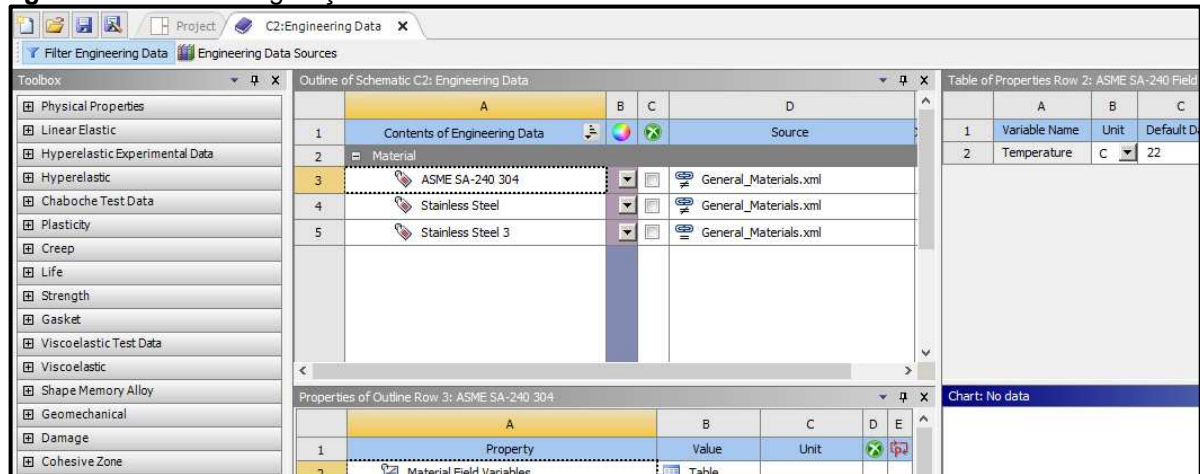


Fonte: AUTOR (2022)

Com a modelagem realizada, ele foi inserido no *Ansys Workbench* para análise de elementos finitos. Como próximo passo dentro do *software* de elementos finitos, foi aberta a tela inicial, onde encontra-se várias opções de análises para serem feitas. Dentro da condição desse trabalho, foi inserido a análise estática pela opção “*Static Structural*”.

Nas análises de elementos finitos, é necessário seguir um roteiro para confecção da análise. O primeiro passo foi configurar os materiais a serem aplicados no cálculo, no item “*Engineering Data*” foi realizado o ajuste do material aplicado no vaso de pressão. As propriedades mecânicas são baseadas nos dados já apresentados do aço inoxidável austenítico ASME SA-240 304. Na Figura 24 tem-se a tela de configuração dos materiais do *Ansys*.

Figura 24 – Tela Configuração dos materiais

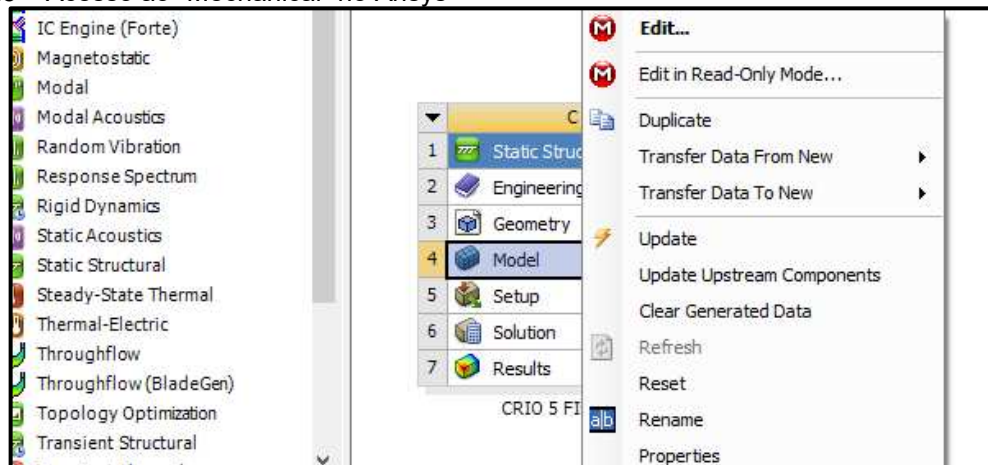


Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Seguindo o roteiro, nesse ponto é necessário configurar a geometria do vaso de pressão, a opção a ser selecionada é a “*Geometry*”. Dentro do *Ansys Workbench* pode-se fazer a geometria pelo “*Space Claim*”, opção dentro do *Ansys* ou importando uma geometria de peças ou montagem realizadas em outros *softwares* CAD. As opções dependem da situação do usuário, e nesse trabalho foi escolhido importar a geometria criada no *Inventor*.

Após a configuração da geometria, o próximo passo é abrir o modo “*Mechanical*”, para selecionar esse botão precisa-se selecionar o “*Model*” e ao abrir as opções clicar na opção “*Edit...*”, após esse passo são configurados todos os dados para a análise de elementos finitos. Na Figura 25 tem-se a opção de como escolher a “*Mechanical*” no *Ansys*.

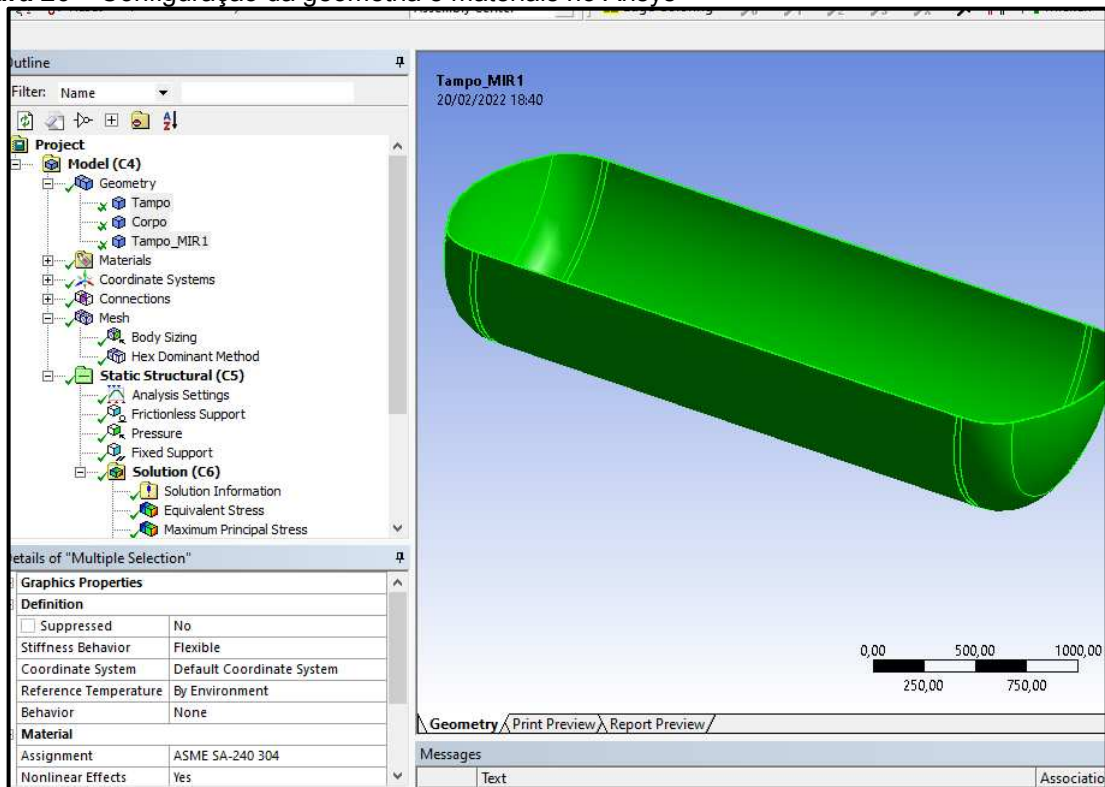
Figura 25 – Acesso ao “Mechanical” no Ansys



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Ao entrar no modo “*Mechanical*”, existe o roteiro a ser seguido pelo usuário, o primeiro passo dentro desse modo é verificar a geometria e o material empregado nos componentes do vaso de pressão. Na Figura 26 tem-se o modelo do ajuste dos componentes para análise.

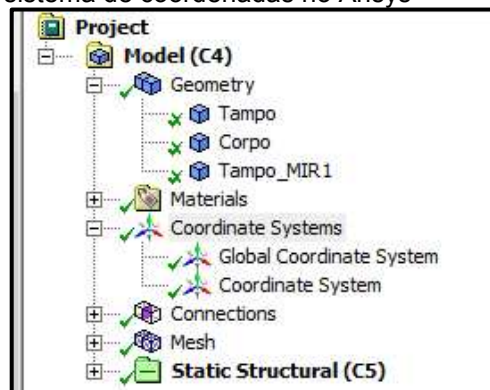
Figura 26 – Configuração da geometria e materiais no Ansys



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Seguindo os parâmetros e roteiro para análise, deve-se configurar o sistema de coordenadas do equipamento, representado no *software* pelo “*Coordinate Systems*”; um ponto importante é assinalar que item trata de uma geometria cilíndrica. A Figura 27 mostra onde acessar “*Coordinate Systems*”.

Figura 27 – Configuração do sistema de coordenadas no Ansys

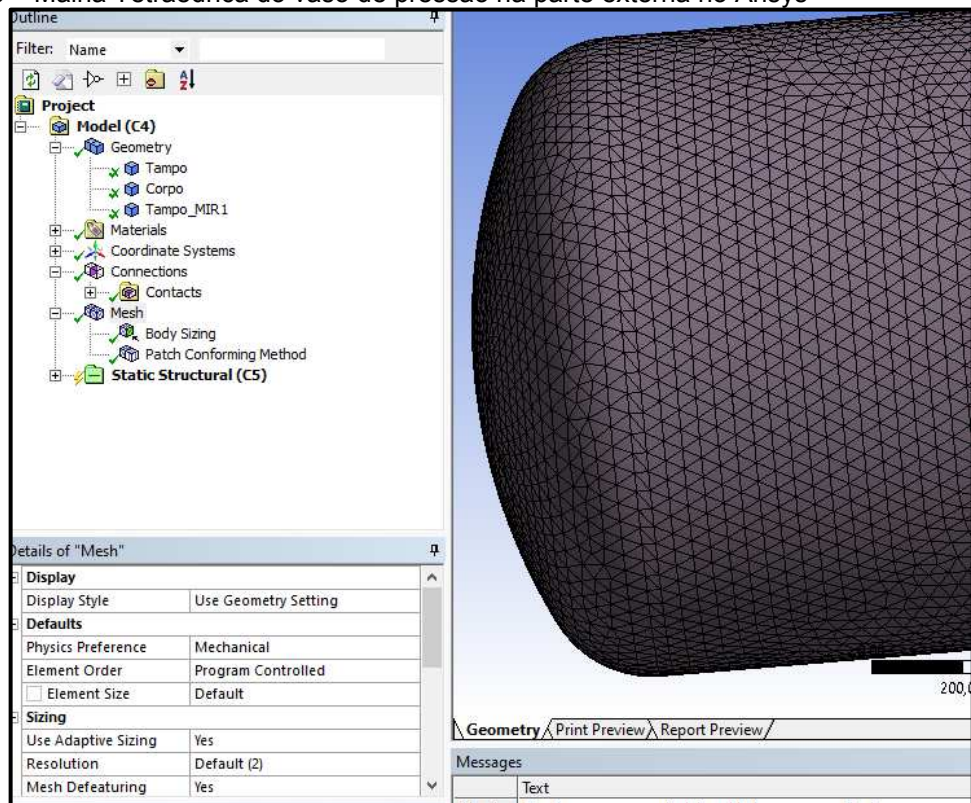


Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

A próxima etapa é definir as conexões entre as partes do equipamento, definindo as configurações dos componentes e de como eles interagem entre si, como as regiões de contato, solda, juntas, interações caso fosse uma análise dinâmica e mais. Na Figura 27 observa-se o tópico que aborda as conexões dos componentes na opção “*Connections*”.

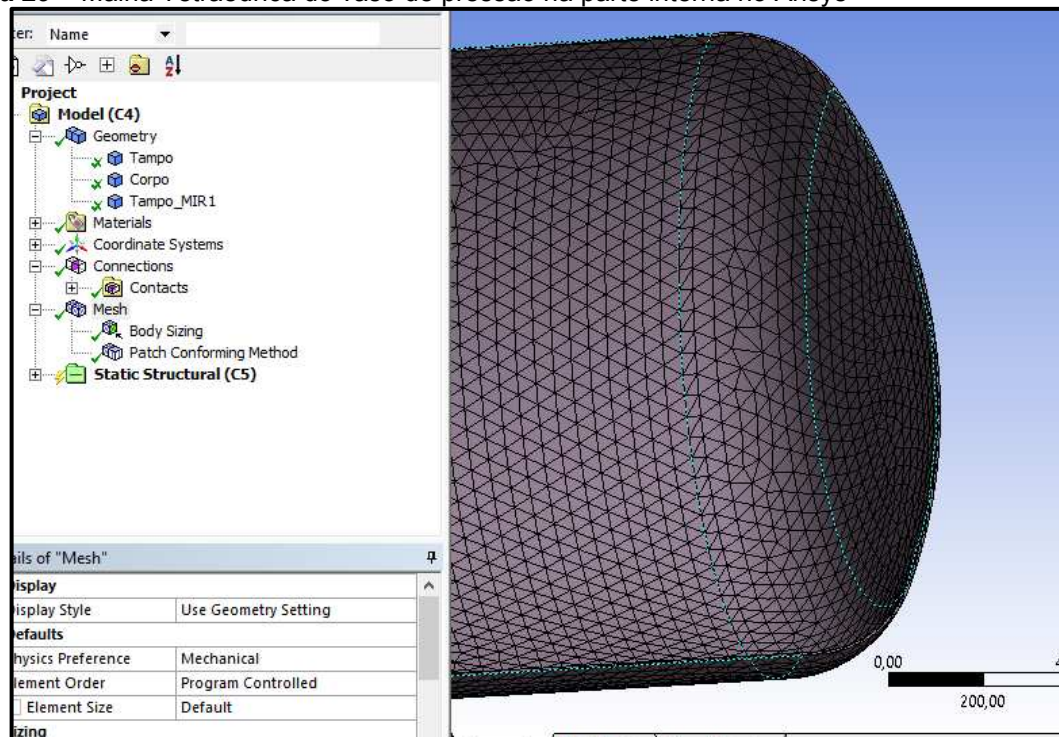
A definição da malha e sua configuração é um dos pontos críticos de uma análise de elementos finitos, como já abordado nas referências bibliográficas. Para esse estudo utilizou-se a malha: Tetraédrica. Mesmo com as restrições computacionais, conseguiu um tamanho de malha de 45,0 mm, sendo possível uma boa convergência entre os elementos e em seus pontos críticos. Nas Figura 28 e 29 tem-se o modelo da malha empregada no vaso de pressão.

Figura 28 – Malha Tetraédrica do vaso de pressão na parte externa no Ansys



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Figura 29 – Malha Tetraédrica do vaso de pressão na parte interna no Ansys

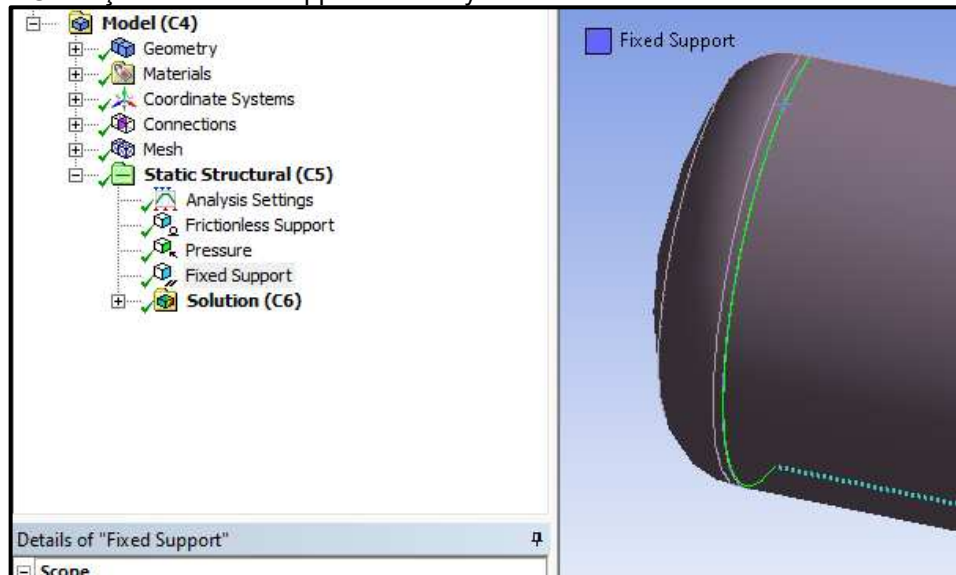


Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

A próxima etapa definida foram os pontos de restrição e cargas do vaso de pressão criogênico. Para inserir esses pontos na análise deve ser selecionado o “*Static Structural*”.

Para os pontos de restrição, deve ser selecionado algum ponto ou alguma face em que a geometria deve ser fixada, ou seja, o elemento deve estar preso em algum lugar para não ficar solto no espaço, de modo que restringe os graus de liberdade do equipamento. Seguindo a lógica descrita, o primeiro item a utilizar é o “*Fixed Support*”. Na Figura 30 tem-se o exemplo da fixação do elemento, observa-se que o vaso foi fixado na linha de solda, representando o ponto de ancoragem dele.

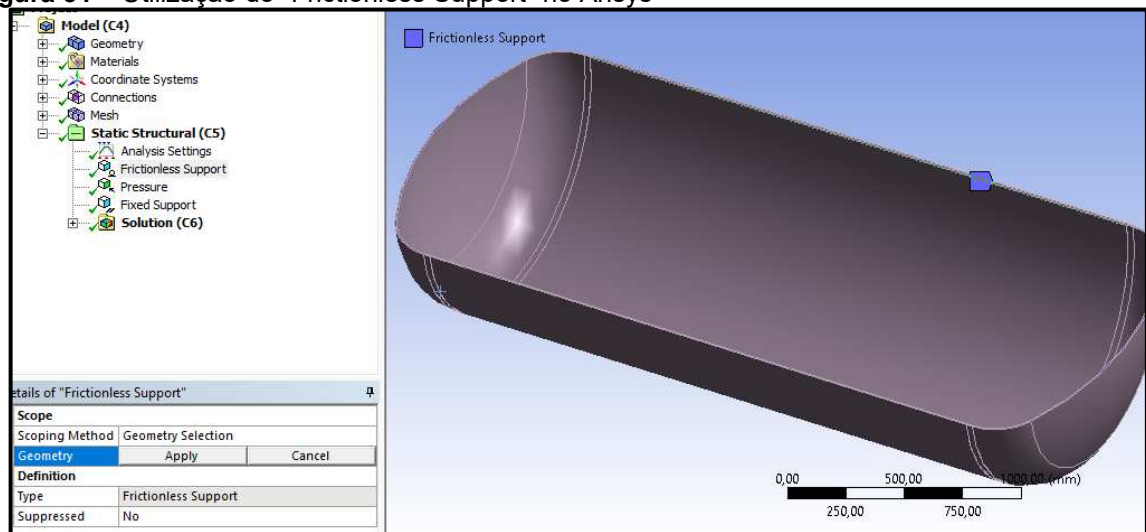
Figura 30 – Utilização do “Fixed Support” no Ansys



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Qualquer peça ou equipamento tem seis graus de liberdade no espaço, sendo três graus de liberdade translacionais e três rotacionais. Para evitar que o corpo se mova, gire ou deforme na direção normal, no *Ansys*, para restringir esses graus de liberdade, aplica-se o “*Frictionless Support*”, assim o suporte sem atrito fornece suporte na direção normal. Na Figura 31 tem-se o exemplo da utilização do “*Frictionless Support*”, observa-se que foi utilizado nas faces recortadas do corpo e tampo do vaso.

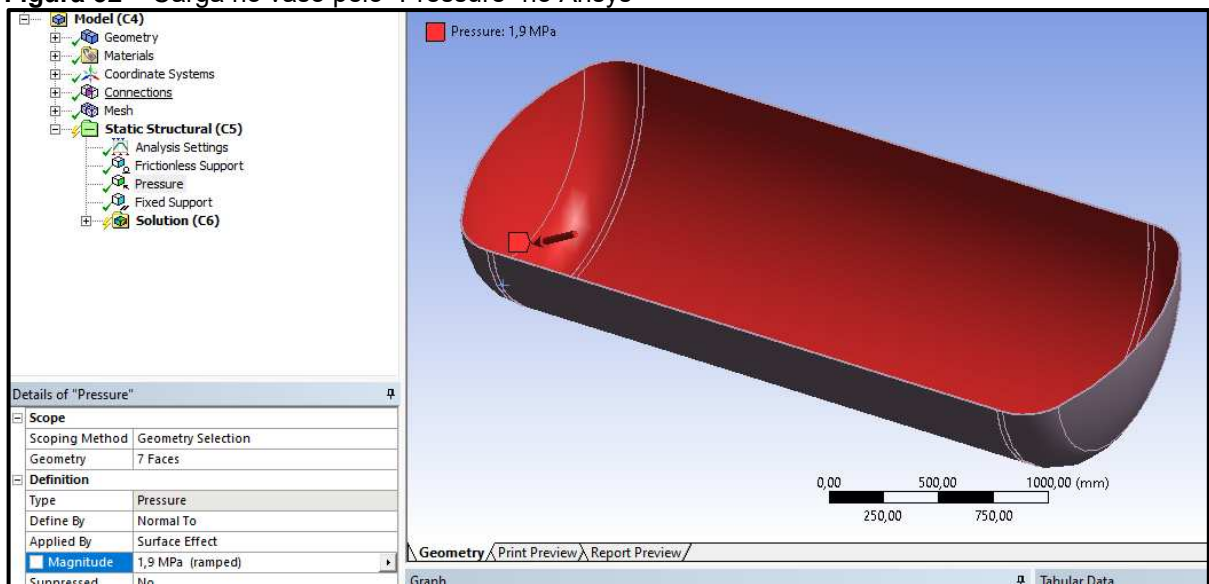
Figura 31 – Utilização do “Frictionless Support” no Ansys



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Após a restrição do equipamento, a próxima etapa é selecionar as cargas atuantes. Como o equipamento estudado é um vaso de pressão, foi inserido uma pressão em toda a parede interna dele, utilizando a opção “*Pressure*”, conforme a pressão de projeto já especificado. Na Figura 32 tem-se o exemplo do emprego da carga no equipamento.

Figura 32 – Carga no vaso pelo “Pressure” no Ansys

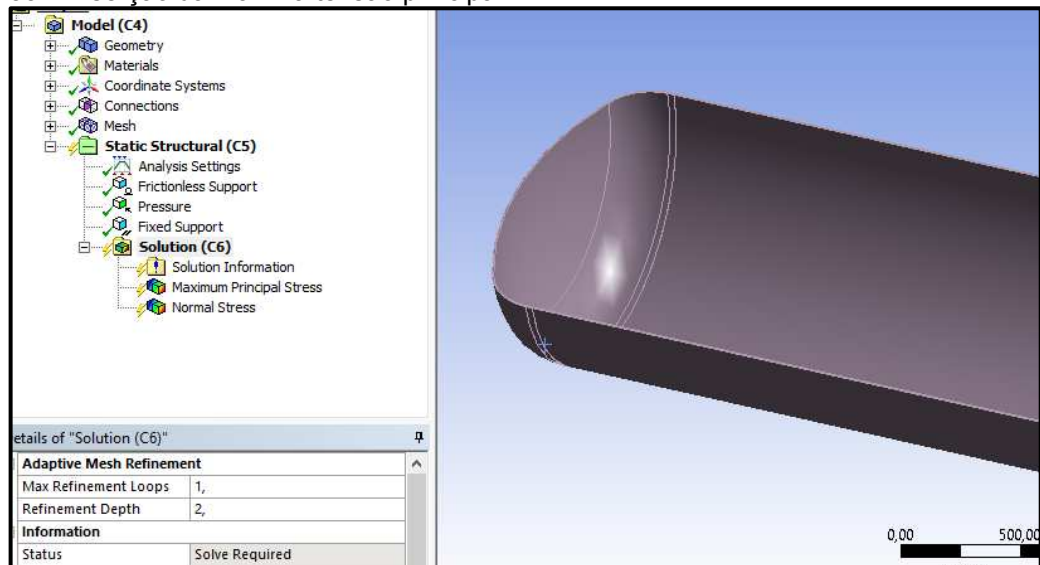


Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Seguindo a análise, após o término da inserção das restrições e cargas atuantes no equipamento, dessa forma tem-se todos os elementos para realizar-se a análise. Para obter os resultados da análise, utiliza-se o “*Solution*” do Ansys, para

esse trabalho retirou das análises as tensões máximas principais e as tensões normais com a pressão exercida no vaso de pressão. Para retirar os resultados, tem-se que selecionar a opção “*Maximum Principal Stress*”, dessa forma, seleciona a tecla “*Solve*” para resolver todos os cálculos necessários para verificação da análise de elementos finitos. Essa parte de solução demora um pouco devido ao tempo de processamento das equações dos elementos finitos dentro do vaso. Na Figura 33 tem-se o exemplo da inserção do “*Maximum Principal Stress*”.

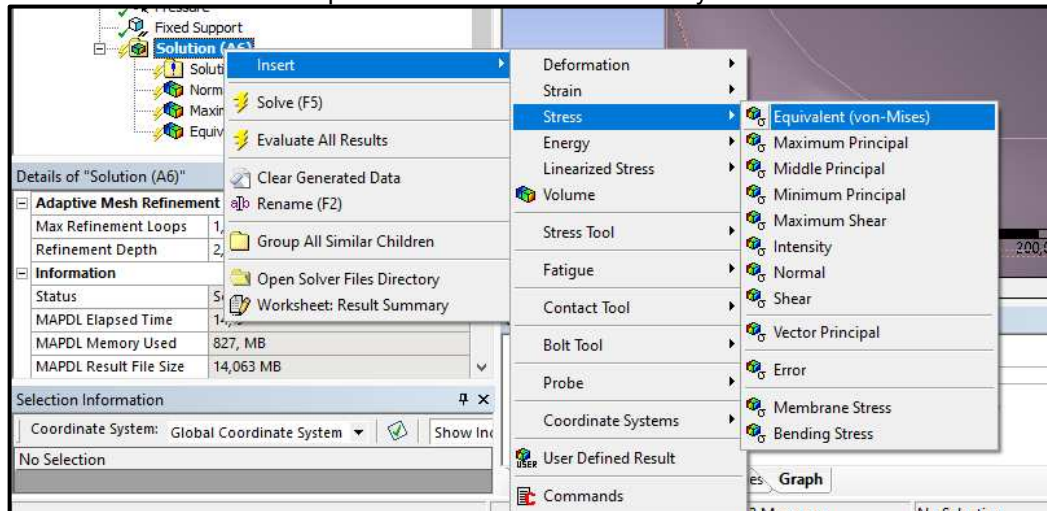
Figura 33 – Inserção da máxima tensão principal



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Finalizando o primeiro teste com a pressão de projeto, a outra análise feita foi o cálculo simulando a tensão equivalente de von Mises. A Figura 34 mostra a inclusão no cálculo para a realização do cálculo mantendo a pressão de projeto com 1,9 MPa. Foi configurada para esse cálculo a malha já apresentada: Tetraédrica, dessa forma, tem-se o resultado para ser analisado.

Figura 34 – Inclusão de tensão equivalente de von Mises no Ansys



Fonte: ADAPTADO PELO AUTOR DO ANSYS WORKBENCH (2022)

Após os resultados obtidos, eles devem ser comparados com a expectativa do comportamento da análise. Caso a estrutura não tenha atingido o resultado esperado, a modelagem deve ser modificada de acordo com a expectativa desejada e refazer a análise.

3.5 Validação prática do projeto

Os detalhes construtivos não foram abordados nesse trabalho por pertencer ao “*know how*” da empresa que o autor da dissertação é colaborador. Nesse item foi demonstrado apenas as principais etapas de fabricação, passando pelos processos de forma macro. A ideia foi demonstrar como os requisitos de projeto e o que deve ser considerado no mesmo para validar o vaso de pressão pelo processo do *cold-stretching* conforme o ASME VIII Divisão 1 pelo apêndice 44.

Para a fabricação do vaso foi considerado conforme as informações retiradas do cálculo analítico e do PV-Elite:

- Tampo = Material SA-240 304 com espessura #6,35 mm;
- Corpo = Material SA-240 304 com espessura #6,35 mm;
- Bocais são conforme tabela de bocais (Tabela 4), posicionamento conforme dimensional de projeto.

Dessa forma o projeto atende os requisitos do *cold-stretching* do ASME VIII Divisão 1 apêndice 44:

- Espessura do corpo e tampo é menor que 30 mm;

- Temperatura mínima do metal especificada é de $-196,0\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura do projeto máxima $50\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Atende as limitações: corpo cilíndrico com diâmetro único, tampos abaulados e bocais sem reforços;
 - Bocais foram projetados usando regras do ASME da Divisão 1 da Seção 8, com os valores de tensão especificados do ASME na Seção II, parte D;
 - As regras atendem a pressão interna do vaso de pressão;
 - Todos os bocais são menores que o diâmetro nominal de $150,0\text{ mm}$;
 - As juntas de soldas da categoria A e B são todas do modelo número 1 (conforme Tabela 1).

Para a construção do vaso foi necessário planejamento para etapas de fabricação. Por possuir componentes diversos e processos diferentes para a formação do equipamento, a organização para fabricação do vaso que pode destacar:

- A confecção dos bocais dos vasos são peças usinadas e como já mostrado, esses bocais são instalados no vaso de pressão;
- Fabricação dos tampos inferior e superior, abaulamento do tampo semi-elíptico e soldagem dos bocais no mesmo;
- Fabricação do corpo do vaso, cortando a chapa plana e calandrando a mesma para formar o corpo cilíndrico. Para formar o comprimento de parte reta do vaso de pressão, sendo necessário fabricar o corpo com várias virolas devido as chapas disponíveis para a fabricação, influenciando principalmente na largura de cada chapa para a formação do corpo do vaso de pressão criogênico.

Abaixo imagem das fabricações dos tampos dos vasos nas Figuras 35, 36, 37, 38, 39 e 40.

Figura 35 – Tampos após conformação



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 36 – Tampos inferior após soldagem das conexões



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 37 – Tampos inferior após soldagem das conexões



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 38 – Tampos superior após soldagem das conexões 1



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 39 – Tampos superior após soldagem das conexões 2



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Abaixo imagem das fabricações do corpo do vaso de pressão Figuras 40, 41 e 42.

Figura 40 – Calandragem e soldagem da virola do corpo do vaso



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 41 – Solda longitudinal da virola do corpo do vaso



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 42 – Montagem das virolas do corpo lado inferior e superior da esquerda para direita



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Após a preparação das conexões, tampos e corpo, o próximo passo é finalizar a montagem conforme mostrado nas Figuras 43, 44 e 45.

Figura 43 – Montagem do tampo superior com o corpo



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 44 – Montagem do tampo inferior



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 45 – Montagem dos tampos superior antes e depois da soldagem da esquerda e para a direita



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Com vaso de pressão finalizado após todas as soldas, é necessário validação dos ensaios (inspeção) para a validação da soldagem como já descrito na referência bibliográfica. A próxima etapa foi o processo do *cold-stretching*, conforme demonstrado no item 2.4.4.2 o teste hidrostático, as etapas para realizar o teste foi:

- Colocar o vaso em roletes para ele ter sustentação conforme Figura 46:

Figura 46 – Vaso de Pressão colocado nos roletes para teste



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

- Encher o vaso com água, garantindo o enchimento completo. Deixar o vaso com as aberturas de ventilação abertas por pelo menos 15 minutos para permitir que qualquer ar dissolvido na água escape. Após a ventilação, deve ser preenchido o vaso completamente e devem ser fechadas as aberturas. Colocar manômetro para realização do teste em um dos bocais do vaso. Nas Figuras 47, 48 e 49 tem-se os modelos do teste:

Figura 47 – Vaso de pressão preparado para enchimento de água



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 48 – Vaso de pressão completo com água para teste



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 49 – Imagem do manômetro antes de inserir pressão no vaso de pressão



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

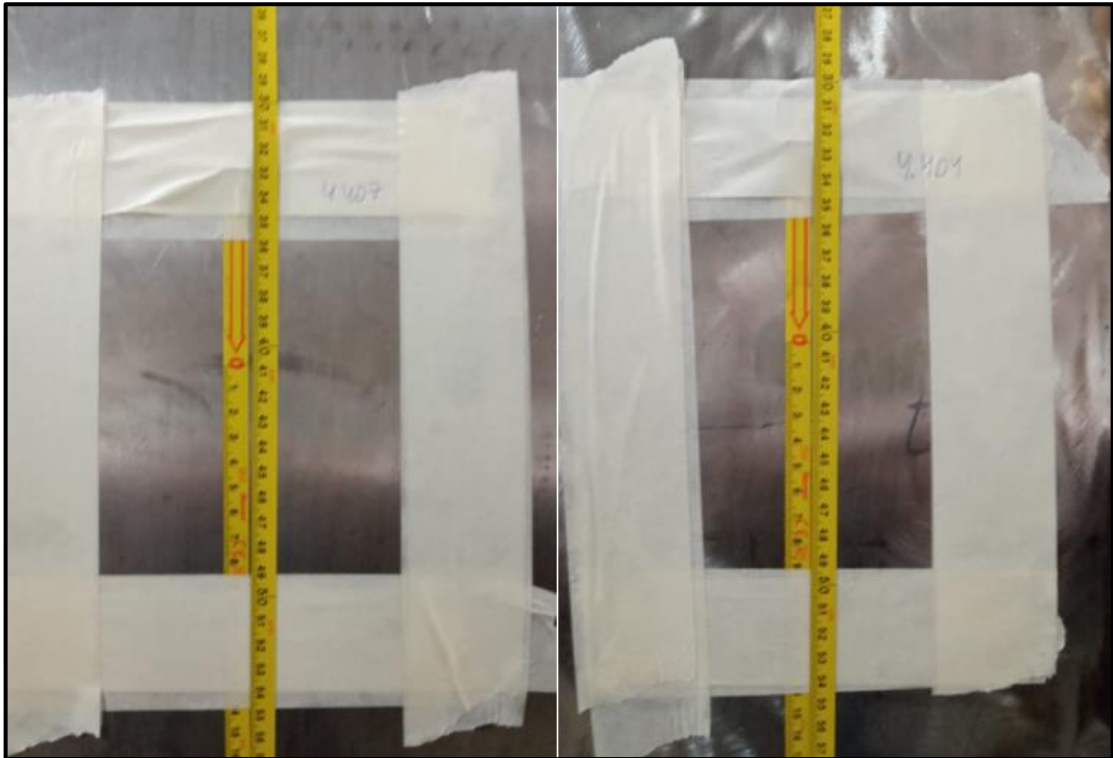
- Antes de aplicar o *cold-stretching* (pressão no vaso), a circunferência de todas as partes do vaso deve ser medida onde o maior aumento na seção transversal é esperado. A maior deformação esperada é no centro do corpo do vaso. Nas Figuras 50, 51, 52, e 53 tem-se onde foram utilizados as trenas e onde se espera as maiores deformações:

Figura 50 – Vaso de pressão com trenas para medir a circunferência durante a deformação



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 51 – Dimensão do perímetro da primeira e segunda virola da esquerda para a direita do vaso de pressão



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 52 – Dimensão do perímetro da terceira e quarta virola da esquerda para a direita do vaso de pressão



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

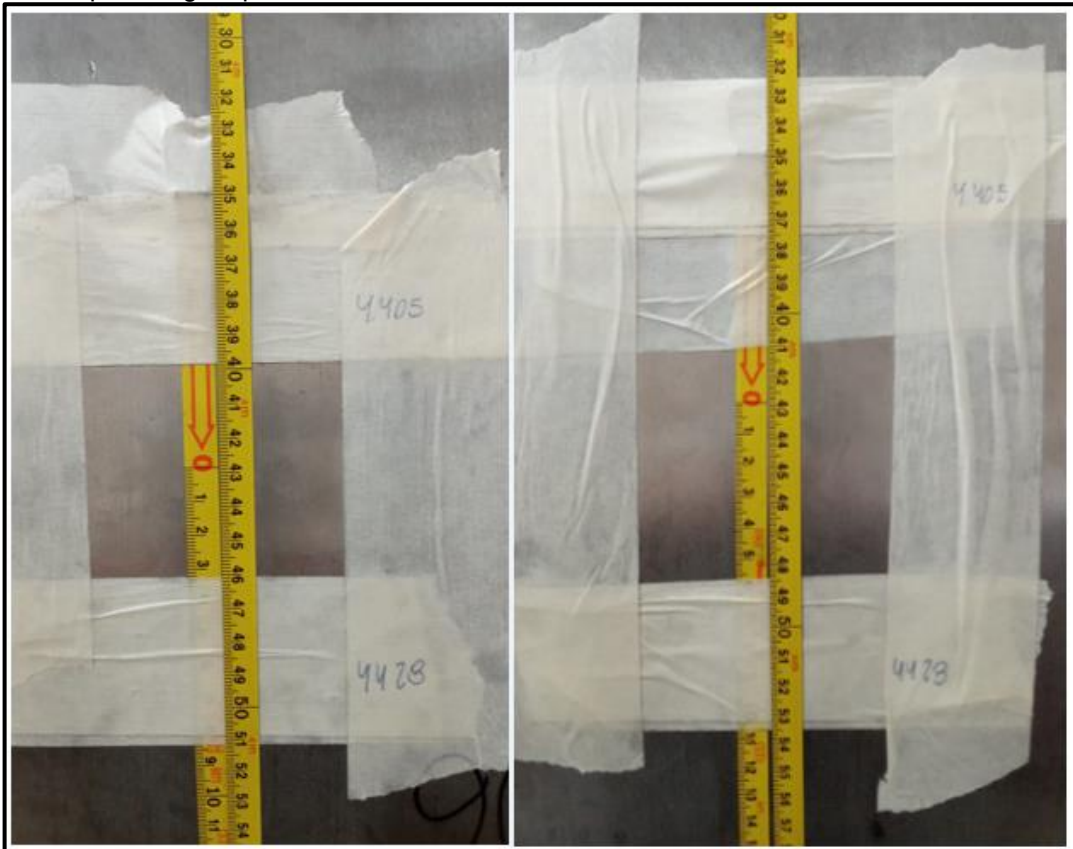
Figura 53 – Dimensão do perímetro do tampo do vaso de pressão



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

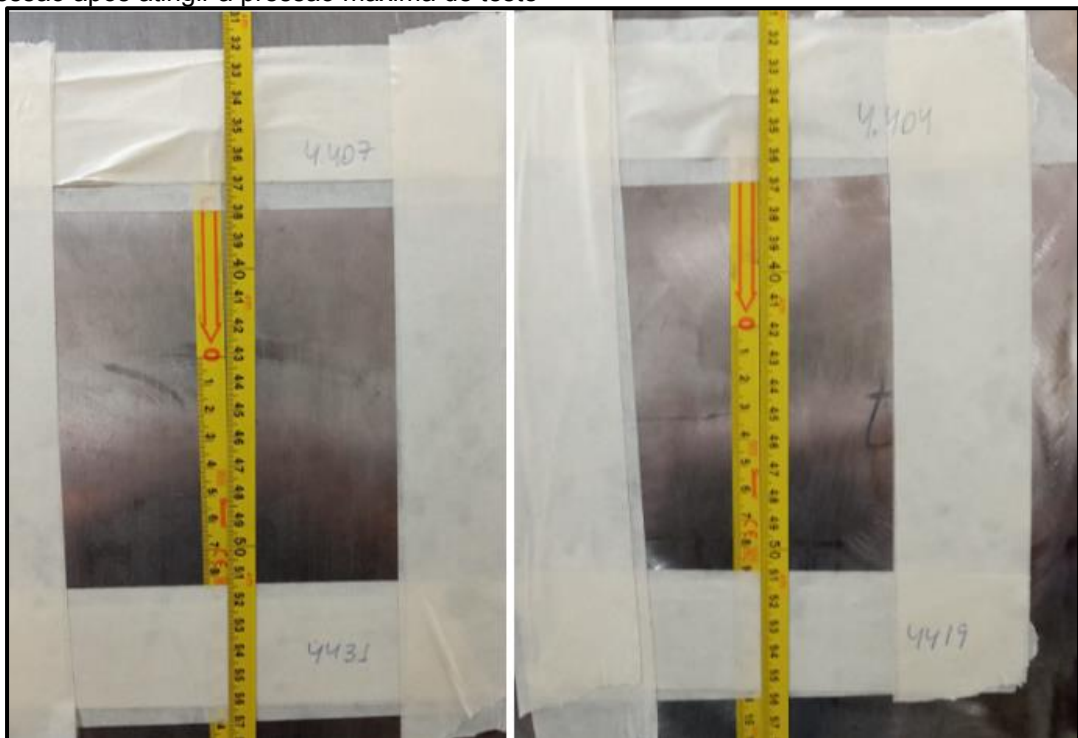
- A taxa de deformação durante a operação de *cold-stretching* deve ser calculada em toda a circunferência. Alternativamente, a taxa de deformação também pode ser determinada registrando o tempo, a pressão e o alongamento da circunferência. Nas Figuras 54, 55, e 56 após ensaio.

Figura 54 – Dimensão do perímetro da primeira e segunda virola da esquerda para a direita do vaso de pressão após atingir a pressão máxima de teste



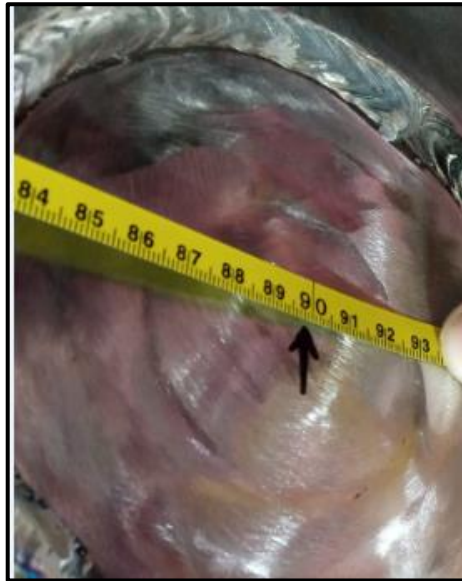
Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 55 – Dimensão do perímetro da primeira e segunda virola da esquerda para a direita do vaso de pressão após atingir a pressão máxima de teste



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

Figura 56 – Dimensão do perímetro do tampo do vaso de pressão após atingir a pressão máxima de teste



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

- A pressão deverá ser aumentada até que a pressão especificada seja alcançada. A pressão especificada deve ser mantida até que a taxa de deformação calculada caia para menos de 0,1%/h. Na Figura 57 segue a imagem do registro do manômetro durante o teste.

Figura 57 – Imagem do manômetro após o vaso de pressão atingir a pressão máxima do teste



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

- O tempo mínimo de espera sob a pressão é de 30 minutos conforme diâmetro do vaso de pressão estudado.

- A taxa de deformação calculada deve ser determinada por medições repetidas ou contínuas da circunferência enquanto o vaso está sob a pressão especificada. A taxa de deformação máxima exigida de 0,1%/h deve ser atendida durante a última meia hora.
- A operação do *cold-stretching* substitui o teste hidrostático especificado no UG-99 do ASME VIII Div.1.
- Após o teste, é necessário medir toda a parede do vaso para verificar a espessura após o término do teste sob pressão do vaso. A espessura precisa estar conforme a espessura mínima de projeto calculada.
- O vaso resistindo ao teste, não apresentando vazamentos e a espessura estando maior que a parede mínima calculada, ele está aprovado para utilização.

Obs: As deformações são necessárias e esperadas após o teste conforme já descrito nas referências bibliográficas.

Na Figura 58 após o teste referente a retirada da pressão do tanque e a água do vaso.

Figura 58 – Esvaziamento do vaso de pressão após teste



Fonte: REGISTRADO PELO AUTOR DURANTE FABRICAÇÃO (2022)

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo foram comparados os resultados com as metodologias diferentes utilizadas para projetar o vaso de pressão e no final a análise prática para validar a utilização do equipamento.

Os métodos propostos para dimensionamento do vaso de pressão de criogênico foram:

- Método Analítico conforme formulação proposta pelo ASME VIII Div. 1;
- Cálculo utilizando o *software* PV-Elite;
- Análise por Elementos Finitos;
- Validação prática, teste final conforme proposto pelo código ASME VIII Div. 1

Apêndice 44.

Todos os dados de projetos foram apresentados na metodologia, esses valores e informações são utilizados para apresentação e discussão dos resultados encontrados.

4.1 Método analítico pelo ASME VIII Div. 1

Conforme tratado na metodologia no item 3.2, o vaso de pressão foi calculado conforme o ASME VIII Div. 1. Sendo que o vaso estudado foi dividido os cálculos pelos: Tampos, corpo e bocais.

Seguindo a metodologia 3.2.1 proposta para o calcular as partes do vaso de pressão pelo ASME VIII Div.1, tem-se o resultado abaixo para encontrar a espessura mínima da chapa para a fabricação do tampo:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} = \frac{1,9 * 1390}{(2 * 270 * 1) - (0,2 * 1,9)} = 4,89 \text{ mm}$$

Como observado acima, a espessura mínima da chapa do tampo encontrada pelo cálculo foi de 4,89 mm. Em relação as chapas comumente encontradas no mercado, acima da espessura mínima encontrada no cálculo é a chapa de 6,35 mm (1/4"). Outro ponto que deve ser salientado, é necessário confirmar com o fabricante do tampo, qual será a perda de espessura após a conformação do tampo devido as transições de raio que ele possui. Para esse trabalho foi considerado a perda de espessura de 15% na conformação, portanto, a chapa de 6,35 mm (1/4") é o suficiente para a fabricação conforme cálculo pela formulação do ASME VIII Div. 1.

Seguindo a metodologia do item 3.2.2, proposta para o calcular as partes do vaso de pressão pelo ASME VIII Div.1, tem-se o resultado abaixo para encontrar a espessura mínima da chapa para a fabricação do corpo:

$$t = \frac{PR}{SE + 0,4P} = \frac{1,9 * 695}{(270 * 1) + (0,4 * 1,9)} = 4,87 \text{ mm}$$

Como observado acima, a espessura mínima da chapa do corpo encontrada pelo cálculo foi de 4,87 mm. Em relação as chapas comumente encontradas no mercado, acima da espessura mínima encontrada no cálculo é a chapa de 6,35 mm (1/4").

Todos os bocais do vaso de pressão que são utilizados para o projeto são apresentados na Tabela 4, as aberturas (furações) para o tipo de vaso estudado não requerem reforço conforme listado no UG-37 do ASME VIII Div.1 2019. Para conexões soldadas conforme é o tipo de bocal projetado para esse vaso de pressão, com diâmetros até 89,0 mm e a espessura a ser soldado até 10,0 mm, ficam livres de cálculo de reforço devido ao pequeno diâmetro do bocal. Na Tabela 6 tem-se o comparativo com o limite máximo descrito no ASME. Portanto, conforme tratado pelo ASME VIII Div.1, os diâmetros dos bocais listados para esse vaso de pressão ficam isentos dos cálculos.

4.2 PV-Elite com base no ASME VIII Div. 1

Conforme tratado na metodologia no item 3.3, o vaso de pressão foi calculado de acordo com a norma ASME VIII Div. 1 pelo *software* PV-Elite. Sendo que o vaso estudado foi dividido os cálculos também pelos: Tamos, corpo e bocais, formando o conjunto do vaso criogênico.

O *software* considera no seu cálculo quando inserido, a coluna de líquido dentro do vaso de pressão, sendo assim quanto maior a densidade e a coluna d'água, maior será a força sobre o tampo inferior. Neste trabalho não estão sendo considerados os esforços de sustentação do vaso.

Considerando os mesmos dados de projeto utilizados para o cálculo analítico pela formulação ASME VIII Div.1, os resultados atingidos foram:

- Tampo Inferior, a espessura mínima foi de 5,02 mm;
- Tampo Superior, a espessura mínima foi de 4,91 mm;
- Costado, a espessura mínima foi de 5,03 mm.

Pode-se perceber que o tampo inferior, devido a força da coluna de líquido sobre ele, tem a espessura mínima mais elevada que a do tampo superior, isso influencia na escolha. Como já abordado no item 4.1, em relação as chapas comumente encontradas no mercado, acima da espessura mínima encontrada no cálculo é a chapa de 6,35 mm (1/4”).

Todos os bocais do vaso de pressão que são utilizados para o projeto são apresentados na Tabela 4, o próprio *software* avisa dentro dele que bocais com pequenos diâmetros não requerem cálculo de reforço conforme mostra o ASME e já abordado no cálculo analítico no item 4.1. Na Tabela 10 apresenta os dados que o cálculo do PV-Elite apresenta “Resumo do cálculo dos bocais”.

Tabela 10 – Resumo cálculo dos bocais

Descrição	Máximo Pressão Trabalho Admissível (MPa)	UG-45	Espessura mínima do bocal (mm)	Caminho de Solda	Cálculo Área ou Tensões
Bocal A			4,52		
Bocal B			3,22		
Bocal C			3,22		
Bocal D			2,95		
Bocal E	2,0	Ok	4,52	ok	não necessário*
Bocal F			3,12		
Bocal G			4,80		
Bocal H			4,80		
Bocal I			3,22		

* área de pequena de abertura ficando isento do cálculo UG-36 do ASME VIII Div. 1

Fonte: ADAPTADO DO CÁLCULO DO PV-ELITE PELO AUTOR (2022)

4.3 Comparando os resultados pelo cálculo no PV-Elite e o cálculo analítico com base no ASME VIII Div. 1

Como pode observar com a metodologia e a apresentação dos cálculos, as regras de projeto e construção do vaso de pressão utilizando a norma ASME VIII Div.1 traz requisitos claros e objetivos para a construção do tanque. As subseções A, B e C

traz as regras de projeto com os requisitos gerais, o método de construção e os materiais empregados respectivamente.

O método analítico foi feito utilizando as formulações e regras que apresenta a norma ASME, sendo assim, atingindo resultados que, no caso desse trabalho, foca na espessura mínima das chapas que foram construído o vaso. Já quando se utiliza o *software* PV-Elite, mesmo usando a mesma norma para elaboração do cálculo, sendo possível atingir resultados precisos de forma mais simples do que quando se utiliza o modo analítico. No *software*, por exemplo, em poucos comandos é possível adicionar a coluna de líquido dentro do vaso e realizar a simulação dos esforços mecânicos. Conforme os resultados apresentados, a espessura mínima do tampo inferior apresenta-se maior que do tampo superior e maior que a espessura mínima do cálculo utilizado do modo analítico. Na Tabela 11 tem-se o comparativo após o cálculo.

Tabela 11 – Comparativo dos métodos analíticos x PV-Elite, cálculo conforme ASME VIII Div.1

Ferramenta utilizada para cálculo	Tampo Inferior	Tampo Superior	Costado	Bocais
Analítico	4,89 mm	4,89 mm	4,87 mm	não necessário*
PV-Elite	5,02 mm	4,91 mm	5,03 mm	não necessário*

* área de pequena de abertura ficando isento do cálculo UG-36 do ASME VIII Div. 1

Fonte: AUTOR (2022)

Conforme já informado na metodologia, para a fabricação do vaso foi considerado segundo as informações retiradas do cálculo analítico e do PV-Elite:

- Tampo = Material SA-240 304 com espessura #6,35 mm
- Corpo = Material SA-240 304 com espessura #6,35 mm
- Bocais são conforme tabela de bocais (Tabela 4), posicionamento conforme dimensional de projeto.

Nos próximos itens foram trabalhadas as análises e comportamento de tensões no vaso de pressão, utilizando o método dos elementos finitos e o método analítico baseado pelo ASME e a teoria de von Mises.

4.4 Análise de Elementos Finitos

Neste item foram abordados os resultados atingidos com a análise de elementos finitos do vaso estudado. Antes de apresentar os valores atingidos, é importante destacar e recapitular alguns dos temas já discutidos no projeto do vaso de pressão criogênico. Conhecer o comportamento das cargas atuantes no equipamento, como já definido os objetivos anteriormente, é essencial nessa etapa.

Diferentemente dos itens 4.1 e 4.2, onde que o ASME já apresentava as regras objetivas para elaboração do cálculo do vaso de pressão, antes da análise dos elementos finitos é necessário conhecer o tipo de comportamento das tensões: normais e as máximas principais atuantes na parede do vaso de pressão. Outro ponto de destaque é estimar que o vaso de pressão foi realizado o *cold-stretching* para o término de fabricação dele, e nesse teste ele sofre uma modificação nas suas propriedades mecânicas.

Os aços inoxidáveis austeníticos são excelentes para trabalho em baixa temperatura como já destacado nas referências bibliográficas desse trabalho, mas quando é realizado o *cold-stretching*, o comportamento dele após o teste apresenta comportamentos distintos, as propriedades mecânicas como o limite de escoamento e resistência a tração aumentam, mesmo inicialmente sofrendo uma deformação plástica para atingir propriedades mecânicas superiores, nos artigos (LU, 2015; HUI, 2015), (DING, 2020) e (HAN, 2011; CHEN, 2011; LIU, 2011) destaca-se esse comportamento, sendo que as experiências empíricas são de extrema importância para avaliação de novos e futuros projetos do *cold-stretching* para vasos de pressão criogênicos construídos com aços inoxidáveis austeníticos. Mesmo sendo o ASME VIII Div. 1 sendo o guia deste trabalho, o conhecimento e experiência sobre os aços inoxidáveis austeníticos são relevantes.

Baseado nos artigos destacados no parágrafo acima, as propriedades mecânicas utilizados para análise dos elementos finitos após o *cold stretching*:

- Limite Escoamento = 385,0 MPa;
- Limite Resistência a tração = 1420,0 MPa;

Esses valores são importantes, pois, após o *cold-stretching*, o vaso de pressão terá essas propriedades mecânicas, e ele precisa suportar isso após a análise.

4.4.1 Comportamentos das Tensões Esperado

Antes de apresentar os resultados atingidos da análise de elementos finitos, o entendimento dos resultados esperados é importante para saber se a análise está conforme a teoria estudada. De acordo com a teoria apresentada nas referências bibliográficas, em vasos de paredes finas temos as tensões circunferências, longitudinais e a radial.

As tensões circunferenciais σ_1 são obtidas conforme mostrado na Equação (1):

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} = \frac{1,9 * 695}{6,35} = 207,95 \text{ MPa}$$

Onde:

$p = 1,9 \text{ MPa}$ – pressão de projeto;

$r = 695,0 \text{ mm}$ – raio interno do tanque;

$t =$ espessura parede do vaso.

As tensões longitudinais σ_2 são obtidas conforme mostrado na Equação (2):

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} = \frac{1,9 * 695}{2 * 6,35} = 103,98 \text{ MPa}$$

As tensões radiais são obtidas conforme a pressão interna do projeto.

$$\sigma_3 = -p = -1,9 \text{ MPa}$$

Para avaliar o escoamento pela presença do estado multiaxial de tensões, que atua em duas ou três direções, o critério de von Mises é um dos métodos mais utilizados, assim pode-se obter a tensão máxima no vaso de pressão pela Equação (4):

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

$$\sigma_{vm} = 180,91 \text{ MPa}$$

Para avaliar o comportamento das tensões no tampo de geometria semielíptica 2:1. Utiliza-se a equação conforme apêndice 1 suplementar do ASME VIII Div.1 para verificar:

$$\sigma_{crit} = \frac{pLK}{2t} + 0,1p = 187,34 \text{ MPa}$$

Onde:

$L = 1251,0 \text{ mm}$ – comprimento entre tangente;

$K = 1$ – constante para tampo Semi-elíptico 2:1 ASME;

Continuando a verificação de tensões seguindo a metodologia aplicado nas equações utilizando a norma ASME VIII Div.1, para verificação das tensões circunferenciais, desmembra-se as equações 5, 6 e 7, para verificação das tensões longitudinais, circunferenciais e no tampo respectivamente.

As tensões longitudinais atuantes na parede interna do vaso podem ser obtidas conforme a parte UG-27 do ASME VIII Div.1:

$$S_l = \frac{pr}{2t} - 0,4 * p = \frac{1,9 * 695}{2 * 6,35} - 0,4 * 1,9 = 103,21 \text{ MPa}$$

As tensões circunferenciais atuantes na parede interna do vaso podem ser obtidas conforme a parte UG-27 do ASME VIII Div.1:

$$S_c = \frac{pr}{t} + 0,6 * p = \frac{1,9 * 695}{6,35} + 0,6 * 1,9 = 207,19 \text{ MPa}$$

As tensões atuantes na parede interna do tampo do vaso podem ser obtidas conforme a parte UG-32 do ASME VIII Div.1:

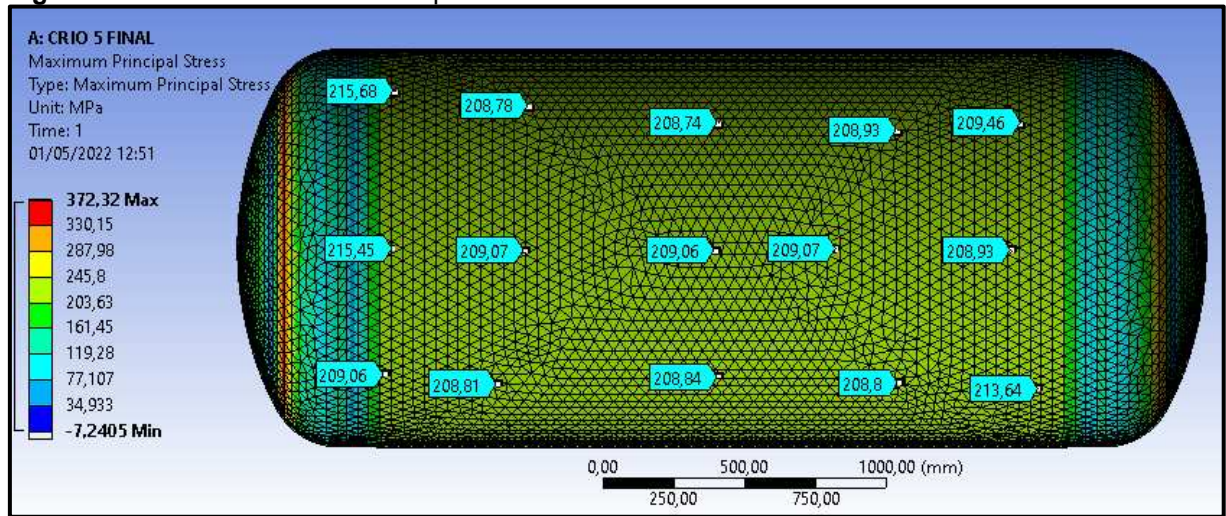
$$S_t = \frac{pr}{2t} + 0,2 * p = \frac{1,9 * 695}{2 * 6,35} + 0,2 * 1,9 = 208,33 \text{ MPa}$$

Os resultados atingidos serão usados para comparação com a análise de elementos finitos, a fim de garantir a convergência dos resultados.

4.4.2 Análise de elementos finitos Malha Tetraédrica

Gerando a análise após o término da configuração do cálculo, abordado no item 3.4 dessa dissertação, o primeiro resultado é das tensões máximas principais atuantes no costado do vaso de pressão, conforme ilustrado na Figura 59.

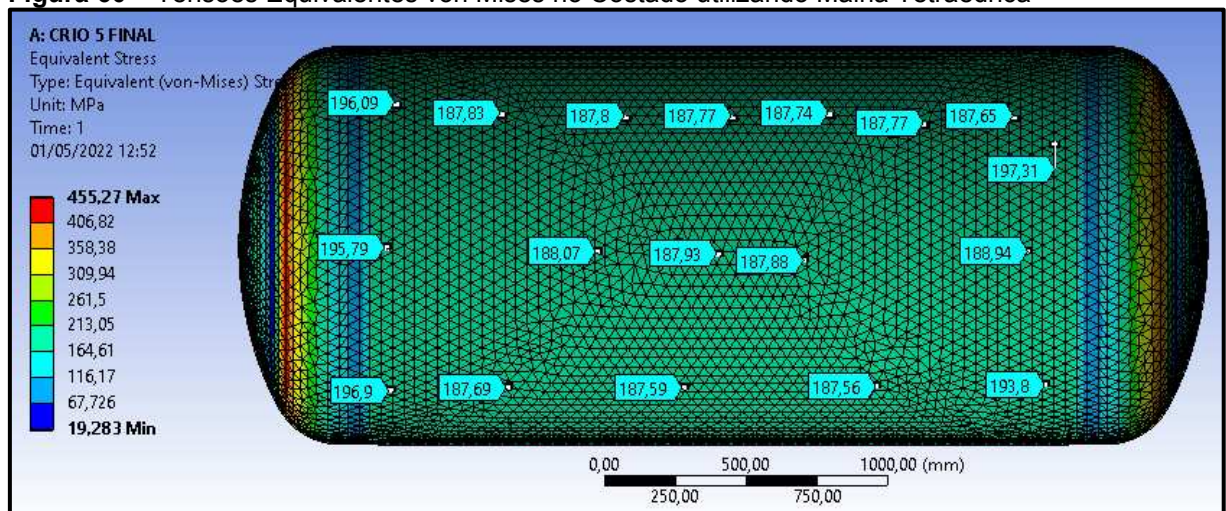
Figura 59 – Tensões Máxima Principais no Costado utilizando a Malha Tetraédrica



Fonte: AUTOR (2022)

Para complementar o estudo das tensões atuantes no costado do vaso de pressão, foi realizado o estudo das tensões equivalentes sobre o critério de falha de von Mises. Na Figura 60 são ilustrados os resultados.

Figura 60 – Tensões Equivalentes von Mises no Costado utilizando Malha Tetraédrica

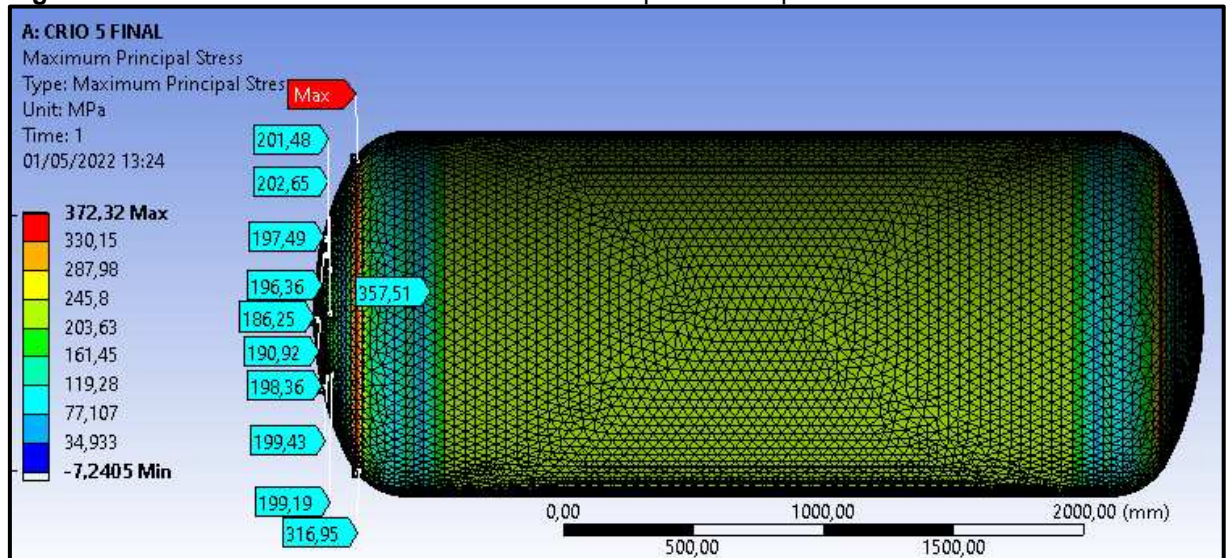


Fonte: AUTOR (2022)

Os resultados mais conflitantes atingidos com a análise foram nos tampos do vaso de pressão, devido a geometria complexa do tampo semielíptico 2:1. Nas Figuras 61, 62, 63, e 64.

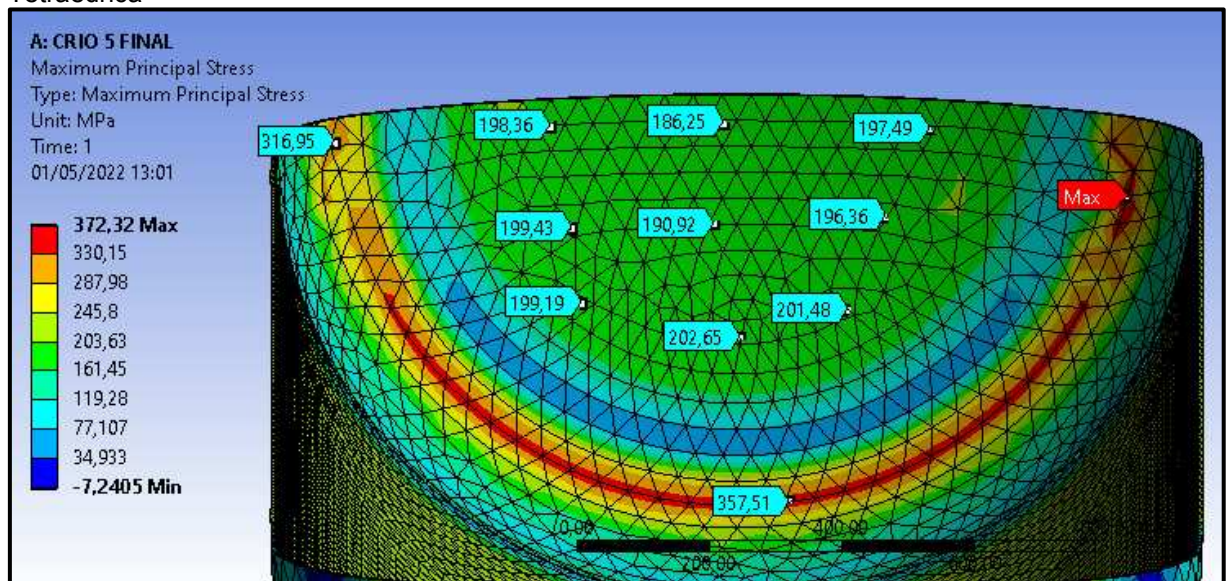
As tensões máximas principais nos tampos são obtidas nas Figuras 61 e 62.

Figura 61 – Visão Geral das Tensões Máximas Principais no tampo utilizando a Malha Tetraédrica



Fonte: AUTOR (2022)

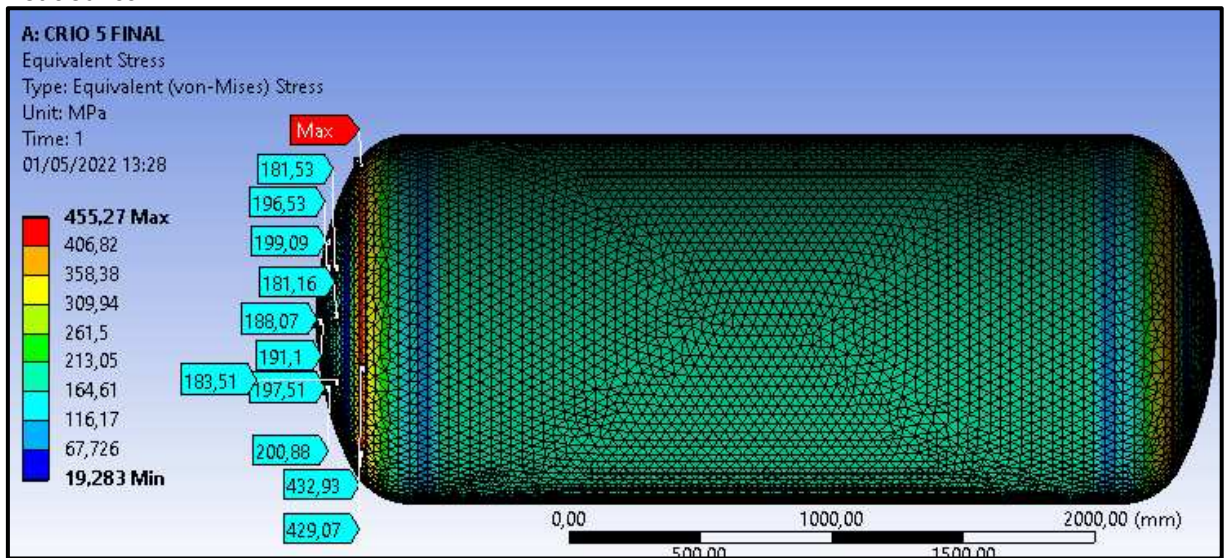
Figura 62 – Visão detalhada das Tensões Máximas Principais no tampo utilizando a Malha Tetraédrica



Fonte: AUTOR (2022)

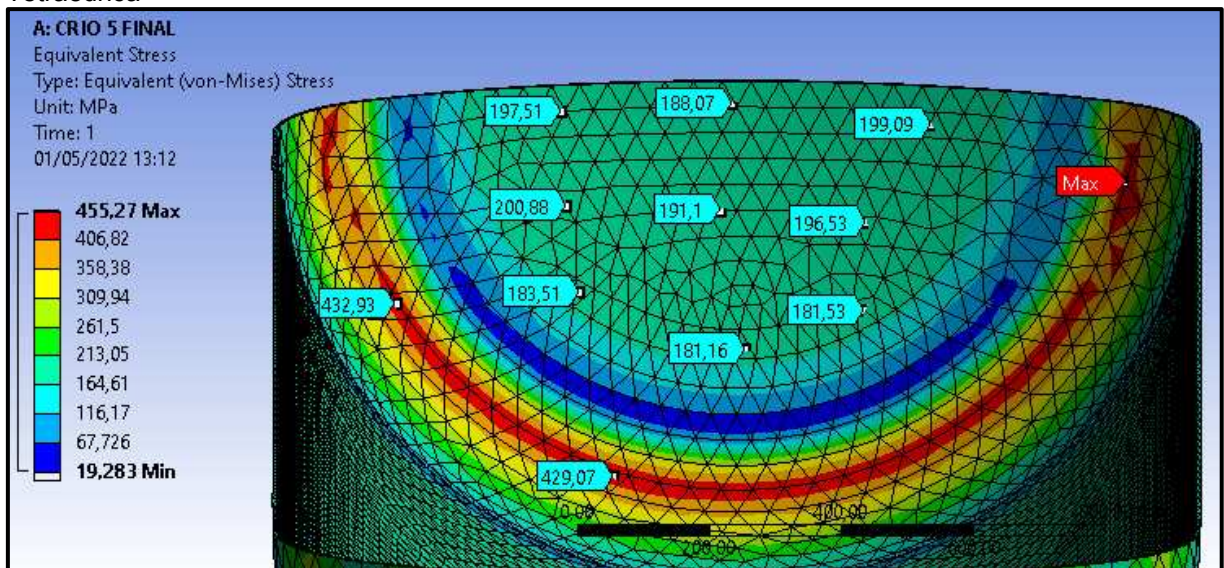
As tensões equivalentes de von Mises nos tampo são obtidas nas Figuras 63 e 64.

Figura 63 – Visão Geral das Tensões equivalentes de von Mises no tampo utilizando a Malha Tetraédrica



Fonte: AUTOR (2022)

Figura 64 – Visão detalhada das Tensões equivalentes de von Mises no tampo utilizando a Malha Tetraédrica



Fonte: AUTOR (2022)

4.5 Discussão dos resultados dos Elementos Finitos

Como observado, foram feitas as análises com o método de elementos finitos para o vaso de pressão estudado. O estudo da análise foi realizado baseado nas dimensões do vaso construído, projetado conforme cálculo analítico e cálculo do *software* PV-Elite, utilizando as dimensões já apresentadas no item 3.2 dessa dissertação.

A análise de elementos finitos foi feita utilizando os dados de projetos, o mesmo utilizado para o dimensionamento do vaso de pressão, os cálculos foram feitos utilizando a malha tetraédrica, sendo escolhida o tamanho de 45 mm para geração das malhas, essa escolha foi a que melhor dividiu o espaço do vaso de pressão entre os dois tampos e o costado. Com esse tipo e configuração de malha selecionado, foi possível fazer uma análise confiável, com o tempo e esforço computacional aceitável.

Com os resultados gerados da análise de elementos finitos, foi possível verificar com os cálculos analíticos das tensões geradas na parede interna do vaso, conforme demonstrado no item 4.1, as tensões calculadas nesse capítulo foram as derivações das equações do ASME VIII Div.1 e o critério de falha de von Mises. Toda a análise foi comparada com o método de projeto do *cold-stretching* conforme ASME VIII Div.1.

4.5.1 Apresentação resultados Elementos Finitos

Com as análises realizadas, tem-se os resultados conforme ilustrado nos itens 4.4.1, 4.4.2 e 4.4.3, na Tabela 12 tem-se os valores obtidos da análise com base nos pontos de maior tensão no costado do vaso, alguns valores foram descartados e os comentários serão feitos posteriormente.

Tabela 12 – Resultado elementos, tensões no corpo do vaso

Resultados obtidos ao Corpo do Vaso de Pressão		
Tensões Calculadas	Pontos adotados	CORPO MALHA TETRAÉDRICA
TENSÃO Máxima Principal (MPa)	1º	215,45
	2º	209,07
	3º	209,06
	4º	209,07
	5º	208,93
	MÉDIA	210,32
TENSÃO Equivalente Von Mises (MPa)	1º	195,79
	2º	188,07
	3º	187,93
	4º	187,88
	5º	188,94
	MÉDIA	189,72

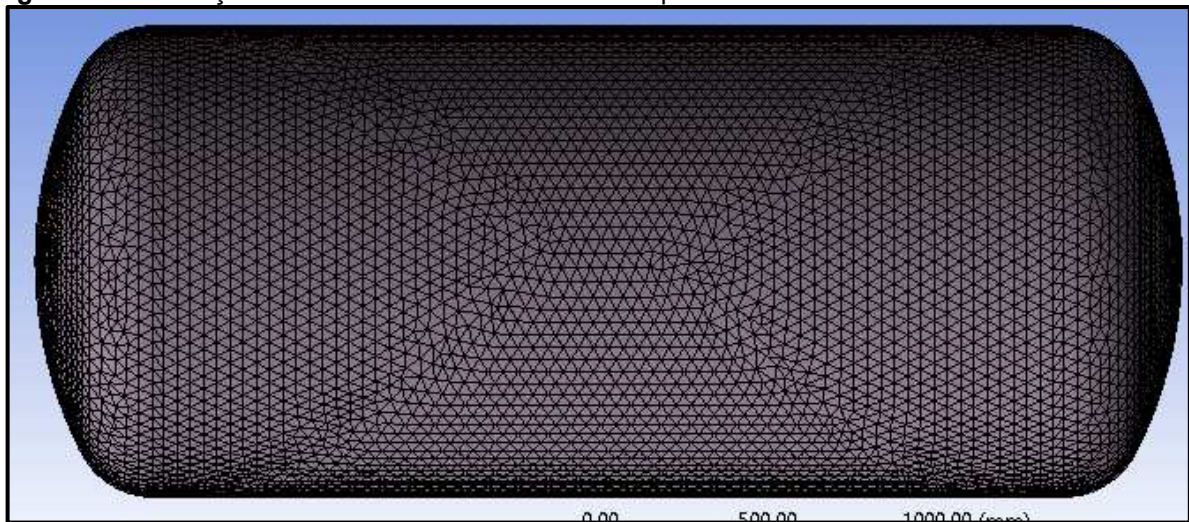
Fonte: AUTOR (2022)

Com base nos valores apresentados na Tabela 12, algumas observações podem ser feitas com a análise de elementos finitos. O refinamento de malha utilizado foi tentando buscar o mais próximo possível de similaridade com tamanho de 45,0 mm. Isso foi feito para atingir o melhor custo possível de análise (tempo e computacional) e buscar o resultado mais próximo da teoria, relacionando teoria e validação do equipamento estudado.

Para buscar o melhor resultado com a malha determinada para o cálculo, alguns pontos podem ser destacados das análises feitas. O primeiro ponto é que visualmente a malha tetraédrica convergiu melhor que as outras malhas testadas, o desenho dela no vaso ficou geometricamente agradável em comparação com as outras.

Na Figura 65 pode-se observar a formação da malha tetraédrica, percebe-se que a montagem de malha fica geometricamente similar dos dois lados do vaso de pressão. Dessa forma, os resultados podem ser obtidos mais próximos da realidade e a qualidade da informação obtida fica próximo do esperado.

Figura 65 – Ilustração da Malha Tetraédrica no vaso de pressão

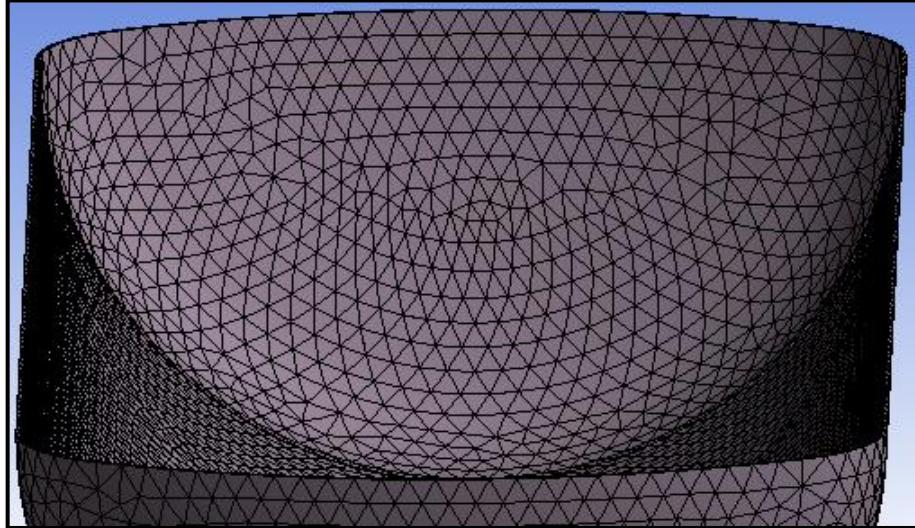


Fonte: AUTOR (2022)

Para obter resultados mais precisos, é necessário ir refinando mais as malhas até atingir a convergência desejada. Para o vaso de pressão estudado, com os resultados atingidos, foi o necessário para fazer a análise das tensões atuantes na parede do vaso interno.

Na Figura 66 pode-se observar a formação da malha tetraédrica na região do tampo do vaso de pressão, observa-se que da mesma forma que o corpo do tanque, a malha converge de forma uniforme no tampo.

Figura 66 – Ilustração da Malha Tetraédrica no tampo do vaso de pressão



Fonte: AUTOR (2022)

Na Tabela 13 tem-se o resultado das tensões na parede interna do tampo do vaso de pressão.

Tabela 13 – Resultado elementos, tensões no tampo do vaso

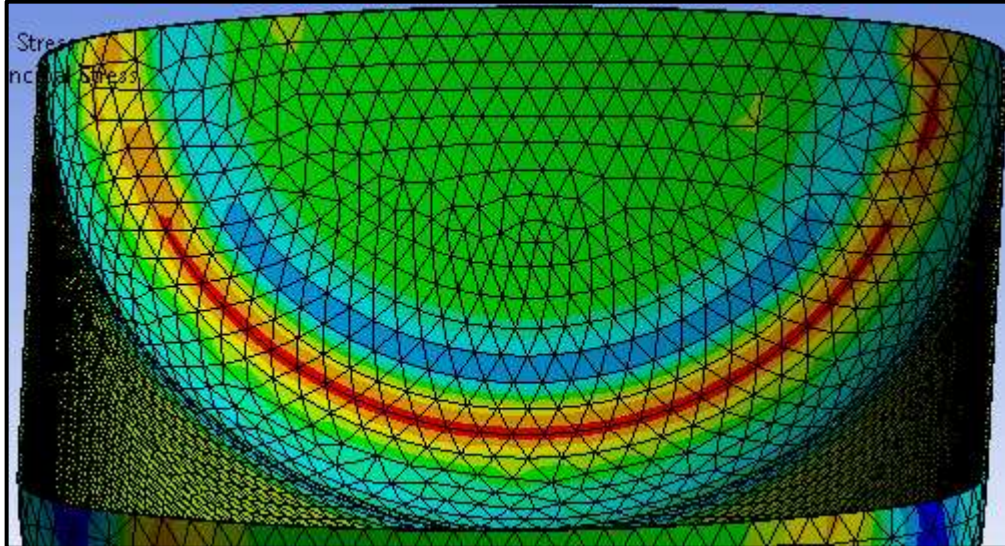
Resultados obtidos no Tampo do Vaso de Pressão		
Tensões Calculadas	Pontos adotados	TAMPOS MALHA TETRAÉDRICA
TENSÃO Máxima Principal (MPa)	1º	186,25
	2º	198,36
	3º	197,49
	4º	202,65
	MÉDIA	196,19
TENSÃO Equivalente Von Mises (MPa)	1º	188,07
	2º	197,51
	3º	199,09
	4º	191,10
	MÉDIA	193,94

Fonte: AUTOR (2022)

Observa-se que na Figura 67, na região de transição do raio do tampo do vaso de pressão, os resultados apresentam um acúmulo de tensão muito acima dos

cálculos analíticos. Nessas regiões existe uma descontinuidade geométrica, onde gera um concentrador de tensão elevado, mas que não relaciona com a validação prática do vaso de pressão. A Figura 67 mostra essa descontinuidade na região de transição entre o raio de rebordo e raio de abaulamento do tampo do vaso de pressão.

Figura 67 – Indicação de concentrador de tensão da Malha Tetraédrica no tampo do vaso de pressão



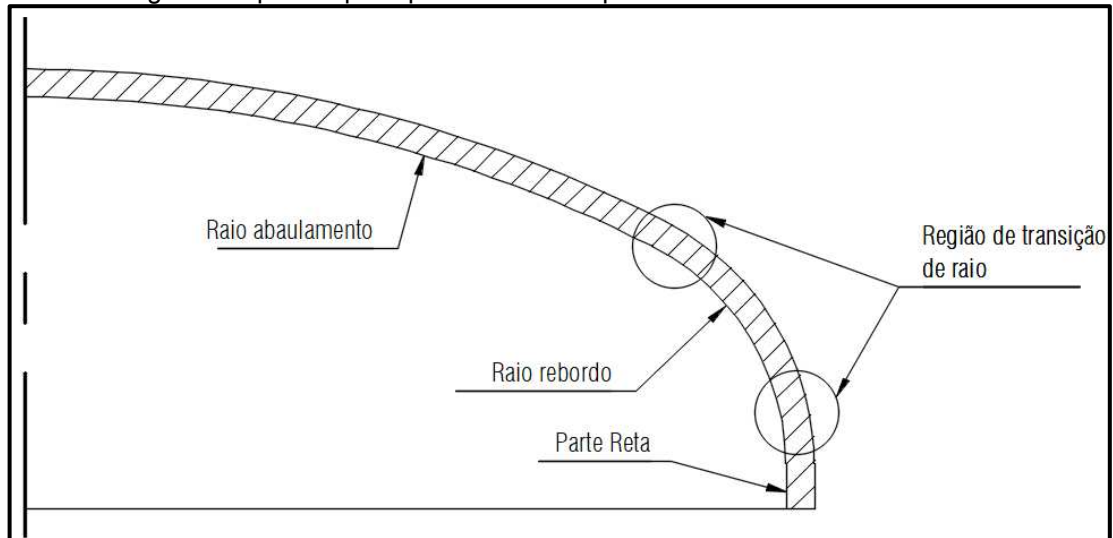
Fonte: AUTOR (2022)

Na Figura 67 indica na região onde pode observar na cor vermelha, tensões muito acima da admissível do material de 270,0 MPa, tensões acima do 300,0 MPa que em primeiro momento fica acima do permitido e reprovava o equipamento, mas a região de maior esforço do tampo é na região central dele; o resultado está coerente com as tensões abaixo da admissível do material. Tais valores são comparados no item 4.6, onde é abordado todos os resultados obtidos nesse trabalho.

A análise de elementos finitos tem por objetivo simular e validar o equipamento projetado para trabalhar de forma segura. Uma análise com geometrias diversas do vaso de pressão mostra a importância em estudar a descontinuidade geométrica, e de acordo com a análise, os concentradores de tensões mostram uma discrepância com o restante do tanque (AHMED, 2014). Há alguns estudos que mostram essa divergência em tampos elípticos e torisféricos, o artigo “Investigação de Elementos Finitos do Efeito da Geometria no Vaso de Pressão sob Cargas Estruturais e Térmicas Combinadas” de Ahmed de 2014, mostra um estudo sobre a importância dessas continuidades. Outro ponto importante, que esse vaso tem como finalidade utilizar o código ASME VIII Div.1 para validação, e utilizando suas regras gerais ele fica

aprovado conforme foi demonstrado no item 4.6. Na Figura 68 mostra um croqui dos pontos que estão discutidos na região do tampo.

Figura 68 – Imagem dos pontos principais do vaso de pressão



Fonte: AUTOR (2022)

Portanto, conforme inserido na Tabela 13, os dados de tensões da análise de elementos finitos foram somente da região central do tampo, as discontinuidades geométricas foram desconsideradas desse trabalho.

4.6 Comparação dos resultados das análises – método analítico, cálculo PV-Elite e Elementos Finitos

Com todos os resultados e análise obtidos, do método analítico segundo ASME VIII Div.1, cálculo do PV-Elite e as análises resultados dos elementos finitos, pode-se fazer as análises e comparações com os métodos utilizados para realizar o cálculo e dimensionamento do vaso de pressão estudado.

Como já discutido na metodologia, as regras de projeto e construção utilizando a norma ASME VIII Div.1 traz requisitos claros para a construção de vaso de pressão, as formulações apresentadas na norma foram feitas após anos de experiências práticas, sendo aprimorada e atualizada durante os anos. Portanto, os resultados atingidos com os cálculos analíticos são confiáveis e considerados como valores mínimos para a construção do vaso de pressão estudado, mesmo assim, a utilização de outros métodos como o PV-Elite e a análise de elementos finitos nesse trabalho

permite uma análise mais detalhada em diversos pontos do vaso e conhecer o comportamento das tensões em cada ponto do vaso de pressão.

Nos próximos parágrafos foram tabelados os dados atingidos para comparações dos resultados e discutir alguns pontos de divergência.

Observa-se na Tabela 14 todos os resultados tabelados para as devidas comparações.

Tabela 14 – Resultado dos métodos analíticos obtidos, tensões no vaso de pressão

Resultado do cálculo analítico das tensões obtidas										
Tensões resultantes no costado na teoria vaso parede fina (TCPF)			Tensões resultantes no costado na conforme parte UG ASME VIII Div. 1 (TCASM)			Tensões máxima no costado com o cálculo do PV-Elite (TCPV)			Tensões Von Mises (TVM)	
Circunferencial (MPa)	σ_1	207,95	Circunferencial (MPa)	S_c	207,19	Circunferencial (MPa)	S_{act}	213,68	Equivalente Von Mises (MPa)	σ_{vm} 187,34
Longitudinal (MPa)	σ_2	103,98	Longitudinal (MPa)	S_l	103,21					
Radial (MPa)	σ_3	-1,9								
Tensões máxima no tempo com o cálculo do PV-Elite (TTPV)			Tensões atuantes no tempo conforme ASME VIII Div. 1 (TTASM)							
Tampo inferior (MPa)	S_{tinf}	213,29	Tampo apêndice 1	σ_{crit}	187,34					
Tampo Superior (MPa)	S_{tsup}	208,67	Tampo parte UG (MPa)	S_t	208,33					

Fonte: AUTOR (2022)

Analisando a Tabela 14, o primeiro ponto analisado são as tensões máximas circunferenciais obtidas no corpo do vaso, utilizando os métodos analíticos com a teoria de parede fina (TCPF), formulações da parte UG ASME VIII Div.1 (TCASM) e *software* do PV-Elite (TCPV), as variações das tensões foram consideráveis, a maior diferença entre as 3 (três) tensões é 6,49 MPa. As tensões obtidas com o cálculo utilizando o *software* PV-Elite (TCPV) é maior que as tensões resultantes dos métodos teóricos (TCPF) e (TCASM), essas variações acontecem devido as teorias com as formulações prontas serem regras rígidas, não analisando todos os pontos do equipamento e com todas as variáveis, o PV-Elite devido a inserção da coluna de líquido gerando tensões um pouco mais elevada no fundo do tanque.

Continuando as análises com a Tabela 14 e agora com os resultados obtidos com as análises dos elementos finitos comparando com a Tabela 12, onde são os

resultados atingidos das tensões no corpo do vaso de pressão com a malha tetraédrica. Com as médias das tensões mostradas na Tabela 12 com a malha tetraédrica de 210,32 MPa, esse valor é menor que as tensões obtidas com os outros cálculos TCPF, TCASM e TCPV, uma diferença de 1,02% entre o menor valor e o maior valor. Como já é esperado no início do estudo, as tensões com a análise de elementos finitos e do PV-Elite são maiores que as valores obtidos com as tensões do cálculo analítico, devido ao método, como já explicado anteriormente, ele analisa de uma forma detalhada o equipamento, verificando os concentradores de tensões e dividindo em matrizes (subpartes) o equipamento estudado.

A tensão admissível do aço Austenítico 304 aplicado para o projeto do Vaso de pressão é $\sigma_{adm} = 270,0 \text{ MPa}$, sendo assim, mesmo com as maiores tensões obtidas de 210,32 MPa com a malha tetraédrica da análise de elementos finitos e 213,68 MPa do PV-Elite, as tensões estão abaixo da admissível do material, portanto, pode-se ter segurança que o projeto da parede do costado do vaso se garante por todos os métodos, mesmo com as diferenças apontadas.

O segundo ponto a ser verificado são os resultados dos cálculos obtidos nos tampos do vaso de pressão. Continuando a análise com a Tabela 14, as tensões atuantes no tampo do vaso de pressão conforme ASME VIII Div.1 (TTASM), utilizou para o cálculo as formulações do apêndice 1 e do UG-32. As diferenças dos dois métodos foram grandes 187,34 MPa e 208,33 MPa respectivamente, o porquê das diferenças entre os dois métodos não foi aprofundado nesse trabalho, mas um estudo é recomendado na parte final desse trabalho sobre a diferenças entre o apêndice 1 e as regras gerais do trabalho. Seguindo a análise das tensões obtidas máximas no tampo com o cálculo do PV-Elite (TTPV), no TTPV o tampo do inferior 213,29 MPa e tampo do superior 208,67 MPa, como é um vaso de pressão vertical, as tensões no tampo inferior são superiores do que as do superior, isso já foi discutido no item 4.2.

Seguindo as comparações dos resultados das tensões no tampo, comparando a Tabela 14 e com a Tabela 13 onde são os resultados atingidos das tensões máximas no tampo do vaso de pressão com a malha tetraédrica. Com as médias das tensões mostradas na Tabela 13 com a malha tetraédrica de 196,19 MPa, esse valor é menor que as tensões obtidas com os outros cálculos TTASM e TTPV, dando uma diferença de 9,04% entre o menor valor obtido com a análise de elementos finitos e o maior valor obtido com o tampo inferior no PV-Elite. Como já discutido no item 4.5.1, a

geometria do tampo gera resultados diversos, por possuir um desenho com transições de raios diferentes, a carga maior é no centro do tampo. Os resultados dos elementos finitos se aproximam mais com os valores dos resultados calculados no apêndice 1 do ASME VIII Div.1, já os valores atingidos com o UG-32 do ASME VIII Div.1 aproximam-se com os valores do PV-Elite.

Da mesma forma que com os cálculos do corpo, a tensão admissível do aço austenítico 304 aplicado para o projeto do Vaso de pressão é $\sigma_{adm} = 270,0 \text{ MPa}$, sendo assim, mesmo com a tensão maior obtida de 213,29 MPa do que a máxima atingida no tampo inferior calculado pelo PV-Elite TTPV, as tensões estão abaixo da admissível, portanto, pode-se ter segurança de que o projeto da parede do tampo do vaso se garante por todos os métodos, mesmo com as diferenças apontadas.

O terceiro ponto analisado foram as tensões equivalente de von Mises, mostrado na Tabela 12 e Tabela 13 pela análise de elementos finitos e na Tabela 14 pelo cálculo analítico. A Tabela 12 ilustra os resultados obtidos com a análise de elementos finitos calculando as tensões equivalente de von Mises no corpo do vaso de pressão, a tensão média obtida foi de 189,75 MPa. A Tabela 13 ilustra os resultados obtidos com a análise de elementos finitos calculando as tensões equivalente de von Mises no tampo do vaso de pressão, a tensão média foi de 193,94 MPa. Já a Tabela 14 ilustra os resultados obtidos com o cálculo analítico das tensões equivalente de von Mises, a tensão máxima obtida no método analítico foi 187,34 MPa. A tensão maior encontrada nesses métodos foi a calculada da análise dos elementos finitos no tampo do vaso de pressão, com uma tensão de 193,94 MPa, sendo 3,52% maior do que a tensão menor encontrada com o método analítico. Da mesma forma que as comparações anteriores, as tensões encontradas estão menores que a tensão admissível do aço austenítico 304 de 270,0 MPa.

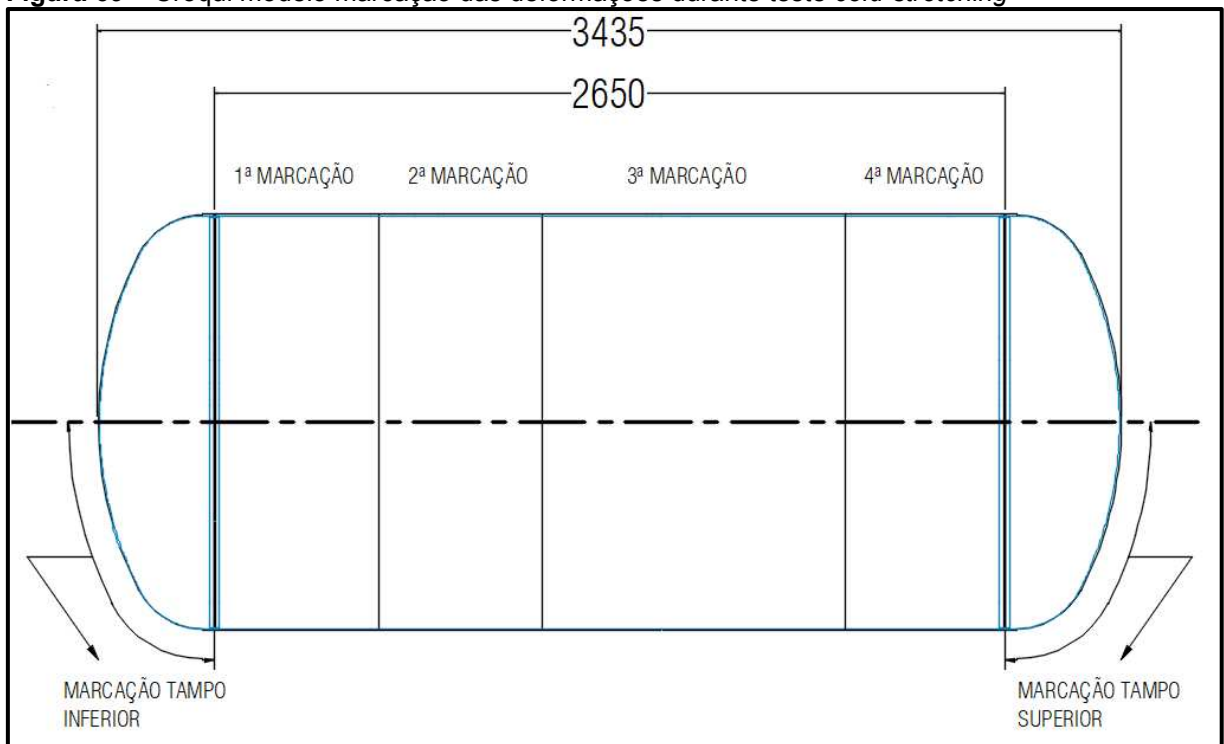
Com todas as análises feitas e comparações feitas, pode-se concluir que o projeto do vaso de pressão está aprovado para fabricação e sequência de teste a serem feitos do *cold-stretching* para validar o mesmo para operação. No item 4.7 foi mostrado os resultados do teste *cold-stretching*.

4.7 Cold-stretching do vaso de pressão criogênico

Após o teste do *cold-stretching* do vaso de pressão, obtém-se os resultados para avaliação do vaso para a verificação se os resultados estão compatíveis com as regras do código ASME VIII Div.1 Apêndice 44. Conforme abordado na metodologia do teste prático do vaso no item 3.5, foram realizados alguns passos desde a fabricação até o teste final do equipamento, dessa forma, atingindo resultados para análise do vaso de pressão criogênico construído com aço inox austenítico.

Durante o teste é necessário o acompanhamento da circunferência de todo vaso, onde a deformação é mais esperada. Após o ensaio, foi possível chegar nas dimensões descritas nas Tabelas 15 e 16, onde mostra a variação da circunferência do vaso do início ao fim do *cold-stretching*, nas Tabelas pode-se observar o acréscimo de pressão no vaso e as deformações consequentes com esse avanço. A Figura 69 ilustra onde foram retiradas as dimensões do corpo e tampo do vaso de pressão criogênico.

Figura 69 – Croqui modelo marcação das deformações durante teste *cold-stretching*



Fonte: AUTOR (2022)

Após o teste, foi medida toda a parede do vaso para verificar a espessura após o término do teste sob pressão do vaso. A espessura precisa estar conforme a

espessura mínima de projeto calculada. Na Tabela 15 tem as dimensões retiradas da parede do costado do vaso de pressão.

Tabela 15 – Dados anotados durante ensaio cold-stretching do costado do vaso de pressão

ENSAIO COLD-STRETCHING VASO DE PRESSÃO CRIOGENICO 5 M ³ - CONFORME APÊNDICE 44 ASME VIII DIV.1											
Dados do teste			1ª Marcação		2ª Marcação		3ª Marcação		4ª Marcação		
Tempo (min)	Pressão (bar)	Pressão (MPa)	Perímetro Projeto (mm)	Perímetro (mm)	Taxa de expansão	Perímetro (mm)	Taxa de expansão	Perímetro (mm)	Taxa de expansão	Perímetro (mm)	Taxa de expansão
0	0,00	0,00	4406,71	4405,00	0,00%	4405	0,00%	4407	0,00%	4404	0,00%
2	3,00	0,29		4406,00	0,02%	4406,00	0,00	4407,00	0,00	4404,00	0,00
4	17,00	1,67		4410,00	0,11%	4410,00	0,00	4412,00	0,00	4409,00	0,00
6	26,00	2,55		4419,00	0,32%	4419,00	0,00	4420,00	0,00	4415,00	0,00
8	28,00	2,75		4424,00	0,43%	4424,00	0,00	4426,00	0,00	4416,00	0,00
10	28,00	2,75		4425,00	0,45%	4426,00	0,00	4427,00	0,00	4417,00	0,00
12	28,00	2,75		4426,00	0,48%	4426,00	0,00	4428,00	0,00	4418,00	0,00
14	28,00	2,75		4426,00	0,48%	4426,00	0,00	4428,00	0,00	4418,00	0,00
16	28,00	2,75		4426,00	0,48%	4426,00	0,00	4428,00	0,00	4418,00	0,00
18	28,00	2,75		4426,00	0,48%	4426,00	0,48%	4428,00	0,48%	4418,00	0,32%
20	28,00	2,75		4426,00	0,48%	4426,00	0,48%	4429,00	0,50%	4418,00	0,32%
22	28,00	2,75		4426,00	0,48%	4426,00	0,48%	4429,00	0,50%	4418,00	0,32%
24	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4418,00	0,32%
26	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4418,00	0,32%
28	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4418,00	0,32%
30	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4418,00	0,32%
32	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4418,00	0,32%
34	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
36	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
38	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
40	28,00	2,75		4427,00	0,50%	4427,00	0,50%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
42	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
44	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
46	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4430,00	0,52%	4419,00	0,34%
48	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4419,00	0,34%
50	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4419,00	0,34%
52	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4419,00	0,34%
54	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4418,00	0,32%
56	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4418,00	0,32%
58	28,00	2,75		4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4418,00	0,32%
60	28,00	2,75	4428,00	0,52%	4428,00	0,52%	4431,00	0,54%	4418,00	0,32%	

Fonte: AUTOR (2022)

Na Tabela 16 estão as dimensões retiradas da parede do tampo do vaso de pressão.

Tabela 16 – Dados anotados durante ensaio cold-stretching do tampo do vaso de pressão

ENSAIO COLD-STRETCHING VASO DE PRESSÃO CRIOGÊNICO 5 M ³ - CONFORME APÊNDICE 44 ASME VIII DIV.1 - RESULTADO TAMPOS							
Dados do teste				Tampo Inferior		Tampo Superior	
Tempo (min)	Pressão (bar)	Pressão (MPa)	Perímetro metade do tampo Projeto (mm)	Perímetro (mm)	Taxa de expansão	Perímetro (mm)	Taxa de expansão
0	0,00	0,00	897,25	899,00	0,00%	898,00	0,00%
2	3,00	0,29		899,00	0,00%	898,00	0,00
4	17,00	1,67		899,00	0,00%	898,00	0,00
6	26,00	2,55		899,00	0,00%	898,00	0,00
8	28,00	2,75		899,00	0,00%	899,00	0,00
10	28,00	2,75		899,00	0,00%	899,00	0,00
12	28,00	2,75		899,00	0,00%	899,00	0,00
14	28,00	2,75		900,00	0,11%	899,00	0,00
16	28,00	2,75		900,00	0,11%	899,00	0,00
18	28,00	2,75		900,00	0,11%	899,00	0,11%
20	28,00	2,75		900,00	0,11%	899,00	0,11%
22	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
24	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
26	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
28	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
30	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
32	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
34	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
36	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,22%
38	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
40	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
42	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
44	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
46	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
48	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
50	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
52	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
54	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
56	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
58	28,00	2,75		900,00	0,11%	900,00	0,11%
60	28,00	2,75	900,00	0,11%	900,00	0,11%	

Fonte: AUTOR (2022)

Nas Tabelas 15 e 16 pode-se observar as variações das deformações da virola e tampo ao decorrer do tempo durante o teste do *cold-stretching*. As tabelas demonstram na primeira coluna o tempo de teste em minutos, a segunda e terceira colunas mostram a pressão em bar e MPa em acréscimo durante o teste, a quarta coluna mostra o perímetro conforme projeto das virolas e tampos do vaso, e as últimas colunas demonstram as medidas do perímetro anotadas e a deformação em relação ao projeto original do equipamento. No momento do teste, a temperatura do ambiente estava em 28 °C.

Na tabela 14 observa-se as deformações das 4 virolas do corpo do vaso de pressão durante o teste do *cold-stretching*. Em 8 minutos alcançou-se a pressão máxima de teste, 28 bar (2,75 MPa), e cada virola atingiu sua deformação máxima em:

- 1ª virola: em 42 minutos, com o perímetro de 4428 mm, 0,52% deformado em comparação ao projeto original. Essa deformação mantém-se durante o restante do teste e após o término com a pressão zerada no tanque;

- 2ª virola: em 42 minutos, com o perímetro de 4428 mm, 0,52% deformado em comparação ao projeto original. Essa deformação mantém-se durante o restante do teste e após o término com a pressão zerada no tanque;

- 3ª virola: em 48 minutos, com o perímetro de 4431 mm, 0,54% deformado em comparação ao projeto original. Essa deformação mantém-se durante o restante do teste e após o término com a pressão zerada no tanque;

- 4ª virola: em 34 minutos, com o perímetro de 4419 mm, 0,34% deformado em comparação ao projeto original. Aos 54 minutos, o perímetro decresce 1 mm, com o perímetro de 4418 mm, 0,32% deformado em comparação ao projeto original. Essa deformação mantém-se durante o restante do teste e após o término com a pressão zerada no tanque;

Na tabela 16 observa-se as deformações dos tampos do vaso de pressão durante o teste do *cold-stretching*. Em 8 minutos alcançou-se a pressão máxima de teste, 28 bar (2,75 MPa), cada tampo medido atingiu sua deformação máxima em:

- Tampo inferior: em 14 minutos, com o perímetro de 900 mm, 0,11% deformado em comparação ao projeto original. Essa deformação mantém-se durante o restante do teste e após o término com a pressão zerada no tanque;

- Tampo superior: em 22 minutos, com o perímetro de 900 mm, 0,11% deformado em comparação ao projeto original. Essa deformação mantém-se durante o restante do teste e após o término com a pressão zerada no tanque;

Durante o teste não foi encontrado nenhum ponto de vazamento no corpo do vaso e a pressão ficou estável em todo o tempo, sem nenhum decréscimo durante a operação *cold-stretching*. Foram retiradas todas as medidas das virolas e tampo após a pressão do tanque em 0 bar (MPa), e conforme informado acima, as deformações se mantiveram.

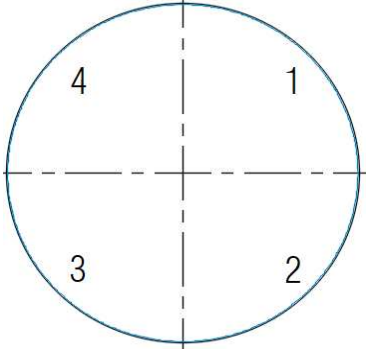
Nota-se que durante o teste alguns pontos conforme ilustram na Tabela 15. As virolas 1 e 2 tem comprimentos similares deformando por igual durante o teste. A virola 3 é a de maior comprimento do tanque e foi a que mais deformou durante o teste. A quarta virola foi a que menos deformou, levando assim a ter a seguinte condição no equipamento, as soldas entre as virolas são pontos de pouca deformação e restringem o aumento do diâmetro do corpo nessas regiões, assim, fica claro que a região central de cada virola são os pontos de deformações maiores durante a operação do *cold-stretching*.

Com os resultados obtidos na Tabela 16, nota-se que os tampos tiveram pouca deformação durante o teste em comparação as virolas. A taxa de expansão em comparação ao projeto original é no máximo de 0,11%. Não foi utilizado o extensômetro para medir as tensões no vaso durante o teste, lembrando que pelo ASME VIII Div.1 (2019) apêndice 44, não é obrigatório utilizar extensômetros, deve-se seguir conforme metodologia informado no item 3.5 dessa dissertação, onde deve-se registrar as deformações por instrumentos de medidas. Mas, com os resultados descritos na Tabela 16, pode-se fazer uma analogia com os cálculos obtidos da análise de elementos finitos informado no item 4.4.2 e 4.4.3, há um concentrador de tensões muito alto na região de transição do raio no tampo pelas análises, com essa baixa deformação durante o teste dos tampos, mostra que o resultado atingido na análise de elementos finitos é uma descontinuidade geométrica, sendo que os resultados que convergem são os que foram registrados na Tabela 13.

Após as etapas de registro das deformações do vaso de pressão durante a operação do *cold-stretching*, foi realizado as medidas das espessuras finais do tanque com um aparelho ultrassom calibrado. As espessuras mínimas consideradas para aprovação, é a maior encontrada do cálculo analítico ou do PV-Elite para

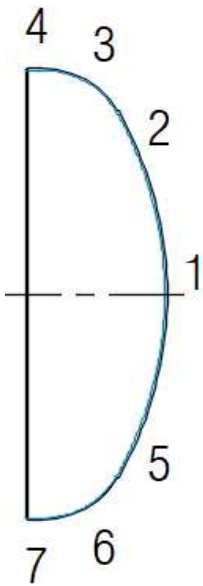
privilegiar a segurança do equipamento. Nas Tabelas 17 e 18 encontra-se o registro dessas medidas.

Tabela 17 – Dados anotados após o ensaio do *cold-stretching* da espessura do costado do vaso de pressão

RELAÇÃO ESPESSURA COSTADO APÓS O ENSAIO COLD-STRETCHING									
Dados do teste		Virola nº 1		Virola nº 2		Virola nº 3		Virola nº 4	
Identificação do Quadrante do costado	Espessura Projeto (mm)	Espessura (mm)	Taxa de perca	Espessura (mm)	Taxa de perca	Espessura (mm)	Taxa de perca	Espessura (mm)	Taxa de perca
1	6,35	6,22	2,09%	6,22	2,09%	6,22	2,09%	6,24	1,76%
2		6,23	1,93%	6,24	1,76%	6,21	2,25%	6,25	1,60%
3		6,22	2,09%	6,22	2,09%	6,22	2,09%	6,24	1,76%
4		6,21	2,25%	6,25	1,60%	6,21	2,25%	6,25	1,60%
PONTOS DE MEDIÇÃO									
									

Fonte: AUTOR (2022)

Tabela 18 – Dados anotados após o ensaio do *cold-stretching* da espessura do tambo do vaso de pressão

RELAÇÃO ESPESSURA DO TAMPO APÓS O ENSAIO COLD-STRETCHING						PONTOS DE MEDIÇÃO
Dados do teste		Tampo Inferior		Tampo Superior		
Identificação do Quadrante do costado	Espessura Projeto (mm)	Espessura (mm)	Taxa de perca	Espessura (mm)	Taxa de perca	
1	6,35	6,35	0,00%	6,35	0,00%	
2		6,35	0,00%	6,35	0,00%	
3		6,34	0,16%	6,34	0,16%	
4		6,34	0,16%	6,35	0,00%	
5		6,35	0,00%	6,35	0,00%	
6		6,34	0,16%	6,34	0,16%	
7		6,35	0,00%	6,35	0,00%	

Fonte: AUTOR (2022)

Com as informações obtidas com as Tabelas 17 e 18, pode-se fazer a análise se o vaso de pressão está dentro das conformidades de projetos de acordo com a espessura final após a operação do *cold-stretching*. Também é importante destacar a Tabela 10, onde traz as espessuras mínimas do material para a construção do vaso de pressão criogênico. As espessuras mínimas de acordo com o PV-Elite encontradas na Tabela, são:

- Tampo Inferior = 5,02 mm
- Tampo Superior = 4,91 mm
- Costado = 5,03 mm

Sendo assim, todas as espessuras medidas de acordo com as Tabela 17 e 18 estão acima das espessuras mínimas de acordo com os cálculos da Tabela 11. Na Tabela 17 destaca as medidas retiradas do corpo do vaso de pressão, como pode observar, as perdas de espessuras não foram iguais em todo o corpo do tanque. As virolas 1, 2 e 3 foram as que mais perderam espessura em determinados pontos medidos, chegando em 2,25% de perda em comparação a espessura original. Mesmo assim, as variações de perda da espessura não foram altas, ficando muito próximas conforme mostra nos registros da Tabela 17. A virola 4 foi a que menos perdeu espessura e como já discutido na análise da Tabela 15, foi a virola que menos deformou e, conseqüentemente, a que menos perdeu espessura.

Na Tabela 18 temos a condição de pouca perda de espessura nos tampos ou quase nada em relação a espessura original de projeto, mesmo com a conformação do tampo, a perda de espessura é quase irrelevante. Analisando a documentação (informação confidencial) de recebimento do material pelo setor da qualidade da empresa que o autor da dissertação trabalha, a espessura da chapa recebida para fabricação do tampo chegava até 6,40 mm, sendo assim 0,05 mm a mais que a espessura especificada para o projeto e compra, essa diferença chega a ser normal e deve ser levada em conta pelo engenheiro para não projetar um vaso de pressão com a espessura “no limite” do cálculo.

O engenheiro deve levar em conta essas variações de espessura de chapa, mesmo sendo adquirida de usinas respeitadas, pois são informações que variam com a teoria x prática. Outro ponto importante é entender o comportamento do equipamento, nesse caso que se discutiu os resultados da operação e teste do *cold-stretching*, é esperado a deformação e a perda de espessura do material, se após o

teste a parede tanto do corpo e tampo estivesse (ou uma delas), estivessem abaixo do limite mínimo permitido pelo projeto de engenharia, o vaso de pressão estaria reprovado para a condição projetada, levando a prejuízos imensuráveis para empresa e cliente. As informações empíricas para esse tipo de projeto são importantes, registrar os passos e variáveis para cada projeto devem ser boas práticas (quase obrigatórias) para os engenheiros responsáveis pela fabricação dos vasos de pressão, a fim de garantir uma próxima construção desse equipamento, retirar o máximo de otimização e segurança, gerando resultados positivos, confiança no equipamento e vantagens competitivas para empresa e clientes.

Após o teste *cold-stretching* no vaso de pressão e a despressurização, é necessário realizar de acordo o ASME VIII Div.1 Apêndice 44 que trata da operação *cold-stretching*, solicitada em áreas com alto concentrador de tensão (bocais) e deformações locais e todas as soldas de Categoria A da parte UW foram feito exame de líquido penetrante em todos esses locais, para avaliar possível formação de trincas nessas áreas. Com o líquido penetrante realizado e constatando que não houve nenhum tipo de trincas apontadas, estando aprovadas as soldas do vaso de pressão. Durante o teste *cold-stretching*, conforme já apontado, não houve nenhum tipo de vazamento e a pressão se manteve em todo o período de operação, com as deformações no vaso como era esperado.

Com base nos resultados discutidos e análises feitas, após as etapas de operação do *cold-stretching*, fica registrado que os resultados estão de acordo com o especificado na metodologia no item 3.5, considerando aprovado o vaso de pressão criogênico para operação, atendendo todos os requisitos de projetos apontados durante o projeto, confirmado pelo teste prático e cálculos de engenharia conforme ASME VIII Div.1.

Nos artigos pesquisados e estudados sobre o assunto do *cold-stretching*, destaca-se o comportamento dos aços austeníticos e a capacidade de ele suportar diversas condições de trabalho e sua capacidade de atingir propriedades mecânicas aprimoradas, a tecnologia do *cold-stretching* mostra essa capacidade de elevação do seu limite de escoamento e sua capacidade plástica, suportando também temperaturas negativas, que no caso desse estudo, a temperatura de projeto é -196,0 °C.

Alguns autores tentam buscar uma relação para definir a curva tensão x deformação para os aços austeníticos para trabalhos em baixas temperaturas e após a operação do *cold-stretching*, ainda que várias relações empíricas sejam importantes e encontrar uma solução com a equação que defina o comportamento dos aços austeníticos. A norma ASME VIII Div.1 mostra as regras de forma clara como deve ser feito, e define a tensão de cálculo com as tensões admissíveis para a definição do projeto, que no material utilizado para a construção do vaso estudado nessa dissertação é o ASME SA-240 TP. 304 é 270,0 MPa. O autor (DING, 2020), estuda uma relação para definir as curvas tensão x deformação para os aços austeníticos, propondo um métodos para calcular essas curvas, mas, de acordo com os materiais pesquisados, ainda é importante buscar fazer mais estudos sobre esse assunto, mesmo sendo aceito por diversas normas o *cold-stretching*, definindo formas de projeto e construção do vaso, mas é notável a capacidade de otimização e melhorias de projetos utilizando o aço austeníticos para projetos de baixa temperatura.

Outros autores tentam aprofundar sobre o comportamento de fadiga em vasos de pressão criogênicos fabricados utilizando a operação do *cold-stretching* (CHOIL, 2016; KIM, 2016), (HAN, 2015; WANG, 2015) e (MIAO, 2013), destacando que a resistência à fadiga do material do *cold-stretching* é superior do que a do material sem ter passado por essa operação, os estudos realizados seriam úteis para aproveitar ao máximo as vantagens do *cold-stretching* para desenvolver uma nova curva S-N (magnitude tensão x número ciclos) para projeto de fadiga de vasos de pressão aplicados *cold-stretching*.

Os vasos criogênicos aplicando a operação *cold-stretching* apresentam algumas desvantagens, como as limitações geométricas de acordo com o ASME VIII Div.1. As aberturas máximas que devem ser feitas para instalar conexões e bocais são de 200,0 mm, inviabilizando determinadas operações que exijam conexões maiores que essas. Não permite espessuras maiores que 30,0 mm e não permite variações do diâmetro do corpo do vaso. Além disso, um vaso de pressão mal projetado por não conhecer o comportamento do material, pode acarretar vazamentos e machucar os envolvidos durante o teste. Ter experiência e noção do comportamento do material e do equipamento é de extrema importância para o êxito e poder atingir as vantagens do projeto.

4.7.1 Comparação do projeto sem o *cold-stretching*

Com todos os resultados atingidos, pode-se fazer as comparações com o cálculo usando o material com e sem o *cold-stretching*.

A Tabela 5 mostra a tensão admissível do material SA-240 304 utilizado para o projeto; o valor dela é o que consta no ASME II Parte D 2019 sem o *cold-stretching*, sendo a tensão de 138,0 MPa para o material. Como dito no mesmo item 3.1, a tensão do SA-240 304 é de 270 MPa utilizando-o com a fabricação *cold-stretching*.

A fim de destacar a vantagem econômica para a utilização do *cold-stretching* para este projeto, as comparações foram feitas utilizando o método analítico das espessuras mínimas encontradas com a formulação do ASME VIII Div.1, metodologia utilizada nos itens 3.2.1 e 3.2.2, assim comparando o cálculo com e sem *cold-stretching*. Para se ter ideia de custo do material SA-240 304, o preço do kg é de R\$ 50,00, contudo, esse valor é somente para efeito comparativo, o ideal é buscar o fornecedor de aço para encontrar o valor correto no momento da cotação.

4.7.1.1 Costado Cilíndrico

A equação 5 demonstra a formulação para determinar a espessura mínima da chapa do material a ser utilizado no projeto. Conforme informações mostradas anteriormente, os valores utilizados para o cálculo são:

- R (raio interno do corpo cilíndrico) = $D/2 = 1390 / 2 = 695$ mm;
- E (eficiência de junta soldada) = 1;
- S (tensão admissível) = 138 MPa conforme material sem ser *cold-stretching*;
- S (tensão admissível) = 270 MPa conforme material com *cold-stretching*;
- P (pressão de projeto) = 1,9 MPa.

Para a espessura mínima da chapa do costado cilíndrico sem o *cold-stretching* encontra-se:

$$t = \frac{PR}{SE + 0,4P} = \frac{1,9 * 695}{(138 * 1) + (0,4 * 1,9)} = 9,52 \text{ mm}$$

Para a espessura mínima da chapa do costado cilíndrico utilizando o *cold-stretching* encontra-se conforme já mostrado no item 4.1:

$$t = \frac{PR}{SE + 0,4P} = \frac{1,9 * 695}{(270 * 1) + (0,4 * 1,9)} = 4,87 \text{ mm}$$

4.7.1.2 Tampo Semi-elíptico 2:1

Na equação 7 é demonstrada a formulação para determinar a espessura mínima da chapa do material a se utilizar no projeto. Conforme informações mostradas anteriormente, os valores utilizados para o cálculo são:

- D (diâmetro interno do tampo) = D = 1390 mm;
- E (eficiência de junta soldada) = 1;
- S (tensão admissível) = 138 MPa conforme material sem ser cold-stretching;
- S (tensão admissível) = 270 MPa conforme material com cold-stretching;
- P (pressão de projeto) = 1,9 MPa.

Para a espessura mínima da chapa do tampo semi-elíptico 2:1 sem o *cold-stretching* encontra-se:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} = \frac{1,9 * 1390}{(2 * 138 * 1) - (0,2 * 1,9)} = 9,58 \text{ mm}$$

Para a espessura mínima da chapa do tampo cilíndrico utilizando o *cold-stretching* encontra-se conforme já mostrado no item 4.1:

$$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P} = \frac{1,9 * 1390}{(2 * 270 * 1) - (0,2 * 1,9)} = 4,89 \text{ mm}$$

4.7.1.3 Comparativo dos métodos

No item anterior, tem-se os cálculos das espessuras mínimas das chapas do costado cilíndrico e do tampo semi-elíptico 2:1 do vaso de pressão. Na Tabela 19, tem-se os resultados atingidos para as espessuras mínimas das chapas para os projetos sem e com *cold-stretching*.

Pode-se observar na Tabela 2 que os valores obtidos diferem bastante quando utilizado ou não o *cold-stretching*. Pelas formulações do ASME VIII Div.1 através da

parte UG, a diferença entre os métodos para o costado e tampo é de 51%, ou seja, o tanque reduz a espessura em 51% quando utiliza-se o procedimento *cold-stretching* para a construção do vaso de pressão.

Tabela 19 – Comparativo dos resultados do cálculo conforme ASME VIII Div.1 2019, sem e com *cold-stretching*

Descrição componente	Sem <i>cold-stretching</i>	Com <i>cold-stretching</i>
Costado	9,52 mm	4,87 mm
Tampo	9,58 mm	4,89 mm

Fonte: AUTOR (2022)

Como pode-se observar os valores descritos na Tabela 19, as espessuras mínimas obtidas com o *cold-stretching* são menores do que quando utilizado o material sem o *cold-stretching*. Como já discutido nesse item 4.7, em vez de usar uma chapa de 12,7 mm de espessura (material comercial que encontra no mercado acima da espessura mínima calculada), usou-se uma chapa de 6,35 mm para a construção do equipamento, devido sua propriedade mecânica melhorada quando utilizada a tecnologia do *cold-stretching*.

Considerando o custo do kg do material SA-240 304 de R\$50,00; pode-se fazer estimativa do custo do material do corpo e tampo, considerando o peso do tanque com espessura 6,35 mm e 12,7 mm. Abaixo, tem-se os pesos do equipamento de corpo e tampo (bocais e acessórios não estão nessa relação) considerando o projeto com e sem *cold-stretching*:

- Peso vaso com *cold-stretching*: 793 kg - R\$ 39.650,00;
- Peso vaso sem *cold-stretching*: 1367 kg - R\$ 68.350,00.

A economia gerada com a utilização do método *cold-stretching* é de R\$28.700,00.

5 CONCLUSÕES

Com os resultados obtidos com o estudo proposto por este trabalho, pode-se concluir a importância em utilizar a norma ASME VIII Div.1 para elaboração do projeto e construção do vaso de pressão. Seguir as normas de engenharia para elaborar projetos é a diretriz, e os limites para construir um equipamento seguro e que trabalhe conforme o desejado pelo engenheiro e clientes. A norma ASME VII Div.1 traz de forma clara suas regras para a construção de vaso de pressão; o entendimento do engenheiro é essencial para elaboração de um bom projeto de forma segura e eficiente. O resultado foi satisfatório conforme valores obtidos pelos cálculos teóricos (detalhados nas Figuras 70, 71 e 72) e com o teste prático realizado.

A utilização dos *softwares* de cálculos de engenharia: PV-Elite e Ansys Worbench, trouxe ao trabalho resultados importantes para comparar com os dados teóricos. Conhecer as regras de engenharia e as normas pertinentes para o projeto proposto é essencial antes de iniciar qualquer análise utilizando *softwares*, e durante todo o trabalho, buscou-se relacionar os critérios técnicos em relação as tecnologias disponíveis.

Com a utilização do PV-Elite foi possível otimizar o projeto, reduzindo o tempo, permitindo chegar em resultados precisos. Conforme foi discutido nas comparações dos resultados nas Figuras 70, 71 e 72, o *software* considera no seu cálculo, quando inserido, a coluna de líquido dentro do vaso de pressão, sendo assim, quanto maior a densidade e a coluna d'água, maior será a força sobre a região inferior do vaso de pressão, gerando tensões maiores na parede do vaso; o dado da coluna de líquido inserido foi gerado mais uma informação de detalhe para a comparação com os outros métodos utilizados nesse trabalho.

Para o cálculo pelo método dos elementos finitos, foi utilizado o *software* Ansys Worbench para análise das tensões na parede interna do vaso de pressão criogênico. Com a utilização da metodologia foi possível chegar em uma análise mais detalhada sobre as tensões atuantes na parede do vaso, mas comparado com os outros métodos utilizados os resultados das tensões ficaram próximos, conforme detalhado no item 4.6 e nas Figuras 70, 71 e 72. Mais alguns pontos importantes a se destacar nas análises de elementos finitos são: a capacidade computacional, conhecer a geometria a ser calculada e o tipo de malha gerada permite resultados mais precisos. A análise de elementos finitos exige conhecimento técnico do engenheiro, no caso desse

trabalho, analisar as cargas atuantes no vaso de pressão e os pontos de restrição, e se for feito de maneira errada, pode gerar resultados conflitantes e gerar risco de falha na construção do equipamento, contudo, sendo feito de maneira correta, a otimização e o tempo ganho na validação do equipamento tornam a ferramenta muito útil no processo de validação dos produtos.

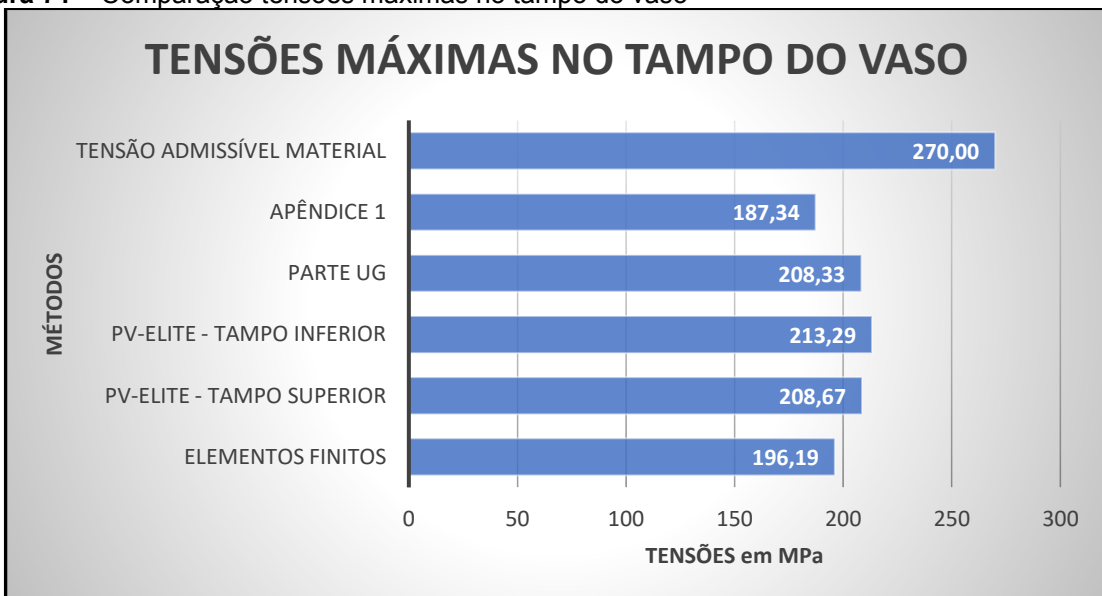
Para exemplificar as comparações dos resultados de cada método utilizado para os cálculos e análises, nas Figuras 70, 71 e 72 seguem os gráficos com as tensões máximas no costado, tensões máximas no tambo e tensão equivalente no vaso de pressão, respectivamente.

Figura 70 – Comparação tensões máximas no costado do vaso



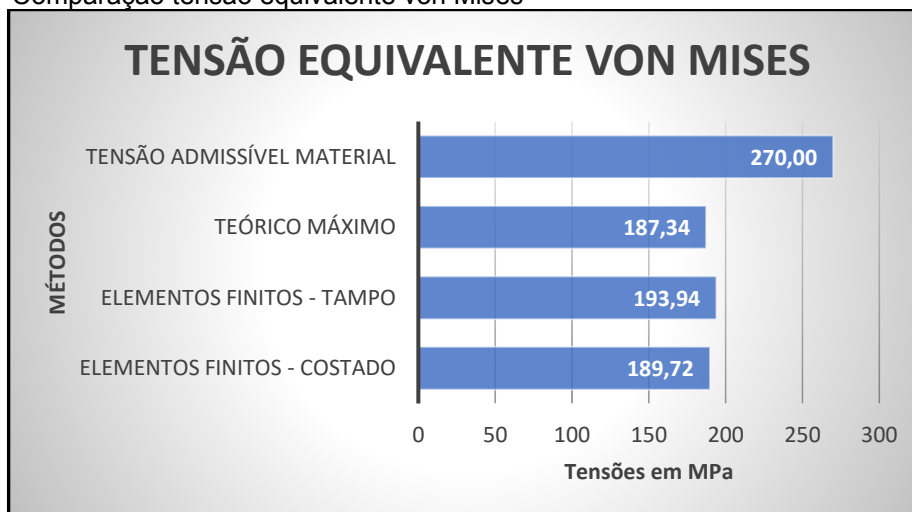
Fonte: AUTOR (2022)

Figura 71 – Comparação tensões máximas no tambo do vaso



Fonte: AUTOR (2022)

Figura 72 – Comparação tensão equivalente von Mises



Fonte: AUTOR (2022)

Com o estudo realizado, foi possível concluir que a diferença da tensão admissível entre o processo de *cold-stretching* e o material original é de 95,7% superior, reduzindo a espessura das chapas utilizadas para o projeto do vaso de pressão.

Conforme os resultados obtidos, com a utilização do *cold-stretching* tem-se uma grande vantagem quando o objetivo for diminuir peso e espessura do vaso de pressão em relação ao método “convencional”. Ao diminuir peso do equipamento, uma das vantagens, por exemplo, para o mercado dos vasos de pressão rodoviário, isso pode ser uma grande vantagem de transporte, pois reduz o peso bruto do equipamento que transporta e ganha em carga útil para entregar, gerando uma ótima vantagem competitiva, reduzindo custo de transporte e emissão de poluentes na atmosfera, pois o mesmo veículo é capaz de transportar mais produto do que o esperado.

A tensão admissível do aço austenítico pode ser aprimorado em 85,0% a 130,0% com a operação *cold-stretching*, dessa forma, reduzindo em até 50,0% o peso do equipamento e o custo de aquisição de material. Nesse trabalho, por exemplo, em vez de usar uma chapa de 12,7 mm de espessura, usou-se uma chapa de 6,35 mm para a construção do equipamento, devido a sua incrível melhora na propriedade mecânica utilizando a tecnologia do *cold-stretching*. Para os fabricantes, ao diminuir a espessura da chapa para fabricação do vaso de pressão, automaticamente cria um diferencial competitivo no mercado, conforme detalhado no item 4.7.1 e detalhando na Tabela 20.

Na Tabela 20 encontra-se os valores do custo do equipamento descrevendo o método de projeto:

Tabela 20 – Valores do equipamento de acordo com cada método

Método de projeto utilizado	Peso do vaso	Custo do kg do aço SA-240 304	Valor do equipamento
Sem cold-stretching	1367 kg	R\$ 50,00	R\$ 68.350,00
Com cold-stretching	793 kg		R\$ 39.650,00

Fonte: AUTOR (2022)

Para o projeto desse trabalho, a economia gerada é de R\$28.700,00, se comparado com o método de cálculo original, conforme pode-se observar com a Tabela 20. Lógico que esse valor é considerando os custos brutos, mas comparando apenas o custo da matéria-prima, a economia é de 58,0% comparando com o método de cálculo original. Complementando as discussões desse trabalho, o investimento maior na aplicação da utilização do *cold-stretching* é na engenharia de cada empresa e no seu corpo técnico para adquirir o *know-how* para construção de cada vaso de pressão utilizando o aço austenítico.

Outro ponto importante é destacar a importância da utilização do aço inoxidável austenítico, pois sua capacidade em melhorar suas propriedades mecânicas o torna essencial na utilização na criogenia, pois, além de suportar temperaturas baixas, pode ser aumentada, como mostrado na tecnologia *cold-stretching*, por exemplo.

O objetivo em validar o equipamento foi atingido e, conseqüentemente, a empresa na qual o autor da dissertação trabalha tem um equipamento homologado e validado para colocar em seu catálogo de produtos para seus clientes.

REFERÊNCIAS

- AHMED, Mutahir. Finite Element Investigation of Geometry Effect on Pressure Vessel under Combined Structural Band Thermal Loads. **International Journal of Engineering and Advanced Technology**, v. 4, n. 2, p. 118-124, 2014.
- ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos - A base da tecnologia CAE**. 7ª edição. São Paulo, Érica, 2000.
- AZEVEDO, Álvaro F. M.. **Método dos Elementos Finitos**. Portugal: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003. 258 slides, color. Disponível em: <http://alvaroazevedo.com/publications/books/Livro_MEF_AA_1ed/doc/Livro_MEF_AA.pdf>
- BALDEVBHAI, Patel PratikKumar. Design and Optimization of Cryogenic Storage Vessel. **International Journal of Engineering Development and Research**, v. 3, n. 1, p. 208-216, 2014.
- BUDYNAS, G. R., NISBETT J. K.. **Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica**, 2008.
- BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas Shigley**. 8ª edição. Porta Alegre, AMGH, 2011.
- CHEN, Xiaolin, LIU, Yijun. **Finite Element Modeling and Simulation with Ansys Workbench**, Nova Iorque, CRC Press, 2015
- CHOIL, H. S., KIM, J. H., KIM, S., HUR, K. B.. Fatigue crack growth characteristics of austenitic stainless steel for cold-stretched pressure vessels at cryogenic temperatures. **WILEY-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA**, Weinheim, v. 47, n. 5–6, p. 444-451, 2016.
- Código ASME VIII. BPVC Section VIII-Rules for Construction of Pressure Vessels Division 1. **ASME SETTING THE STANDARD**, 2019.
- DA SILVA, Adson Bezerra. **Projeto de vaso de pressão segundo norma ASME e pelo método dos elementos finitos**. 144f. (Dissertação apresentada ao Curso Pós-graduação em Engenharia Mecânica) Recife, Universidade Federal de Pernambuco - UFPE, 2015.
- DE ALBUQUERQUE, Levi Barcelos. **Categorização de tensões em modelos de elementos finitos de conexões Bocal-Vaso de Pressão**. 148f. (Dissertação apresentada como parte dos requisitos para obtenção do Grau de Mestre em Ciências na Área de Reatores Nucleares de Potência e Tecnologia do Combustível Nuclear) São Paulo, USP, 1999.
- DE MIRANDA, Jorge Ricardo Fonseca. **Análise das tensões atuantes em interseções entre bocais e vasos de pressão cilíndricos sem e com chapa de reforço sob pressão interna**. 124f. (Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais) Minas Gerais, UFMG, 2007.

DEVARAJU, U. R. Design Investigation into the Stress at the Base of a Nozzle of a Pressure Vessel. **International Journal of Engineering Sciences & Research Technology**, v. 3, n.7, p. 547-553, 2014.

DING, Huiming, WU, Yingzhe, LU, Qunjie, ZHENG Jinyang. A method for calculating low-temperature stress-strain curves of austenitic stainless steels. **Cryogenics Elsevier**, v. 107, 103059, 2020

FRYER, Donald M., Harvey, John F.. **High Pressure Vessels**. Chapman & Hali, 1998.

GALLETLY, G. D., BLACHUT, J.. Torispherical shells under internal pressure-failure due to asymmetric plastic buckling or axisymmetric yielding. **Proc Institution of Mechanical Engineers**, v. 199, n.3, p. 225-238, 1985.

GLYNIADAKIS, Sofia, MARTINS, Marcelo Sampaio, TOMAZINI, José Elias. Analysis of Stresses in a Pressure Vessel for Didactic Purposes. **7th International Symposium on Solid Mechanics**, Mecsol 2019.

HAN, Y, WANG, K, S. Effect of Cold Stretching on Fatigue Properties of Type S31603 Austenitic Stainless Steel at High Temperature. **14th International Conference on Pressure Vessel Technology, Procedia Engineering**, v.130, p. 1075-1080, 2015.

HAN, Yu, CHEN, Xuedong, LIU, Quankun. Research and Application on Mechanical Behavior of Austenitic Stainless Steels for Cold Stretched Pressure Vessel. **Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels & Piping Division Conference**, 2011.

HARVEY, J.F., FRYER D. M.. **High Pressure Vessels**. Springer Science+Business Media Dordrecht, 1998.

HIBBELER, R. C.. **Resistência dos Materiais**. 5ª edição. São Paulo, Pearson, 2004.

IBRAHIM, Ahmed, RYU, Yeong, SAIDPOUR, Mir. Stress Analysis of Thin-Walled Pressure Vessels. **Modern Mechanical Engineering**, v. 5, p. 1-9, 2015.

LU, Y. Q., HUI H.. Investigation on Mechanical Behaviors of Cold Stretched and Cryogenic Stretched Austenitic Stainless Steel Pressure vessels. **Procedia Engineering**, v. 130, p. 628-637, 2015.

LU, Yaqing, HUI, Hu, GONG, Jianguo. Influence of Welding Strength Matching Coefficient and Cold Stretching on Welding Residual Stress in Austenitic Stainless Steel. **Journal of Materials Engineering and Performance**, v. 27, n.6, p. 3131-3143, 2018.

MIAO, Cun-jian. Investigation of low-cycle fatigue behavior of austenitic stainless steel for cold-stretched pressure vessels. **Journal of Zhejiang University-Science A**, v.14, n.1, p. 31-37, 2013.

PENDBHAJE, Apurva R., GAIKWAD, Mahesh. Design and analysis of pressure vessel. **International Journal of Innovative Research in Technology & Science (IJIRTS)**, v. 2, n.3, p. 28-34, 2011.

PRAHARAJ, Rajendra Kumar. **Design and Development of Liquid Nitrogen Storage Vessel Using ASME Boiler and Pressure Vessel Code**. 62f. (Tese apresentada em cumprimento parcial dos requisitos para atribuição do grau de Mestre em Tecnologia em Engenharia Mecânica do Instituto Nacional de Tecnologia, Rourkela) Odisha, Índia, 2015.

RAJU, Bala Parandhama. Design of liquid oxygen storage tank with welded joints & its Safety. **International Journal of Modern Engineering Research**, v. 5, n. 4, p. 5-10, 2015.

RAO, Peddada Thirumala. Design and Analysis of Cryogenic Storage Vessel Material Optimization. **International Journal of Engineering and Techniques**, v. 4, n.2, p. 263-277, 2018.

REED, R. P., GOLDA, M. Cryogenic properties of unidirectional composites. **Butterworth-Heinemann Ltd**, v. 34, n. 11, p.909-928, 1994.

SANGHVI, Akshat, PATEL, Aakash, RANGNEKAR, Shantanu, RANE, Vaibhav. Designing and Analysis of Cryogenic Storage Vessel. **EasyChair Preprint**, n. 5060, 2021.

SEELI, Hepsiba. Designing and Analysis of Cryogenic Storage Vessels. **International Journal of Scientific & Engineering Research**, v.7, n.7, p. 65-76, 2016.

SHARMA, P., CHUGH, P., NEOGI, S.. Study to methodize the design of a safe Type-4 CNG storage vessel using finite element analysis with experimental validation. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 192, 104425, 2021.

SILVA TELLES, Pedro C.. **Vasos de Pressão**. 2ª edição. Rio de Janeiro, LTC, 1996.

THAKKAR, B. S.. Design of pressure vessel using ASME code, Section VIII, Division 1. **International Journal of Advanced Engineering Research and Studies**, v. 1, n. 2, p. 228-234, 2012.

TIMMERHAUS, K. D.. **Advances in Cryogenic Engineering**. Volume 17. Colorado, EUA, SPRINGER SCIENCE+ BUSINESS MEDIA, LLC 1972

VYAS, Binesh P., KUMBHANI Ankit D. Design Of Vertical Pressure Vessel Using Pvelite Software. **International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT)**, v. 2, n. 1, p. 1-8, 2013.

ZHENG, Jinyang, GUO, Abin, MIAO, Cunjian, XU, Ping, YANG, Jian, YE, Jianjun, LI, Ma, WU, Linlin, YANG, Guoyi. COLD Stretching of Cryogenic Pressure Vessels from Austenitic Stainless Steels. **Proceedings of the ASME 2011 Pressure Vessels & Piping Division Conference**, 2011.