



UNIVERSIDADE FEDERAL DO CEARÁ
CAMPUS DE RUSSAS
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUAN GONDIM DE ARAÚJO

**PROJETO DE UM VASO SEPARADOR TRIFÁSICO CONFORME A NORMA
ASME E ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE O MÉTODO ANALÍTICO E O
MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS**

RUSSAS - CE

2022

LUAN GONDIM DE ARAÚJO

PROJETO DE UM VASO SEPARADOR TRIFÁSICO CONFORME A NORMA ASME
E ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE O MÉTODO ANALÍTICO E O MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, como requisito
parcial à obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Cândido Jorge de Sousa
Lobo.

RUSSAS - CE

2022

Dados Internacionais de Catalogação na
Publicação Universidade Federal do
Ceará
Sistema de Bibliotecas

Gerada automaticamente pelo módulo Catalog, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

- A69p Araújo, Luan Gondin de.
Projeto de um vaso separador trifásico conforme a norma ASME e análise comparativa entre o método analítico e o método dos elementos finitos / Luan Gondim de Araújo. – 2022.
96 f. : il. color.
- Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) – Universidade Federal do Ceará, Campus de Russas, Curso de Engenharia Mecânica, Russas, 2022.
Orientação: Prof. Dr. Cândido Jorge de Sousa Lobo.
1. Vaso de Pressão. 2. Método dos Elementos Finitos. 3. Simulação Computacional. I. Título.

CDD 620.1

LUAN GONDIM DE ARAÚJO

PROJETO DE UM VASO SEPARADOR TRIFÁSICO CONFORME A NORMA ASME
E ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE O MÉTODO ANALÍTICO E O MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao
Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da
Universidade Federal do Ceará, como requisito
parcial à obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Cândido Jorge de Sousa
Lobo.

Aprovado em: ___/___/___

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Cândido Jorge de Sousa Lobo (Orientador)
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Profa. Dra. Caroliny Gomes de Oliveira
Universidade Federal do Ceará (UFC)

Prof. Dr. Edvan Cordeiro de Miranda
Universidade Federal do Ceará (UFC)

AGRADECIMENTOS

Primeiramente e principalmente, agradeço a Deus por tudo que tem feito até aqui na minha vida pessoal e profissional, e por ter me sustentado e guiado diante das várias situações difíceis que passei.

Agradeço a minha esposa, Karine, por estar ao meu lado durante toda essa longa trajetória e por todos os conselhos e incentivos dados, isso foi muito importante para chegar até aqui. Muito obrigado por acreditar em mim, até mesmo quando eu não acreditei, e pelo seu companheirismo e amor.

Aos meus pais Lindomar e Gilvania, por me ajudarem a chegar até aqui, por me darem suporte financeiro e estrutural em cada momento que precisei e por incentivarem a conquistar o meu sonho.

Ao meu orientador, Dr. Cândido Jorge de Sousa Lobo, por toda sua compreensão diante das situações, pelo incentivo e auxílio, que tornou possível a realização deste projeto.

A todos os professores que fizeram parte da minha formação acadêmica, cada um teve uma contribuição especial para que hoje eu chegasse até aqui.

Aos meus colegas de graduação em Engenharia Mecânica, por todos os momentos de convívio e compartilhamento de experiências ao longo da formação.

RESUMO

O vaso de pressão é um dos equipamentos mais utilizados na indústria de petróleo e se enquadra como um equipamento de alto risco, devido a seus fluidos de trabalho. Sabendo disso, o método dos elementos finitos é empregado aos projetos pois une eficiência e confiabilidade. O objetivo deste trabalho é desenvolver um projeto de um vaso de pressão, do tipo separador trifásico, baseado na norma ASME Seção VIII Divisão 2, de modo a obter os resultados das tensões atuantes e realizar uma análise comparativa utilizando o Método Analítico e o Método dos Elementos Finitos. Foi elaborado um sistema virtual baseado em estudos e calculado as espessuras mínimas, pelas equações da norma ASME, para as chapas empregadas no vaso de pressão. De posse das variáveis foi utilizado o software SolidWorks para a criação do modelo tridimensional e determinado as tensões de membrana e de Von Mises, por meio do Método Analítico. A partir do modelo tridimensional foi usado o software ANSYS para realizar as simulações e foi obtido uma tensão média equivalente de Von Mises com o valor de 105,92 MPa. Foram definidos pontos importantes para executar a linearização de tensões na simulação e desse modo alcançar os valores das tensões de membrana, no ponto 1 foi encontrado o valor de 115,73 MPa, no ponto 2 de 59,88 MPa, no ponto 3 de 134,50 MPa e no ponto 4 de 121,19 MPa. Com esses valores encontrou-se uma tensão média de 87,81 MPa para o costado e 105,19 MPa para os tampos, através do Método dos Elementos Finitos, e uma tensão de 137,80 MPa para o costado e 116,47 MPa para os tampos, através do Método Analítico. Como conclusão temos que o vaso de pressão projetado pela norma ASME é sobredimensionado, pois através das análises realizadas, o Método Analítico alcançou valores 34% maiores do que os obtidos pelo Método dos Elementos Finitos.

Palavras-chave: Vaso de Pressão; Método dos Elementos Finitos; simulação computacional.

ABSTRACT

The pressure vessel is one of the most used equipment in the oil industry and fits as a high risk equipment, due to its working fluids. Knowing this, the finite element method is used in projects because it combines efficiency and reliability. The objective of this work is to develop a design of a pressure vessel, of the three-phase separator type, based on the ASME Section VIII Division 2 standard, in order to obtain the results of the acting stresses and carry out a comparative analysis using the Analytical Method and the Method of Finite elements. A virtual system based on studies was developed and the minimum thicknesses were calculated, by the equations of the ASME standard, for the plates used in the pressure vessel. With the variables in hand, SolidWorks software was used to create the three-dimensional model and determined the membrane and Von Mises stresses, using the Analytical Method. From the three-dimensional model, the ANSYS software was used to perform the simulations and an equivalent average Von Mises stress with a value of 105.92 MPa was obtained. Important points were defined to perform the linearization of stresses in the simulation and thus reach the values of membrane stresses, at point 1 a value of 115.73 MPa was found, at point 2 of 59.88 MPa, at point 3 of 134.50 MPa and at point 4 of 121.19 MPa. With these values it was found an average tension of 87.81 MPa for the side and 105.19 MPa for the tops, through the Finite Element Method, and a tension of 137.80 MPa for the side and 116.47 MPa for the tops, through the Analytical Method. As a conclusion, we have that the pressure vessel designed by the ASME standard is oversized, because through the analyzes carried out, the Analytical Method reached values 34% higher than those obtained by the Finite Element Method.

Keywords: Pressure Vessel; Finite Element Method; computer simulation.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de projeto do vaso de pressão.....	40
Tabela 2 - Bocais do vaso de pressão.	41
Tabela 3 - Propriedades mecânicas do aço ASTM A-516 Gr 70.....	42
Tabela 4 - Espessura mínima requerida para bocais ou bocas de visita.	47
Tabela 5 - Fator K6 em função de Ar	61
Tabela 6 - Espessuras de chapas grossas comerciais.	63
Tabela 7 - Condições de contorno inseridas no vaso de pressão.	64
Tabela 8 - Dimensão dos elementos tetraédricos aplicado aos modelos.....	66
Tabela 9 - Configuração do computador utilizado.	69
Tabela 10 - Componentes projetados conforme a norma ASME VIII Divisão 2.	70
Tabela 11 - Tensões atuantes no costado e no tampo.	73
Tabela 12 - Tensão de membrana atuante no vaso de pressão utilizando o raio interno.	82
Tabela 13 - Tensão de membrana atuante no vaso de pressão utilizando o raio médio.	82
Tabela 14 - Tensões calculadas através do critério de Lamé.	82
Tabela 15 - Comparativo entre o Método Analítico e Método dos Elementos Finitos	87

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Tensões circunferenciais (σ_1) e axiais (σ_2), em um cilindro de parede fina submetido à pressão interna.	25
Figura 2 - Distribuição de tensões circunferenciais (σ_θ) e radiais (σ_r), ao longo da espessura de um cilindro de parede grossa.....	28
Figura 3 - Limites inferior e superior da circunferência de um círculo.	33
Figura 4 - Discretização de um elemento sólido utilizando elementos finitos.....	35
Figura 5 - Fluxograma da metodologia para o projeto pelo Método dos Elementos Finitos.....	36
Figura 6 - Malha Estruturada.....	38
Figura 7 - Malha não estruturada.	38
Figura 8 – Vaso de pressão com os respectivos componentes.	41
Figura 9- Bocal radial inserido no casco cilíndrico.	48
Figura 10 - Bocal radial inserido em um tampo elipsoidal.	52
Figura 11 - Suportes tipo sela.	55
Figura 12 - Área não efetiva à flexão longitudinal do costado.	57
Figura 13 - Dimensões fundamentais dos suportes tipo sela.	58
Figura 14 - Diagrama de corpo livre do vaso de pressão.....	59
Figura 15 - Malha tetraédrica aplicada ao Vaso de Pressão.....	65
Figura 16 - Análise de convergência baseado nas tensões de Von Mises.	67
Figura 17 - Região de transição da malha tetraédrica.....	68
Figura 18 - Vaso de Pressão com Malha Tetraédrica aplicada.....	73
Figura 19 - Ampliação da transição de malha costado-tampo.....	74
Figura 20 - Distribuição das tensões de Von Mises no Vaso de Pressão.	75
Figura 21 - Resultados das tensões Máxima, Mínima e Média.....	75
Figura 22 - Concentradores de tensões na parte interna do Vaso de Pressão.	76
Figura 23 - Distribuição de tensões na região de transição tampo-costado.....	76
Figura 24 - Distribuição de tensões no suporte do Vaso de Pressão.....	77
Figura 25 - Localização dos pontos utilizados na linearização das tensões.	77
Figura 26 - Gráfico representando a linearização do ponto 1.	78
Figura 27 - Gráfico representando a linearização do ponto 2.	78
Figura 28 - Gráfico representando a linearização do ponto 3.	79
Figura 29 - Gráfico representando a linearização do ponto 4.	79

Figura 30 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 1.	84
Figura 31 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 2.	85
Figura 32 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 3.	86
Figura 33 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 4.	86

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

A	Distância do centro de cada sela até a linha de tangência dos tampos
ASME	American Society of Mechanical Engineers
A_1	Área contribuída pela parede do vaso
A_2	Área contribuída pelo bocal fora da parede do vaso
A_3	Área contribuída pelo bocal dentro da parede do vaso
A_{41}	Área contribuída pela solda de filete do bocal externo
A_{42}	Área contribuída pela chapa de reforço para a solda de filete do vaso
A_{43}	Área contribuída pela solda de filete do bocal interno
A_5	Área contribuída pela chapa de reforço
A_T	Área total dentro dos limites assumidos de reforço
A_p	Área de resistência a pressão, usada para determinar a força de descontinuidade de abertura do bocal
b_1	Largura da sela
b_2	Largura da placa soldada ao costado
BS	British Standard
C_1	Constante de ângulo usada para o cálculo do tempo
C_2	Constante de ângulo usada para o cálculo do tempo
C_3	Parâmetro de força utilizado no cálculo da carga no tampo elíptico
D	Diâmetro interno
D_R	Distância da linha central do tampo até a linha central do bocal
D_i	Diâmetro interno do costado ou do tampo
D_m	Diâmetro médio
E_T	Módulo de elasticidade na temperatura máxima de projeto
E	Coeficiente de eficiência de solda
EUA	Estados Unidos da América
F_p	Fator de fixação do bocal
f_N	Força da pressão interna no bocal fora do vaso
f_S	Força da pressão interna no costado
f_Y	Força de descontinuidade da pressão interna
f_{rn}	Fator de material do bocal
f_{rp}	Fator de material da chapa de reforço

g	Aceleração da gravidade
G	Constante usada no cálculo do tampo elíptico
h	Altura do tampo elíptico medido na superfície interna
k	Constante de ângulo usada para o cálculo do tampo
L	Comprimento entre as linhas de tangência dos tampos
L	Raio interno da coroa
L_{41}	Comprimento da solda de filete do bocal externo
L_{42}	Comprimento da solda de filete da chapa de reforço
L_{43}	Comprimento da solda de filete do bocal interno
L_H	Comprimento efetivo da parede do bocal fora do vaso
L_R	Comprimento efetivo da parede do vaso
L_{pr1}	Projeção do bocal do lado de fora da parede do vaso
MEF	Método dos Elementos Finitos
m_v	Massa do vaso de pressão cheio
p	Pressão interna
P	Pressão interna de projeto
P_L	Tensão de membrana primária local máxima na interseção do bocal
P_a	Pressão interna máxima admissível no tampo elíptico
P_{ac}	Pressão interna admissível de um tampo elíptico baseado na ruptura da coroa
P_{ak}	Pressão interna admissível de um tampo elíptico baseado na falha por flambagem da junta
P_{ck}	Valor da pressão interna esperado para resultar em uma falha de flambagem da junta no tampo elíptico
P_{eth}	Pressão interna necessária para produzir flambagem elástica na junta do tampo elíptico
P_{max}	Pressão máxima admissível do bocal
P_v	Peso do vaso de pressão cheio
P_y	Valor da pressão interna esperada para resultar em uma tensão máxima igual a do material
R_{eff}	Raio de pressão efetivo
R_n	Raio interno do bocal
R_{th}	Raio usado no cálculo do tampo elíptico

R_{xn}	Raio do bocal para cálculo de força
R_{xs}	Raio do costado para cálculo de força
r_0	Raio externo
r_i	Raio interno
r	Raio interno
r	Raio interno de transição no tampo
S	Máxima tensão admissível
S	Tensão admissível para o vaso de pressão na temperatura de projeto
S_a	Tensão admissível da sela
S_{allow}	Tensão admissível
S_e	Tensão equivalente de Von Mises
S_f	Tensão admissível
S_n	Tensão admissível para o bocal na temperatura de projeto
S_p	Tensão admissível para a chapa de reforço na temperatura de projeto
S_{tampo}	Tensão atuante no tampo
t	Espessura da parede
t_a	Espessura da alma da sela
t_e	Espessura da chapa de reforço
t_n	Espessura nominal da parede do bocal
W_1	Força de reação em cada suporte
W	Largura da chapa de reforço
X_0	Distância do diâmetro externo do bocal ao centro do tampo
y	Distância do chão ao ponto inferior do costado
β_{th}	Ângulo usado no cálculo do tampo elíptico
σ_3	Tensão radial
σ_{avg}	Tensão primária média da membrana
σ_{circ}	Tensão primária geral da membrana
σ_e	Tensão equivalente de Von Mises
σ_y	Tensão de escoamento do material
σ_1	Tensão tangencial
σ_2	Tensão longitudinal
σ_r	Tensão radial
σ_x	Tensão longitudinal

σ_{θ}

Tensão tangencial

Φ_{th}

Ângulo usado no cálculo do tampo elíptico

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
2	OBJETIVOS	18
2.1	Objetivo Geral	18
2.2	Objetivo Específico	18
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
3.1	Código ASME	19
3.1.1	<i>Norma ASME Seção VIII Divisão 1</i>	21
3.1.2	<i>Norma ASME Seção VIII Divisão 2</i>	22
3.2	Projeto de Vasos de Pressão	23
3.3	Teoria de Cascas	25
3.4	Critérios de falhas baseado em escoamento	29
3.4.1	<i>Conceitos básicos de projeto por análise</i>	31
3.4.2	<i>Categorização das tensões</i>	31
3.5	O Método dos Elementos Finitos	32
3.5.1	<i>Definições</i>	34
3.5.2	<i>Malhas</i>	37
4	MATERIAL E MÉTODO	39
4.1	Dados de Projeto	39
4.1.1	<i>Definição do material utilizado no Vaso de Pressão</i>	41
4.1.2	<i>Equações para Espessura Mínima conforme a norma ASME</i>	43
4.1.3	<i>Seleção de Chapas e Tubos comerciais</i>	62
4.2	Condições de Contorno	63
4.3	Seleção da malha aplicada ao modelo	64
4.4	Configuração da Máquina	68
5	RESULTADOS	70
5.1	Projeto conforme a ASME VIII Divisão 2 (MÉTODO ANALÍTICO)	70
5.2	Método Analítico	71
5.2.1	<i>Avaliação das tensões atuantes</i>	71
5.3	Análise pelo Método dos Elementos Finitos	73
6	DISCUSSÃO	80
6.1	Problema proposto	80
6.2	Concepção do modelo	81

6.3	Análise pelo Método Analítico.....	81
6.4	Análise pelo Método dos Elementos Finitos utilizando o ANSYS.....	83
6.4.1	<i>Soluções obtidas através do ANSYS.....</i>	83
7	CONCLUSÕES	88
	REFERÊNCIAS.....	89
	ANEXO A – TABELAS COM DIÂMETROS E ESPESSURAS DE PAREDE DOS TUBOS SCHEDULE	91

1 INTRODUÇÃO

Um dos equipamentos mais comuns na indústria de processo é o Vaso de Pressão. O nome Vaso de Pressão designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, capazes de conter um fluido pressurizado (TELLES, 2017). Atualmente várias áreas das indústrias utilizam vasos de pressão como parte do processo produtivo, como exemplo, podemos citar as indústrias petroquímicas, alimentícias, químicas e farmacêuticas.

Vaso de pressão é um termo utilizado para representar um conjunto de componentes. Os principais componentes de um vaso de pressão são o costado, os tampos, boca de visita, saída, apoios, selas, flanges, vents e drenos. Além desses, têm-se os aparelhos que podem ser anexados a este equipamento, os medidores de temperatura, pressão e de nível e as válvulas (SILVA, 2015).

Nas indústrias de processo existem três condições específicas que tornam necessário um maior grau de confiabilidade para os equipamentos, em comparação com o que é normalmente exigido para as demais indústrias em geral (TELLES, 2017):

Essas indústrias, em sua maioria, trabalham em regime intermitente durante quase todo o ano. Portanto, esses equipamentos ficam submetidos a um regime de trabalho extremo, devido suas condições de operação e a não ter paradas periódicas para manutenção.

Esses equipamentos são interligados formando uma cadeia produtiva, no qual passam os fluidos de processo. Dessa maneira, se houver a falha de apenas um equipamento, torna-se necessário a parada de todo o processo produtivo da planta. Isso gera prejuízos para a empresa, motivo pelo qual se torna necessário o máximo de confiabilidade e segurança desses equipamentos.

Um fato muito comum nessas indústrias é a manipulação de fluidos tóxicos, inflamáveis, em altas pressões e temperaturas, o que torna condições de elevado risco nos quais a mínima falha do equipamento pode gerar um acidente de grandes proporções.

Sabendo que o vaso de pressão é um equipamento que necessita de uma atenção especial, pois é classificado como sendo de alto risco, e que sua etapa de projeto está se tornando a cada dia mais complexa, devido a evolução na área da engenharia, o uso de ferramentas computacionais se torna necessário em alguns casos devido ao seu nível de sofisticação nas análises e resultados obtidos, e isso

solicita máquinas com poder de processamento elevados. Tomando por base essas informações, o Método dos Elementos Finitos geralmente é empregado nessas análises pois atende bem aos requisitos e tem um ótimo nível de confiabilidade.

Levando em consideração essas análises, podemos alcançar uma redução na espessura de algumas partes do equipamento e isso resulta numa redução no custo de fabricação. Isso acontece devido ao sobredimensionamento do equipamento quando este é determinado pelo método analítico.

Este estudo é baseado numa análise mais abrangente de um vaso de pressão do tipo separador trifásico, que tem como objetivo apresentar resultados mais precisos que o método analítico no qual é possível se obter modelos com mais informações do que pelos modelos matemáticos.

De forma mais ampla, podemos afirmar que o método utilizado se refere a uma forma de análise diferente da encontrada na literatura. É possível verificar que o estudo apresenta o vaso de pressão como um elemento único, e devido a este fato ele deve ser examinado integralmente e não de forma reduzida as regiões de interesse, como geralmente é encontrado nos estudos referentes a essa área. Além disso, este estudo propõe uma análise comparativa entre o método dos elementos finitos e o método analítico, afim de verificar a acuracidade do método que está sendo utilizado.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

O trabalho em questão tem como objetivo desenvolver um projeto de um vaso de pressão, do tipo separador trifásico, baseado na norma ASME Seção VIII Divisão 2, e realizar uma análise comparativa dos resultados utilizando o Método Analítico e o Método dos Elementos Finitos.

2.2 Objetivo Específico

1. Desenvolver o projeto de um vaso de pressão baseado em dados virtuais, no qual foram definidos fundamentando-se em estudos da área, e utilizando a norma ASME;
2. Utilizar o Método Analítico e o Método dos Elementos Finitos, usando o software ANSYS, de modo que se obtenha os valores das tensões atuantes;
3. Analisar os resultados alcançados através do Método Analítico em comparativo aos obtidos pelo Método dos Elementos Finitos;

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Código ASME

O código ASME foi desenvolvido nos Estados Unidos em 1880, numa época no qual a industrialização, e conseqüentemente a mecanização, estava em ascensão no mundo todo. Devido a esse crescimento acelerado das indústrias, ocorreram muitos acidentes com caldeiras e vasos de pressões que causaram a morte e ferimento de inúmeros trabalhadores.

Um episódio marcante na época foi a grande explosão na fábrica de sapatos Grover em Brockton, Massachusetts (EUA), no ano de 1905, que resultou em 58 mortes e 117 feridos. Logo após esse ocorrido saiu a primeira norma americana de uso legal e obrigatório, regulamentando o projeto e a fabricação das caldeiras estacionárias. Essa norma publicada em 1907 e denominada Massachusetts Rules é considerada o embrião do Código ASME (TINOCO et al., 2015).

Em 1911, foi nomeada uma comissão do ASME para elaborar uma norma, cuja primeira edição apareceu em 1914, abrangendo apenas caldeiras estacionárias (Seção I). Em 1924, seria publicada a Seção VIII, referente a vasos de pressão não sujeitos a chama. Nesta época já existiam normas européias para caldeiras e vasos de pressão (TINOCO et al., 2015).

Até meados da década de 60, os códigos para projetos eram baseados na experiência adquirida e procedimentos razoavelmente simples. Essas regras tinham o objetivo de garantir a segurança no projeto com base na afirmação de que a tensão circunferencial do vaso fosse mantida bem abaixo da tensão de escoamento do material, que necessitava ser dúctil, para que conseguisse acomodar as tensões de pico localizadas de maneira segura e as tensões nas descontinuidades estruturais na parede dos vasos de pressão.

Segundo TINOCO et al. (2015), esse método foi utilizado por vários anos até o começo da década de 60, a partir daí os conselhos das normas de projeto decidiram reformular o conceito da filosofia adotada nos projetos de vasos de pressão. Foi possível identificar duas vertentes para direcionar essa mudança:

- 1- O desenvolvimento das centrais de energia nuclear, pois existiam muitos pontos importantes do projeto de vasos de pressão que não eram diretamente cobertos pelos métodos existentes nos códigos de projeto disponíveis, exigindo maior conhecimento de mecanismos de falhas associados a vasos de pressão e tubulações. Consequentemente, houve muito investimento em análise detalhada de tensões em vários países, na qual os requisitos de segurança, em particular a proteção contra o risco de radiação devido a um vazamento, requereram análises estruturais mais restritivas.
- 2- O desejo de tirar proveito dos modernos avanços do entendimento do comportamento estrutural dos vasos de pressão, objetivando eliminar as potenciais fraquezas dos códigos existentes, e ao mesmo tempo reduzir o excesso de conservadorismo do projeto convencional de vasos.

Diante dessas situações o ASME estabeleceu um comitê especial para rever o alicerce do código de projeto, para que dessa forma explorassem modificações na filosofia de projeto do código que permitiriam maiores tensões admissíveis, sem interferir na sua segurança.

A alteração da filosofia sugerida pelo comitê foi a de fundamentar o projeto de vasos de pressão em uma análise mais minuciosa das tensões que atuam nesse equipamento, se utilizando dos desenvolvimentos na mecânica da fratura, teoria da plasticidade e análise da vida útil à fadiga, sendo possível determinar tensões admissíveis mais adequadas. Esse procedimento permitiu elevar o nível de segurança no projeto. Os métodos de projeto fundamentados nessa filosofia atual foram publicados inicialmente em 1963 pelo ASME Seção III. O novo código fez uma divisão em duas partes no procedimento de projeto.

A primeira parte foi uma perspectiva padrão nomeada de design by rules, que era muito semelhante aos métodos utilizados anteriormente nos códigos. Esse procedimento poderia ser empregado para qualquer vaso de pressão “padrão”, isso significa estruturas padronizadas para geometrias do casco, tampo e bocais ante situações de operação normalizada.

Entretanto, foi visto pelo conselho uma necessidade que os projetistas teriam para o projeto de vasos em condições não padronizadas de operação e configuração, com isso foi desenvolvido e introduzida no código uma metodologia inovadora de projeto chamada de design by analysis. Essa abordagem inovadora de projeto mudou consideravelmente em relação aos métodos anteriores, nela o projetista tinha a

responsabilidade de executar uma análise minuciosa das tensões atuantes no vaso e certificar que elas atendessem a valores de tensões admissíveis específicos.

Posteriormente, o modelo da Seção III foi escolhido como o alicerce da Seção VIII divisão 2 denominado de regras alternativas para vasos de pressão, sendo em 1968 sua primeira publicação, no qual os métodos design by analysis eram disponibilizados no apêndice 4, até ocorrer uma reformulação geral da divisão 2 em julho de 2007. A partir do ano de 2007 os métodos de análise de tensões e fadiga começaram a ser localizado na Parte 5.

3.1.1 Norma ASME Seção VIII Divisão 1

A Divisão 1, da Seção VIII, do código ASME é uma revisão da antiga Seção VIII, propriamente dita, e é a norma de vasos de pressão de uso mais difundido aqui no Brasil e em grande parte do mundo (TELLES, 2017).

Ela estabelece regras para a determinação dos componentes mais importantes do Vaso de Pressão, como o casco, tampos, reduções, flanges, bocais e reforços, submetidos à pressão externa ou interna. Ela também informa sobre outras cargas e reforços que devem ser considerados, porém não estabelece uma metodologia para isto (SILVA, 2015).

Embora seja dito na norma que os vasos de pressão devam resistir a todas as cargas atuantes (pressão interna ou externa, pesos, sobrecargas, ação do vento, reação de apoio dos suportes, impactos, esforços de dilatação etc.), as fórmulas da norma consideram somente a pressão interna ou externa, ficando o cálculo para as demais cargas inteiramente a critério do projetista, não só quanto ao procedimento de cálculo a adotar como também quanto à necessidade ou não de fazê-lo. Não há nenhuma exigência de análise matemática das tensões nos vasos nem também recomendações ou exigências quanto à análise de fadiga. Não há igualmente nenhuma redução de tensões admissíveis para compensar efeitos de fadiga em serviços cíclicos (TELLES, 2017).

Essa Divisão é limitada a uma pressão interna máxima de 20,685 MPa, e mínima de 0,103 MPa, para o caso de pressão externa está limitada a 0,103 MPa (SILVA, 2015).

As tensões primárias de membrana, normais às paredes do vaso, induzidas pelo carregamento imposto ao vaso não deverão ultrapassar os valores estabelecidos para as tensões admissíveis. Em caso de existir tensões devido à carga de vento ou sísmica, podemos majorar a tensão admissível em 20% (SILVA, 2015).

3.1.2 Norma ASME Seção VIII Divisão 2

A Divisão 2 é denominada de “regras alternativas de projeto”, pois contém uma tecnologia mais moderna e adota um critério de projeto atual, sendo esse critério também utilizado na Seção 3. Tornando-se assim, uma alternativa à Divisão 1, pois adota critérios e detalhes de projeto, fabricação, exames e testes mais rigorosos, como também, tensões admissíveis superiores, e não limita a pressão de projeto (SILVA, 2015).

O critério de projeto adota classificação de tensões para as mais usuais combinações de carregamento, análise de fadiga para condições cíclicas do equipamento e gradientes térmicos, e a análise de tensões em descontinuidades geométricas (SILVA, 2015).

A Divisão 2 possibilita tensões de projetos maiores do que as da Divisão 1, com isso é possível obter menores espessuras e um peso menor para o vaso. Em contrapartida, para ser possível garantir um nível de segurança igual ou superior, é necessário uma série de fatores complementares de projeto, cálculo, materiais, fabricação e inspeção, que obviamente irá aumentar os custos, de maneira que a economia feita com material e solda.

É adotada a teoria da máxima tensão de cisalhamento, Critério de Tresca, por sua facilidade de aplicação e por ser adequada à análise por fadiga. A intensidade de tensão resultante não deve ultrapassar a tensão máxima admissível (SILVA, 2015).

3.2 Projeto de Vasos de Pressão

Um vaso de pressão necessita ser projetado para as condições mais críticas de temperatura e pressão no qual ele será submetido durante toda a sua vida útil, tempo esse em que o equipamento irá experimentar condições de serviços variadas e singulares, como o comissionamento, condição normal de operação, desvios de operação (tanto as previsíveis como as imprevisíveis) e o descomissionamento.

Desse modo, é um equipamento que normalmente projeta-se para condições específicas de funcionamento, por isso, as características desse equipamento costumam ser individuais, em sua maioria, de acordo com o projeto (TINOCO et al., 2015).

Em casos mais gerais, o projeto e a construção dos vasos de pressão podem compreender as etapas descritas a seguir. A sequência em que essas etapas estão listadas aqui é a ordem cronológica usualmente seguida, embora não obrigatória, podendo, em certos casos, ser necessárias ou convenientes pequenas alterações nessa ordem. Em muitos casos, principalmente para vasos de pressão simples e de baixa responsabilidade, várias das etapas listadas a seguir podem ser dispensadas (TELLES, 2017):

- Definição dos dados gerais de projeto;
- Definição dos dados de processo (ou de operação) do vaso;
- Projeto de processo do vaso;
- Projeto térmico;
- Projeto mecânico;
- Projeto das peças internas;
- Acompanhamento do projeto;
- Emissão da “Requisição de Material” e do “Pedido de Compra”;
- Julgamento das propostas e colocação da “Ordem de Compra”;
- Compra da matéria-prima pelo projetista ou pelo usuário do vaso;
- Projeto para fabricação;
- Fabricação do vaso;
- Inspeção (controle de qualidade);
- Montagem no campo;

- Supervisão de montagem;
- Testes especiais e pré-operação.

Com o objetivo de evitar situações indesejáveis, que podem gerar um desempenho inapropriado, e tornar o projeto desse equipamento padronizado, foram criados normas e códigos de projetos. Sua função é garantir condições de operação em que se tenha pelo menos um nível de segurança aceitável. Esse procedimento é baseado em dados históricos de acompanhamento dos mais diversos tipos de vasos de pressões, e esse fato faz com que a probabilidade de falhas e acidentes reduza drasticamente.

Segundo a ASME VIII (2010), os vasos de pressão devem ser projetados para suportar as seguintes cargas, quando pertinentes:

- pressão interna e ou externa;
- peso do vaso e seus acessórios durante operação ou teste hidrostático (incluindo pressão estática de líquidos);
- reações estáticas devido ao peso de equipamentos anexos ao vaso de pressão, como motores, maquinário, outros vasos, tubulação, revestimentos e proteções;
- componentes internos do vaso e externos como olhais, anéis, saia;
- reações cíclicas e dinâmicas devido à pressão ou variação térmica, equipamentos anexos ao vaso e cargas mecânicas;
- vento, neve e reações sísmicas;
- reações de impacto como as causadas por choque de fluídos;
- diferentes coeficientes de expansão térmica dos materiais;
- pressões incomuns como as causadas por deflagração.

Podemos considerar que a elaboração de um vaso de pressão é baseada numa análise de resistência estrutural, e que com o auxílio das normas e códigos é possível definir as tensões que atuam no vaso e fazer um comparativo com as tensões admissíveis para cada projeto.

Neste trabalho, foi analisado um caso real em que a aplicação da norma era apropriada, devido a sua abrangência quanto a análise do comportamento em componentes essenciais de um vaso de pressão, itens que já são de profundo conhecimento e muito abordado em norma. Os componentes estudados e analisados

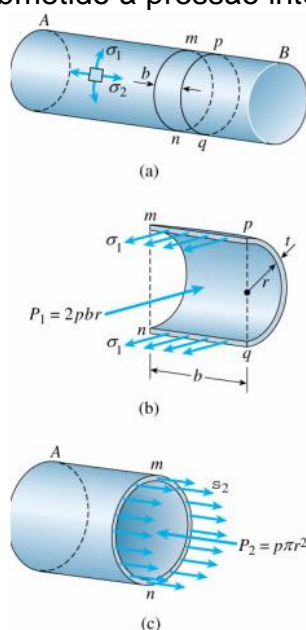
no trabalho são os tampos e o costado de um vaso de pressão projetado pela ASME Seção VIII Divisão II.

3.3 Teoria de Cascas

A teoria de cascas foi responsável por fundamentar a teoria elaborada inicialmente para projetos feitos por norma e também por análise. Devido a esse fato é que o conhecimento utilizado nas normas e análise de tensões foi aprofundado através de estudos até os dias atuais e é fundamentado na teoria de cascas finas.

Consideremos um vaso cilíndrico de raio interno r e parede de espessura t contendo um fluido sob pressão (Fig. 1). Propomos-nos a determinar as tensões que se exercem em um pequeno elemento de parede, de lados respectivamente paralelos e perpendiculares ao eixo do cilindro. Nenhuma tensão de cisalhamento se exerce no elemento, por causa da assimetria do cilindro e de seu conteúdo. Assim, as tensões normais σ_1 e σ_2 indicadas na Fig. 1a são as tensões principais. A tensão σ_1 é chamada tensão tangencial e a tensão σ_2 é chamada tensão longitudinal. (BEER; JONHSTON, 1995)

Figura 1 - Tensões circunferenciais (σ_1) e axiais (σ_2), em um cilindro de parede fina submetido à pressão interna.



Para a determinação tangencial σ_1 , é necessário dividir uma porção da parede do vaso limitada pelo plano xy e por dois planos paralelos ao plano yz , separados de uma distância b (Fig. 1b). O corpo livre definido dessa maneira está submetido a forças que agem na direção do eixo z que são constituídas pelas forças elementares $\sigma_1 dA$ nas seções transversais da parede, e pelas forças elementares de pressão $p dA$ que se exercem no fluido contido dentro do corpo livre. Devemos notar que p representa a diferença entre a pressão interna e a pressão atmosférica externa. A resultante dos esforços internos $\sigma_1 dA$ é igual ao produto de σ_1 pela área $2tb$ da seção da parede, enquanto a resultante das forças elementares de pressão $p dA$ é igual ao produto de p pela área $2rb$. A equação de equilíbrio $\sum F_z = 0$ leva a (BEER; JONHSTON, 1995)

$$\sum F_z = 0 : \quad \sigma_1(2tb) - p(2rb) = 0 \quad (1)$$

Explicitando a tensão tangencial σ_1 obtém-se,

$$\sigma_1 = \frac{pr}{t} \quad (2)$$

Para a determinação da tensão longitudinal σ_2 , é necessário inserir uma seção perpendicular ao eixo x e considerar o corpo livre que consiste da porção do vaso e seu conteúdo situados à esquerda da seção (Fig. 1c). As forças que atuam sobre o corpo livre são as forças internas elementares $\sigma_2 dA$ na seção transversal da parede e as forças elementares devidas à pressão $p dA$, que se exercem no fluido contido no corpo livre. A área da seção do fluido é πr^2 e a área da seção transversal da parede se obtém ao multiplicar-se o comprimento da circunferência do cilindro, $2\pi r$, pela espessura da parede, t . Pode-se, então, escrever a equação de equilíbrio (BEER; JONHSTON, 1995)

$$\sum F_x = 0 : \quad \sigma_2(2\pi r t) - p(\pi r^2) = 0 \quad (3)$$

E, explicitando a tensão longitudinal σ_2 obtém-se,

$$\sigma_2 = \frac{pr}{2t} \quad (4)$$

Além destas tensões, tem-se a tensão radial que é denotada por,

$$\sigma_3 = -p \quad (5)$$

As tensões determinadas acima são conhecidas como tensões de membrana, elas têm como requisito o fato de não haver variação de tensão durante toda sua espessura, isso significa que não há atuação das tensões de flexão.

É importante observar que para obtermos essas equações através das condições de equilíbrio foi considerado como requisito que $r \geq 10t$ para se tornar válida.

Com o intuito de obter resultados com maior nível de exatidão, torna-se necessário considerar a influência que a espessura tem em função do diâmetro. Tomando por exemplo um cilindro longo e considerando que sua parede seja espessa, devemos aplicar as equações de Lamé para este caso. As equações são descritas a seguir, considerando que p seja a pressão interna

$$\sigma_1 = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (6)$$

$$\sigma_2 = \frac{p}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (7)$$

$$\sigma_3 = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (8)$$

Onde:

r_0 = raio externo;

r_i = raio interno.

É necessário definir a tensão equivalente de Von Mises, para que desse modo seja feita uma análise comparativa com a metodologia da ASME. Como definido anteriormente, σ_1 , σ_2 e σ_3 representam as componentes tangencial, longitudinal e radial, respectivamente, devido as componentes de cisalhamento no sistema principal serem nula. Dessa maneira, temos a seguinte equação para a tensão equivalente de Von Mises:

$$S_e = \sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (9)$$

Onde:

$S_e = \sigma_e$ = tensão equivalente de Von Mises;

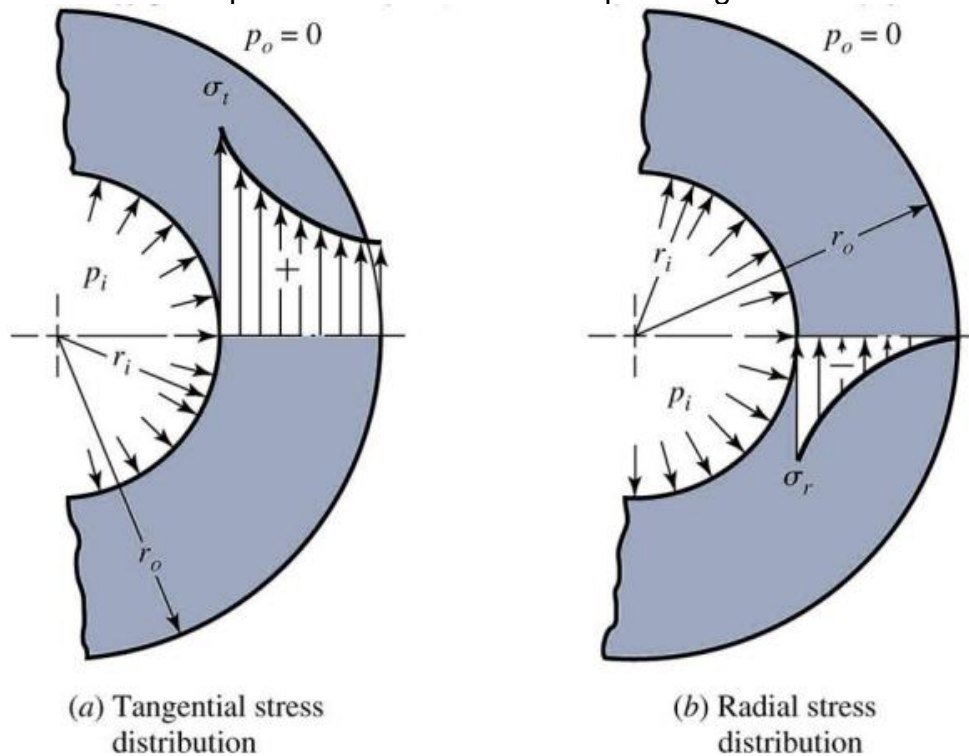
σ_1 = tensão principal no eixo 1;

σ_2 = tensão principal no eixo 2;

σ_3 = tensão principal no eixo 3.

Na Figura 2 é mostrado a distribuição típica de tensões que atuam em um tubo de parede espessa

Figura 2 - Distribuição de tensões circunferenciais (σ_θ) e radiais (σ_r), ao longo da espessura de um cilindro de parede grossa.



Fonte: https://web.itu.edu.tr/~halit/Makel/ch04_m.pdf.

As equações de Lamé são muito utilizadas para os casos em que atuam altas pressões nos vasos, entretanto é necessário serem feitas considerações para outros casos. Temos a condição em que o cilindro pode ser considerado moderadamente espesso, no qual é aplicado a teoria de casca fina utilizando-se o diâmetro médio como forma de aproximação para encontrar o valor da tensão circunferencial, como é possível observar na equação a seguir.

$$D_m = D_i + t \quad (10)$$

Onde:

D_m = diâmetro médio;

D_i = diâmetro interno;

t = espessura.

Substituindo D_m na equação 2, obtém-se:

$$\sigma_1 = \frac{pD_m}{2t} = \frac{p(D_i + t)}{2t} \quad (11)$$

Igualando a tensão circunferencial (σ_1) com a tensão admissível do código de projeto (S), é possível reescrever a equação definida anteriormente da seguinte maneira:

$$t = \frac{pD_i}{2S-p} \quad (12)$$

A equação 12 é utilizada para avaliar e ser feito uma estimativa das espessuras, de modo que seja empregada na etapa de projeto de um vaso como uma aproximação inicial. Ela é muito utilizada nas equações representadas nas normas de vasos de pressão.

Entretanto, onde este modelo analítico simplificado do cilindro sofre distúrbio, o padrão das tensões de membrana fica totalmente alterado, isto é, no local em que a parte cilíndrica for soldada a um tampo de fechamento ou a uma derivação, a distribuição de tensões se torna mais complexa, (SPENCE; TOOTH, 1994).

É possível tomar como exemplo o caso dos bocais soldados ao corpo cilíndrico do vaso. A distribuição de tensões encontrada para este modelo de carregamento é mais complexa do que a análise elementar feita até o momento. Desse modo, percebeu-se que os resultados estão relacionados por meio da razão raio-espessura do corpo cilíndrico e do bocal, e conseqüentemente o tamanho do bocal.

3.4 Critérios de falhas baseado em escoamento

Nas estruturas reais, os estados de tensões são bi ou tridimensionais, no qual as tensões atuam em duas ou três direções. Na presença do estado multiaxial de tensões, o escoamento não é governado pelos componentes individuais, mas sim pela combinação de todos os componentes de tensões (SILVA, 2015).

Dentre todas as teorias de falha baseadas no escoamento, as mais comuns para materiais metálicos são:

Os critérios de falha baseado em escoamento mais utilizados para os materiais dúcteis são listados a seguir:

- Critério de Von Mises (Teoria da energia de distorção ou deformação);
- Critério de Tresca (Teoria da tensão cisalhante máxima).

Os projetos feitos pela norma, em sua maioria, utilizam o valor da tensão máxima, admitindo um estado de tensão biaxial. Entretanto, é necessário utilizar uma exposição mais apropriada do estado multiaxial de tensões, para o caso do projeto feito por análise, com o intuito de obter valores próximos ao escoamento.

Segundo o critério de Von Mises temos que, se σ_1 , σ_2 e σ_3 são determinados como sendo as tensões principais em um plano do elemento, o escoamento nesse plano acontece conforme a equação 13.

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = \pm \frac{\sigma_y}{2} \quad (13)$$

A teoria da tensão máxima de cisalhamento assegura que a falha ocorre quando a tensão máxima de cisalhamento em uma região excede a tensão máxima de cisalhamento de um corpo de prova sob tração em escoamento.

De acordo com Tresca, as equações individuais, representadas em 14, são conhecidas como tensões máximas de cisalhamento.

$$\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} \text{ ou } \frac{(\sigma_2 - \sigma_3)}{2} \text{ ou } \frac{(\sigma_3 - \sigma_1)}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2} \quad (14)$$

Onde:

σ_y = Tensão de escoamento do material.

Baseando-se na premissa de que diferentes tipos de tensões têm diferentes graus de importância e com isto tem-se a ideia de categorização de tensões. Com as tensões categorizadas, estas podem ser computadas na forma de intensidade de tensões, (SPENCE; TOOTH, 1994).

3.4.1 Conceitos básicos de projeto por análise

Via de regra, em qualquer análise de tensões, existem alguns requisitos essenciais nos quais são necessários serem atendidos Segundo Spence e Tooth (1994) eles podem ser listados conforme descrito a seguir:

1. Equilíbrio – estando um corpo em estado de repouso, ambos os carregamentos, interno ou externo, devem estar em equilíbrio.
2. Compatibilidade dos deslocamentos de deformação – quando um corpo se deforma, isto deve ocorrer de tal maneira que o deslocamento dos elementos adjacentes no material seja compatível entre si e com as condições de contorno externas. Corpos com trincas ou defeitos requerem considerações especiais.
3. Relação Constitutivas – o comportamento do material tem de ser conhecido em detalhes, e de tal forma que a relação entre as deformações e os carregamentos possa ser graficamente reproduzida. Isso significa, para que seja possível determinar a curva tensão-deformação do material.

Quando pode-se satisfazer matematicamente as três condições anteriores em todo o corpo do equipamento, temos uma solução exata ou solução analítica. Por sua vez, o modelo matemático usado raramente corresponde à realidade, isto é, o modelo não é uma representação fiel do problema físico real. Com isso, percebe-se que a solução exata é uma representação aproximada do real (SILVA, 2015).

3.4.2 Categorização das tensões

Nos projetos que são fundamentados na análise dentro do regime elástico, são necessários diversos limites de tensões admissíveis devido aos vários modelos existentes de carregamentos. A ASME VIII (2010) define as seguintes categorias de tensões:

(1) Tensões Primárias:

(a) Tensões de membrana primárias gerais, (Pm);

- (b) Tensões de membrana primárias locais, (PI);
 - (c) Tensões de flexão primárias, (Pb).
- (2) Tensões Secundárias, (Q).
- (3) Tensões de Pico, (F).

As tensões primárias são as que se desenvolvem no material para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação aos diversos carregamentos atuantes. No caso das tensões secundárias são as que resultam não de carregamentos atuantes sobre o material, mas de restrições geométricas no próprio vaso, ou em estruturas a ele solidárias, inclusive as tensões resultantes de dilatações diferenciais. E por último, as tensões localizadas máximas, como o próprio nome indica, são os valores máximos locais das tensões em uma região limitada onde ocorra uma concentração de tensões. Essas concentrações de tensões se dão principalmente devido a descontinuidades geométricas no vaso (TELLES, 2017).

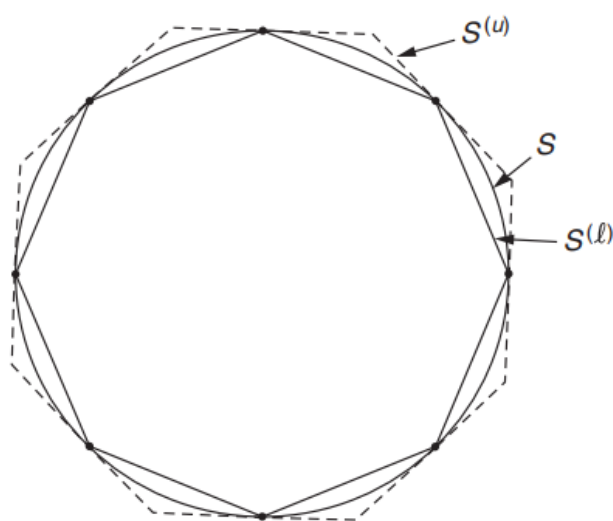
3.5 O Método dos Elementos Finitos

O conceito base por trás do método dos elementos finitos é encontrar a solução de um problema complexo por meio da simplificação do mesmo. Visto que o problema real foi substituído por uma situação mais simples com o intuito de que seja determinada a solução, será possível encontrar apenas uma solução aproximada ao invés da solução exata. A maioria dos problemas práticos não são possíveis de serem solucionados por meio das ferramentas matemáticas existentes. Desse modo, é preferível aplicar o método dos elementos finitos, dado a ausência de outros métodos para encontrar a solução exata de um determinado problema. No método dos elementos finitos tem-se a possibilidade de melhorar ou refinar a solução aproximada por meio de um maior esforço computacional.

Embora o nome do método dos elementos finitos tenha sido dado recentemente, o conceito data de vários séculos. Por exemplo, os matemáticos antigos encontraram a circunferência de um círculo aproximando-a do perímetro de um polígono, conforme mostrado na Figura 3. Em termos da notação atual, cada lado do polígono pode ser chamado de "elemento finito". Ao considerar o polígono

aproximado inscrito ou circunscrito, pode-se obter um limite inferior $S(l)$ ou um limite superior $S(u)$ para a circunferência verdadeira S . Além disso, conforme o número de lados do polígono é aumentado, os valores aproximados convergem para o valor verdadeiro. Essas características são válidas em qualquer aplicação geral de elementos finitos, (RAO, 2011).

Figura 3 - Limites inferior e superior da circunferência de um círculo.



Fonte: adaptado de (RAO, 2011)

Para encontrar a equação diferencial de uma superfície de área mínima limitada por uma curva fechada especificada, Schellback discretizou a superfície em vários triângulos e usou uma expressão de diferença finita para encontrar a área discretizada total em 1851. No método de elementos finitos atual, uma equação diferencial é resolvida substituindo-a por um conjunto de equações algébricas. Em 1943, Courant apresentou um método para determinar a rigidez torcional de um eixo oco dividindo a seção transversal em vários triângulos e usando uma variação linear da função tensão ϕ sobre cada triângulo em termos dos valores de ϕ nos pontos líquidos, chamados de nós na atual terminologia de elementos finitos. Este trabalho é considerado por alguns como a origem do método dos elementos finitos atual (RAO, 2011).

O nome elemento finito foi determinado, pela primeira vez, por Clough em 1960. Embora o método dos elementos finitos tenha sido originalmente desenvolvido principalmente com base na intuição e no argumento físico, o método foi reconhecido como uma forma do método clássico de Rayleigh-Ritz no início dos anos 1960. Uma vez que a base matemática do método foi reconhecida, o desenvolvimento de novos

elementos finitos para diferentes tipos de problemas e a popularidade do método começaram a crescer quase exponencialmente. O computador forneceu um meio rápido de realizar os diversos cálculos envolvidos na análise de elementos finitos e tornou o método praticamente viável. Junto com o desenvolvimento de computadores de alta velocidade, a aplicação do método dos elementos finitos também progrediu a uma taxa muito impressionante (RAO, 2011).

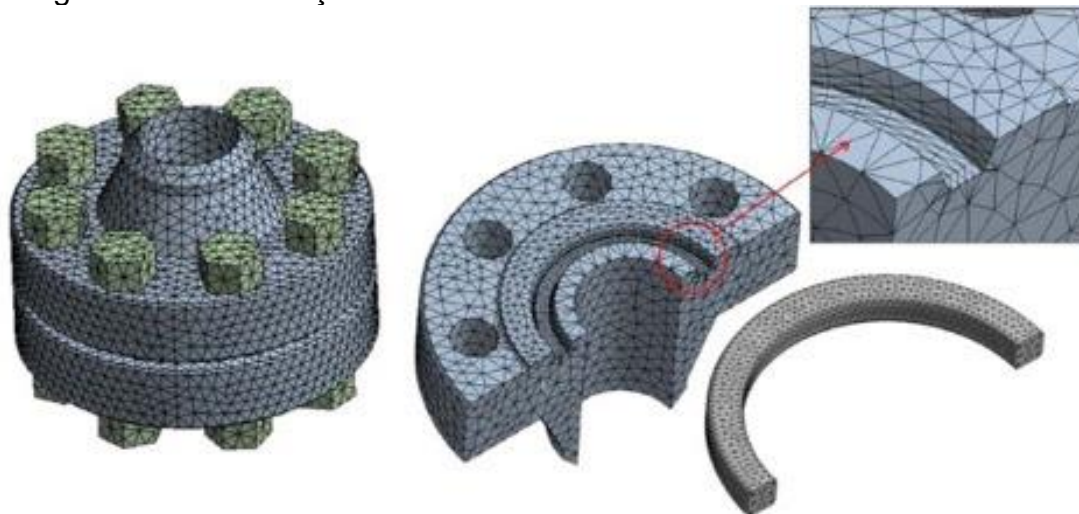
3.5.1 Definições

O Método dos Elementos Finitos (MEF) é um procedimento para a solução numérica das equações que regem os problemas encontrados na natureza. Normalmente, o comportamento da natureza pode ser descrito por equações expressas na forma diferencial ou integral. Por esta razão, o MEF é entendido pelos matemáticos como sendo uma técnica numérica para resolução de equações diferenciais parciais ou integrais. Geralmente, o MEF permite aos usuários obter a evolução no espaço e/ou no tempo de uma ou mais variáveis que representam o comportamento de um sistema físico (ONÃTE, 2009).

Quando se refere à análise de estruturas, o MEF é um método poderoso para calcular os deslocamentos, tensões e deformações em uma estrutura sob um conjunto de cargas (ONÃTE, 2009).

Um elemento finito pode ser visualizado como uma pequena porção de um objeto (um sólido ou uma estrutura). A palavra “finito” distingue tal porção dos elementos “infinitesimais” do cálculo diferencial. A geometria do objeto é considerada formada pela montagem de uma coleção de domínios não sobrepostos com geometria simples denominada elementos finitos. Triângulos e quadriláteros em duas dimensões (2D) ou tetraedros e hexaedros em três dimensões (3D) são normalmente escolhidos para representar os “elementos”. Costuma-se dizer que uma “malha” de elementos finitos “discretiza” o contínuo (Figura 4). A variação espacial dos parâmetros do problema (ou seja, os deslocamentos em uma estrutura) é expressa dentro de cada elemento por meio de uma expansão polinomial. Uma vez que a variação analítica “exata” de tais parâmetros é mais complexa e geralmente desconhecida, o MEF fornece apenas uma aproximação da solução exata (ONÃTE, 2009).

Figura 4 - Discretização de um elemento sólido utilizando elementos finitos.



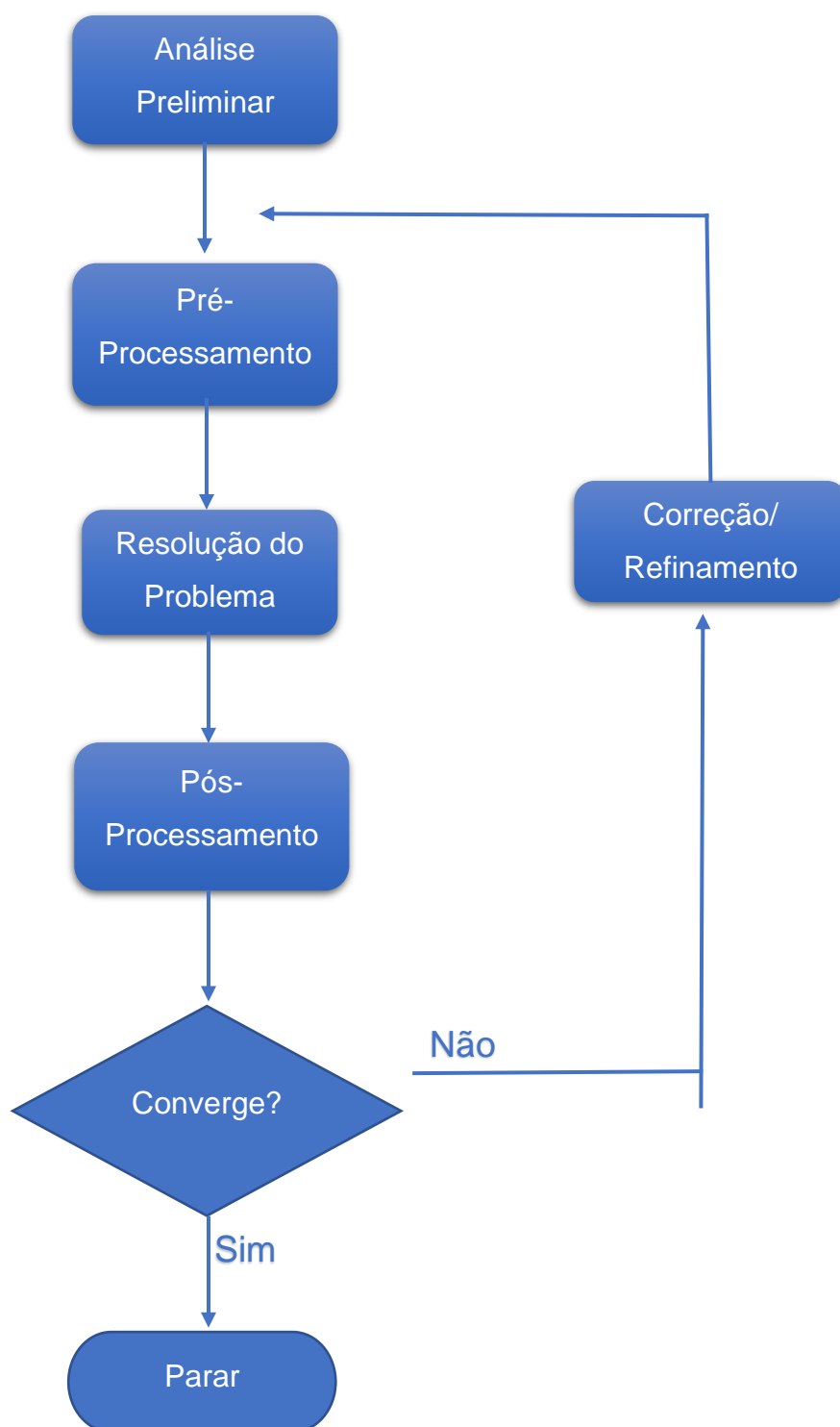
Fonte: <https://www.scielo.br/j/rmat/a/X98jjdpqRHbF6XjQWBp6Hqf/?lang=pt#>.

De acordo com Rao (2011), a solução de um problema pelo método dos elementos finitos sempre obedece a um processo ordenado passo a passo. Com referência a problemas estruturais estáticos, o procedimento passo a passo pode ser descrito da seguinte forma:

- Etapa 1: Divisão da estrutura em elementos discretos (discretização);
- Etapa 2: Seleção de um modelo de interpolação ou deslocamento adequado.
- Etapa 3: Derivar matrizes de rigidez de elemento e vetores de carga.
- Etapa 4: Montagem das equações dos elementos para obtenção das equações de equilíbrio geral.
- Etapa 5: Resolução dos deslocamentos nodais desconhecidos.
- Etapa 6: Cálculo das deformações e tensões do elemento.

Utilizando outra metodologia, porém com o mesmo fundamento, Kim e Sankar (2009) determinaram como metodologia para a análise pelo método dos elementos finitos o fluxograma ilustrado a seguir, no qual podemos observar que é ordenado da seguinte forma: análise preliminar, pré-processamento, resolução do problema, pós-processamento, convergência, correção/refinamento e parar.

Figura 5 - Fluxograma da metodologia para o projeto pelo Método dos Elementos Finitos.



Fonte: NAN-HO KIM & BAHAVANI V. SANKAR (2009).

É possível chegar à conclusão, através da análise do fluxograma, de que este é um sistema autoalimentado, e devido a esse fato, caso haja o desenvolvimento de

uma análise e os resultados encontrados não convergirem, é possível recomeçar, fazendo-se uma revisão dos passos e traçar um novo caminho.

É importante ressaltar que as análises realizadas foram executadas considerando a hipótese de isotropia e homogeneidade do material. Isotrópico é dito o material que possui os valores das propriedades mecânicas constantes em todas as direções. Para homogêneo, entende-se que o material não apresenta nenhuma descontinuidade ou falha interna (SILVA, 2015).

3.5.2 Malhas

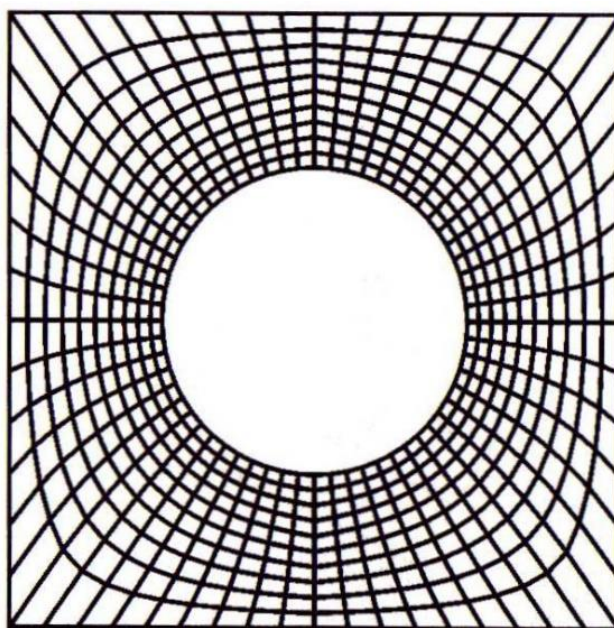
A qualidade das soluções para os problemas que incluem o Método dos Elementos Finitos está estreitamente relacionada com o formato e quantidade dos elementos da malha. Para que se torne possível a simulação sobre objetos é necessária sua decomposição em formas geométricas simplificadas chamadas de elementos, que são frequentemente tetraedros ou triângulos, mas podem ser também quadriláteros, prismas, pirâmides ou hexaedros. Os elementos e seus vértices discretizam o objeto permitindo a realização dos cálculos do método dos elementos/volumes finitos. Ao conjunto de todos os vértices e elementos que representam o objeto denomina-se malha (SILVA, 2015).

Em elementos finitos as malhas são geradas da seguinte forma, define-se uma seção, ou domínio, no qual se tem interesse em analisar e fraciona essa região em pequenas partes, que podem ser chamadas de subdomínios. Quando essa região é bidimensional, ela pode ser particionada tanto em quadriláteros como em triângulos, já para o caso tridimensional, geralmente são utilizados elementos tetraédricos ou hexaédricos. Através da utilização de algum método de geração de malhas é possível ser feito a divisão desse domínio.

As malhas são frequentemente classificadas como estruturadas e não estruturadas. As malhas estruturadas apresentam uma disposição topológica uniforme, o que não acontece com malhas não estruturadas. Um tipo particularmente simples de malha estruturada é a malha cartesiana regular, onde os elementos são quadriláteros ou hexaédricos idênticos (SILVA, 2015).

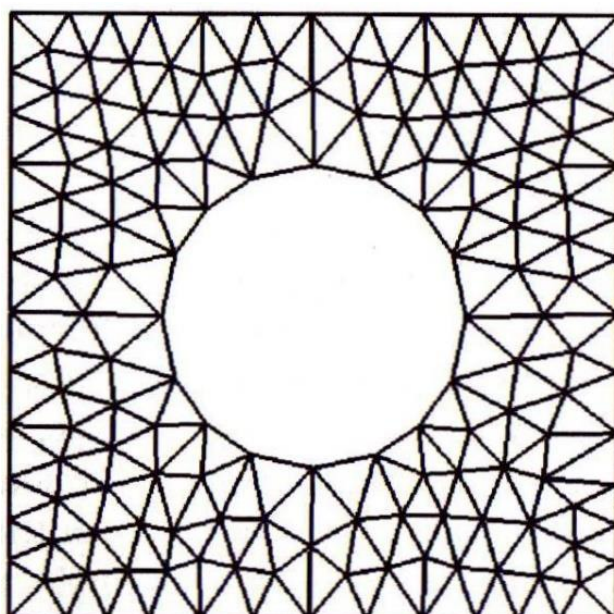
Sob outra perspectiva, as malhas estruturadas são aquelas na quais todos os vértices interiores são topologicamente semelhantes. A malha não estruturada é aquela que os vértices podem variar arbitrariamente sua vizinhança. Exemplos de malha estruturada e não estruturada são apresentados na Figura 6, e na Figura 7 respectivamente (SILVA, 2015).

Figura 6 - Malha Estruturada.



Fonte: <http://aguirreeng.blogspot.com/2010/09/malhas-estruturadas-e-nao-estruturadas.html>.

Figura 7 - Malha não estruturada.



Fonte: <http://aguirreeng.blogspot.com/2010/09/malhas-estruturadas-e-nao-estruturadas.html>.

4 MATERIAL E MÉTODO

O presente trabalho foi realizado com base em estudos da norma ASME Seção VIII Divisão 2 e na norma BS-5500, com o intuito de desenvolver o projeto do costado, dos tampos, dos bocais e dos suportes que compõem o vaso de pressão, bem como, em estudos que auxiliaram na definição das condições de contorno e carregamentos do problema em questão.

Logo após, foram definidas as características básicas do vaso separador e do ambiente virtual, no qual ele será inserido, e as variáveis essenciais para o desenvolvimento do projeto, para então realizar o dimensionamento dos componentes desse vaso de pressão.

Através da norma ASME foi possível realizar uma análise das tensões que atuam no vaso de pressão por meio das equações que regem o problema, que para o estudo utilizou-se a teoria de cascas e a de paredes grossas, juntamente com o critério de Lamé. Dessa forma, aplicando os critérios de falha utilizados nessa metodologia analítica, que se trata da teoria de Von Mises, verificou-se que as tensões resultantes que atuam no equipamento não ultrapassam a tensão admissível do material aplicado no vaso de pressão.

Após isso, foi desenvolvido um modelo tridimensional para que fosse possível realizar uma análise utilizando o método dos elementos finitos para se obter as tensões atuantes e de posse desses resultados fazer um comparativo com as tensões calculadas pelo método analítico.

4.1 Dados de Projeto

Para projetar um vaso de pressão é necessário definir variáveis que indicam em quais condições de trabalho o equipamento será inserido e quais os limites que o mesmo deverá obedecer nas condições de operação. Dentre as variáveis que são de suma importância e serão listadas adiante estão as dimensões geométricas do equipamento, tipos de componentes utilizados, pressão de projeto e de operação, temperatura de projeto e de operação.

É importante ressaltar que os dados da Tabela 1 foram definidos com base em estudos e pesquisas feitos com intuito de conseguir o melhor e mais preciso enquadramento do equipamento em análise no setor da indústria de óleo e gás. Então torna-se necessário enfatizar que o objeto de estudo foi baseado em um sistema idealizado, desse modo, ele não representa nenhum sistema existente dentro de alguma indústria petroleira.

Tabela 1 – Dados de projeto do vaso de pressão.

Tipo de casco ou costado	Cilíndrico
Tipo de tampo	ASME 2:1 Elipsoidal
Diâmetro Interno	3000 mm
Comprimento entre tangentes	8500 mm
Pressão de Projeto	3,5 MPa
Pressão de Operação Máxima	3,0 MPa
Pressão de Operação Mínima	2,5 MPa
Pressão de Teste Hidrostático	3,9 MPa
Temperatura de Projeto	80 °C
Temperatura de Operação	45 °C
Sobre-espessura de Corrosão	3 mm
Fluido de Trabalho	Hidrocarboneto + Água + Gás
Radiografia	Total

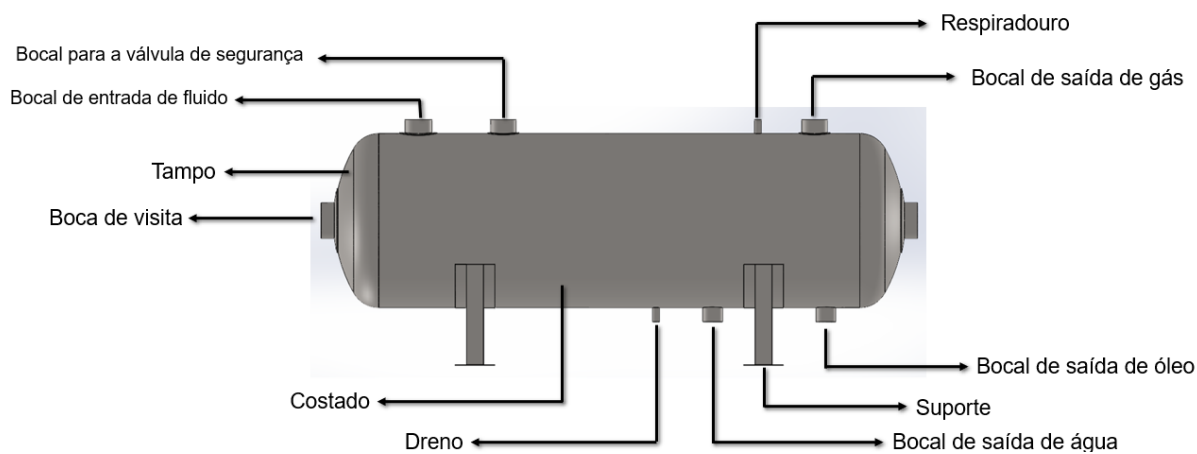
Após a definição dos dados de projeto, a etapa seguinte se resumiu em determinar os elementos que compõe o vaso de pressão em estudo. Foram definidos diversos componentes para o referido equipamento, dentre eles, podemos citar bocas de visitas, dreno e respiradouro, sendo que eles devem obedecer às limitações geométricas do vaso de pressão e os aspectos do sistema em questão. Na Tabela 2, que se encontra abaixo, temos a lista dos componentes que foram definidos, tendo em vista um possível uso em uma indústria de processos.

Tabela 2 - Bocais do vaso de pressão.

REFERÊNCIA	QUANTIDADE	DIÂMETRO
Linha de Entrada de Fluido	01	457,2 mm
Linha de Saída de Gás	01	406,4 mm
Válvula de Segurança	01	406,4 mm
Linha de Saída de Água	01	323,8 mm
Linha de Saída de Óleo	01	323,8 mm
Dreno	01	114,3 mm
Respiradouro	01	114,3 mm
Bocas de Visita	02	609,6 mm

Com os acessórios definidos, foi feita uma modelagem 3D do vaso de pressão utilizando o software SolidWorks. De posse dessa modelagem foi possível visualizar o equipamento de maneira mais realista na Figura 8, onde consegue-se identificar os bocais e suas disposições.

Figura 8 – Vaso de pressão com os respectivos componentes.



Fonte: Elaboração Própria.

4.1.1 Definição do material utilizado no Vaso de Pressão

A seleção do material que será utilizado no equipamento é uma etapa muito importante, pois ele deve atender à uma série de requisitos essenciais para a sua fabricação e operação. É possível listar alguns fatores que são importantes na determinação do material, como a temperatura de trabalho, fluido em contato e a ação que eles exercem sobre o material, nível de tensões, natureza dos esforços mecânicos, facilidade de obtenção, tempo de vida previsto, custo e segurança.

Para serviços com hidrocarbonetos a taxa de corrosão que atua no material depende basicamente da temperatura e da presença de impurezas, como os compostos sulfurosos e clorados. O H₂S é o elemento sulfuroso, existente no petróleo, que atua de maneira mais agressiva no material e com a ação dele nos aços formam-se sulfetos de ferro e ácidos naftênicos.

Diante das condições de projetos e do local que será inserido o vaso de pressão, é possível assumir que o fluido que estará contido nele são hidrocarbonetos e água. Tomando como base os requisitos que devem ser atendidos para a escolha do material e os dados determinados anteriormente, especificou-se o uso do aço ASTM A516 Gr 70. Na Tabela 3 abaixo são listados alguns dados essenciais relativos ao material.

Tabela 3 - Propriedades mecânicas do aço ASTM A-516 Gr 70.
Resistencia à tração (S_u) – **485 MPa**

Temperatura ambiente	
Tensão de Escoamento (S_y) –	260 MPa
Temperatura ambiente	
Temperatura de Projeto	80 °C
Tensão Máxima Admissível (S_{adm}) –	159 MPa
Temperatura de projeto	
Coeficiente de Poisson	0,30

Visando uma uniformidade na construção do Vaso de Pressão, é razoável adotar o uso do mesmo material para a fabricação do corpo e de todos os acessórios que o compõe.

4.1.2 Equações para Espessura Mínima conforme a norma ASME

Para o projeto de um vaso de pressão é necessário fundamentar-se em referências que são conhecidas e confiáveis, e normalmente aplicadas a esses equipamentos. A norma ASME é comumente utilizada para equipamentos desse modelo, pois tem uma ótima confiabilidade e é bem fundamentada em termos científicos e empíricos.

A Seção VIII da norma ASME é utilizada para projetos de vasos de pressão, sendo que ela é separada em três segmentos, a Divisão 1, 2 e 3. Cada um desses módulos possui seus requisitos de projeto e equações para determinar as espessuras de cada parte do equipamento, atendendo as particularidades de cada classe.

Como já definido previamente, a Divisão 2 foi utilizada no trabalho em questão devido ser menos conservadora e conseqüentemente possibilitando obter um equipamento mais leve e de menor custo. Essa Divisão não possui um limite de pressão mínima e respeita uma pressão máxima de 70,3 MPa, devido à essa pressão ser o limite inferior da Divisão 3.

A norma ASME Seção VIII Divisão 2 Parte 4 é utilizada para o projeto do Vaso de Pressão por meio analítico através das equações que são fornecidas. Nela é possível encontrar as equações, para cada parte do equipamento e seus acessórios, divididos em tópicos.

Os procedimentos de cálculo serão divididos em módulos, com o intuito de seguir o padrão adotado pela norma, para efeito de organização lógica e para facilitar o entendimento do processo de cálculo. Ver lista abaixo:

- Costado;
- Tampo Elipsoidal ASME 2:1;
- Bocal de entrada de fluido;
- Bocal de saída de gás e o bocal de válvula de segurança;
- Bocal de saída de água e Bocal de saída de óleo;
- Dreno e Respiradouro;
- Bocas de visita;
- Apoios.

4.1.2.1 Costado

Para um costado cilíndrico sujeito a pressão interna, como é o caso em estudo, é possível encontrar a equação para determinar a espessura mínima no item 4.3.3, subitem 4.3.3.1, na página 4-48 da norma.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (15)$$

4.1.2.2 Tampo Elipsoidal ASME 2:1

Para o cálculo da espessura do tampo elipsoidal foram utilizadas as equações dos itens 4.3.6 e 4.3.7, das páginas 4-48 e 4-51 da norma ASME.

Segundo a norma ASME, “A espessura mínima exigida de um tampo elipsoidal submetido a pressão interna deve ser calculada usando as equações do parágrafo 4.3.6 com as seguintes substituições para r e L.”

$$r = D \left(\frac{0,5}{k} - 0,08 \right) \quad (16)$$

$$L = D(0,44k + 0,02) \quad (17)$$

$$\text{onde,} \quad k = \frac{D}{2h} \quad (18)$$

Essas equações são aplicadas para tampos elipsoidais, quando k obedece a seguinte condição:

$$1,7 \leq k \leq 2,2$$

O primeiro passo é determinar valores para o raio da coroa, L, o raio da articulação, r, e a espessura da parede t. O tampo elipsoidal possui um aspecto que o diferencia dos demais, pois existe uma associação entre as arestas, sendo que o comprimento da maior é duas vezes o valor da menor.

Logo em seguida é necessário verificar se as equações abaixo são satisfeitas para dar continuidade no procedimento.

$$0,7 \leq \frac{L}{D} \leq 1,0 \quad (19)$$

$$\frac{r}{D} \geq 0,06 \quad (20)$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000 \quad (21)$$

Após as verificações é necessário calcular as constantes e coeficientes que se encontram nas equações abaixo.

$$\beta_{th} = \arccos\left[\frac{0,5D-r}{L-r}\right] \quad (22)$$

$$\Phi_{th} = \frac{\sqrt{Lt}}{r} \quad (23)$$

$$R_{th} = \frac{0,5D-r}{\cos[\beta_{th} - \Phi_{th}]} + r \quad \text{para } \Phi_{th} < \beta_{th} \quad (24)$$

$$R_{th} = 0,5D \quad \text{para } \Phi_{th} \geq \beta_{th} \quad (25)$$

$$C_1 = 9,31\left(\frac{r}{D}\right) - 0,086 \quad \text{para } \frac{r}{D} \leq 0,08 \quad (26)$$

$$C_1 = 0,692\left(\frac{r}{D}\right) + 0,605 \quad \text{para } \frac{r}{D} > 0,08 \quad (27)$$

$$C_2 = 1,25 \quad \text{para } \frac{r}{D} \leq 0,08 \quad (28)$$

$$C_2 = 1,46 - 2,6\left(\frac{r}{D}\right) \quad \text{para } \frac{r}{D} > 0,08 \quad (29)$$

$$P_{eth} = \frac{C_1 E_T t^2}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2} - r \right)} \quad (30)$$

$$P_y = \frac{C_3 t}{C_2 R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - 1 \right)} \quad (31)$$

Como a tensão admissível determinada através da temperatura de projeto é regida por propriedades independentes do tempo, então é adotado o valor para C_3 igual a S_y .

$$G = \frac{P_{eth}}{P_y} \quad (32)$$

$$P_{ck} = 0,6 P_{eth} \quad \text{para } G \leq 1,0 \quad (33)$$

$$P_{ck} = \left(\frac{0,77508G - 0,20354G^2 + 0,019274G^3}{1 + 0,19014G - 0,089534G^2 + 0,0093965G^3} \right) P_y \quad \text{para } G > 1,0 \quad (34)$$

$$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1,5} \quad (35)$$

$$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0,5} \quad (36)$$

$$P_a = \min [P_{ak}, P_{ac}] \quad (37)$$

Se a pressão interna admissível, P_a , calculada pela equação acima, for maior ou igual à pressão de projeto, então o projeto está completo. Caso contrário, é necessário aumentar a espessura do tampo e reiniciar todo o procedimento de cálculo.

A seguir será demonstrado o procedimento de cálculo para a determinação da espessura mínima para bocais e bocas de visita de um vaso de pressão. Essas equações serão utilizadas para os seguintes acessórios: Bocal de entrada de fluido; Bocal de saída de gás e o bocal de válvula de segurança; Bocal de saída de água e Bocal de saída de óleo; Dreno e Respiradouro; Bocas de visita.

O subitem 4.5.4 da norma ASME Seção VIII, indica que a espessura mínima do bocal deve ser determinada para o carregamento de pressão interna através das equações aplicáveis do item 4.3. Essa espessura não deve ser menor do que a menor

espessura requerida para o casco ou a indicada na Tabela 4. Também é necessário adicionar a parcela referente a tolerância à corrosão na espessura do bocal.

O subitem 4.1.2 da norma indica que a espessura mínima requerida, sem a adição do valor referente à sobre-espessura de corrosão, é de 1,6 mm.

A equação utilizada para o cálculo da espessura de parede dos bocais é a mesma utilizada para determinar a espessura de um casco cilíndrico submetido a pressão interna, localizada no subitem 4.3.3.1 da norma, no qual podemos vê-la abaixo.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE} \right] - 1 \right) \quad (38)$$

Tabela 4 - Espessura mínima requerida para bocais ou bocas de visita.

Nominal Size	Minimum Thickness	
	mm	in
DN 6 (NPS 1/8)	1.51	0.060
DN 8 (NPS 1/4)	1.96	0.077
DN 10 (NPS 3/8)	2.02	0.088
DN 15 (NPS 1/2)	2.42	0.095
DN 20 (NPS 3/4)	2.51	0.099
DN 25 (NPS 1)	2.96	0.116
DN 32 (NPS 1 1/4)	3.12	0.123
DN 40 (NPS 1 1/2)	3.22	0.127
DN 50 (NPS 2)	3.42	0.135
DN 65 (NPS 2 1/2)	4.52	0.178
DN 80 (NPS 3)	4.80	0.189
DN 90 (NPS 3 1/2)	5.02	0.198
DN 100 (NPS 4)	5.27	0.207
DN 125 (NPS 5)	5.73	0.226
DN 150 (NPS 6)	6.22	0.245
DN 200 (NPS 8)	7.16	0.282
DN 250 (NPS 10)	8.11	0.319
≥ DN 300 (NPS 12)	8.34	0.328

Note: For nozzles having a specified outside diameter not equal to the outside diameter of an equivalent standard DN (NPS) size, the DN (NPS) chosen from the table shall be one having an equivalent outside diameter larger than the actual nozzle outside diameter.

Fonte: ASME Seção VIII Divisão 2

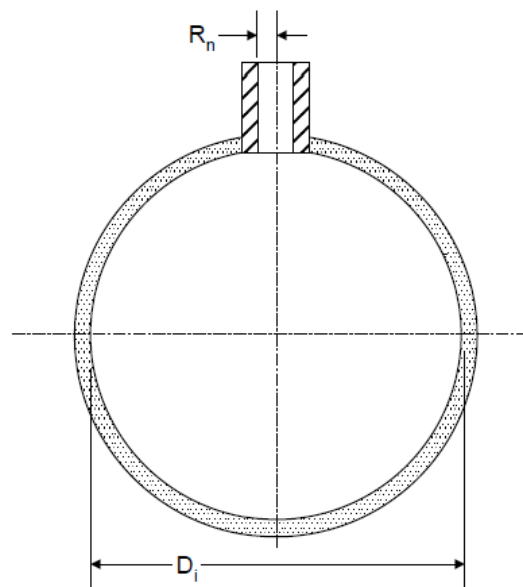
4.1.2.3 Análise para o reforço dos bocais

Logo após a determinação das espessuras de cada bocal existente no vaso de pressão, é necessário realizar um estudo de análise para o reforço dos bocais afim de verificar a necessidade de ser adicionado ou não esse reforço. Essa exigência existe devido ao fato de que qualquer descontinuidade/abertura no equipamento se torna um ponto suscetível a concentração de tensões, no qual provoca deformações local nas bordas dessas aberturas.

No subitem 4.5.5 da norma ASME, Seção VIII, Divisão 2 é possível encontrar as equações para verificação do reforço desses bocais, elas são fundamentas no estudo de tensões da região em questão.

Para o caso de um bocal radial inserido no casco cilíndrico, como mostra a **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, o procedimento, realizado passo a passo, é o demonstrado a seguir.

Figura 9- Bocal radial inserido no casco cilíndrico.



Fonte: ASME Seção VIII Divisão

Passo 1:

$$L_{R1} = \sqrt{R_{eff} t} + W \quad (39)$$

$$L_{R2} = \sqrt{(R_{eff} + t)(t + t_e)} \quad (40)$$

$$L_{R3} = 2 R_n \quad (41)$$

$$L_R = \min[L_{R1}, L_{R2}, L_{R3}] \quad (42)$$

Passo 2:

$$L_{H1} = t + t_e + \sqrt{R_n t_n} \quad (43)$$

$$L_{H2} = L_{pr1} \quad (44)$$

$$L_{H3} = 8(t + t_e) \quad (45)$$

$$L_H = \min[L_{H1}, L_{H2}, L_{H3}] \quad (46)$$

Passo 3:

$$A_T = A_1 + f_{rn}(A_2 + A_3) + A_{41} + A_{42} + A_{43} + f_{rp}A_5 \quad (47)$$

$$A_1 = (tL_R) \cdot \max\left[\left(\frac{\lambda}{5}\right)^{0.85}, 1.0\right] \quad (48)$$

$$\lambda = \min\left[\left\{\frac{(2R_n + t_n)}{\sqrt{(D_i + t_{eff})t_{eff}}}\right\}, 12.0\right] \quad (49)$$

$$A_2 = t_n L_H \quad (50)$$

$$A_{41} = 0.5L_{41}^2 \quad (51)$$

$$A_{42} = 0.5L_{42}^2 \quad (52)$$

$$A_{43} = 0.5L_{43}^2 \quad (53)$$

$$A_{5a} = Wt_e \quad (54)$$

$$A_{5b} = (L_R - t_n)t_e \quad (55)$$

$$A_5 = \min[A_{5a}, A_{5b}] \quad (56)$$

$$f_{rn} = \frac{S_n}{S} \quad (57)$$

$$f_{rp} = \frac{S_p}{S} \quad (58)$$

Passo 4:

$$R_{eff} = 0.5D_i \quad (59)$$

Passo 5:

$$t_{eff} = t \left(\frac{tL_R + A_5f_{rp}}{tL_R} \right) \quad (60)$$

Passo 6:

$$f_N = PR_{xn}(L_H - t) \quad (61)$$

$$f_S = PR_{xs}(L_R + t_n) \quad (62)$$

$$f_Y = PR_{xs}R_{nc} \quad (63)$$

$$R_{xn} = \frac{t_n}{\ln \left[\frac{R_n + t_n}{R_n} \right]} \quad (64)$$

$$R_{xs} = \frac{t_{eff}}{\ln \left[\frac{R_{eff} + t_{eff}}{R_{eff}} \right]} \quad (65)$$

Passo 7:

$$\sigma_{avg} = \frac{(f_N + f_S + f_Y)}{A_T} \quad (66)$$

$$\sigma_{circ} = \frac{PR_{xs}}{t_{eff}} \quad (67)$$

Passo 8:

$$P_L = \max[(2\sigma_{avg} - \sigma_{circ}), \sigma_{circ}] \quad (68)$$

Passo 9:

$$P_L \leq S_{allow} \quad (69)$$

Onde,

$$S_{allow} = 1.5SE \quad \text{para pressão interna} \quad (70)$$

Passo 10:

$$P_{max1} = \frac{S_{allow}}{\frac{2A_p R_{xs}}{A_T t_{eff}}} \quad (71)$$

$$P_{max2} = S\left(\frac{t}{R_{xs}}\right) \quad (72)$$

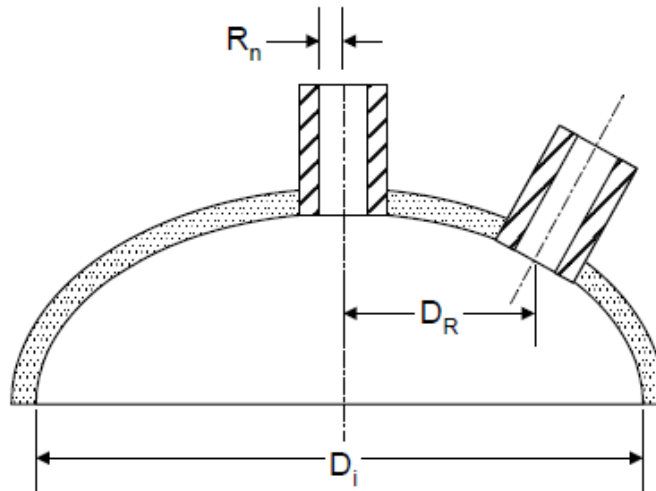
$$P_{max} = \min[P_{max1}, P_{max2}] \quad (73)$$

Onde,

$$A_p = R_{xn}(L_H - t) + R_{xs}(L_R + t_n + R_{nc}) \quad (74)$$

Para o caso de um bocal radial inserido em um tampo elipsoidal, como mostra a **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, o procedimento, realizado passo a passo, é o demonstrado a seguir.

Figura 10 - Bocal radial inserido em um tampo elipsoidal.



Fonte: ASME Seção VIII Divisão

Passo 1:

$$R_{eff} = \frac{0.9D_i}{6} \left[2 + \left(\frac{D_i}{2h} \right)^2 \right] \quad (75)$$

Passo 2:

$$L_{R1} = \sqrt{R_{eff} t} + W \quad (76)$$

$$L_{R2} = \sqrt{(R_{eff} + t)(t + t_e)} \quad (77)$$

$$L_{R3} = 2 R_n \quad (78)$$

$$L_R = \min[L_{R1}, L_{R2}, L_{R3}] \quad (79)$$

Passo 3:

$$X_0 = D_R + R_n + t_n \quad (80)$$

$$C_p = \exp\left[\frac{0.35D_i - X_0}{16t}\right] \quad \text{para tampo elipsoidal} \quad (81)$$

$$C_n = \min\left[\left(\frac{t + t_e}{t_n}\right)^{0.35}, 1.0\right] \quad (82)$$

$$F_p = \min[C_n, C_p] \quad \text{para } X_0 > 0.35D_i \quad (83)$$

$$F_p = C_n \quad \text{para } X_0 \leq 0.35D_i \quad (84)$$

$$L_H = \min[t + t_e + F_p \sqrt{R_n t_n}, L_{pr1}] \quad (85)$$

Passo 4:

$$A_1 = tL_R \quad (86)$$

$$A_2 = t_n L_H \quad (87)$$

$$A_{41} = 0.5L_{41}^2 \quad (88)$$

$$A_{42} = 0.5L_{42}^2 \quad (89)$$

$$A_{43} = 0.5L_{43}^2 \quad (90)$$

$$A_{5a} = Wt_e \quad (91)$$

$$A_{5b} = (L_R - t_n)t_e \quad (92)$$

$$A_5 = \min[A_{5a}, A_{5b}] \quad (93)$$

$$f_{rn} = \frac{S_n}{S} \quad (94)$$

$$f_{rp} = \frac{S_p}{S} \quad (95)$$

$$A_T = A_1 + f_{rn}(A_2 + A_3) + A_{41} + A_{42} + A_{43} + f_{rp}A_5 \quad (96)$$

Passo 5:

$$f_N = PR_{xn}(L_H - t) \quad (97)$$

$$f_S = \frac{PR_{xs}(L_R+t_n)}{2} \quad (98)$$

$$f_Y = \frac{PR_{xs}R_{nc}}{2} \quad (99)$$

$$R_{xn} = \frac{t_n}{\ln\left[\frac{R_n+t_n}{R_n}\right]} \quad (100)$$

$$R_{xs} = \frac{t_{eff}}{\ln\left[\frac{R_{eff}+t_{eff}}{R_{eff}}\right]} \quad (101)$$

Passo 6:

$$t_{eff} = t\left(\frac{tL_R + A_5f_{rp}}{tL_R}\right) \quad (102)$$

Passo 7:

$$\sigma_{avg} = \frac{(f_N + f_S + f_Y)}{A_T} \quad (103)$$

$$\sigma_{circ} = \frac{PR_{xs}}{2t_{eff}} \quad (104)$$

Passo 8:

$$P_L = \max[(2\sigma_{avg} - \sigma_{circ}), \sigma_{circ}] \quad (105)$$

Passo 9:

$$P_L \leq S_{allow} \quad (106)$$

Onde,

$$S_{allow} = 1.5SE \quad \text{para pressão interna} \quad (107)$$

Passo 10:

$$P_{max1} = \frac{S_{allow}}{\frac{2A_p}{A_T} \frac{R_{xs}}{2t_{eff}}} \quad (108)$$

$$P_{max2} = 2S\left(\frac{t}{R_{xs}}\right) \quad (109)$$

$$P_{max} = \min[P_{max1}, P_{max2}] \quad (110)$$

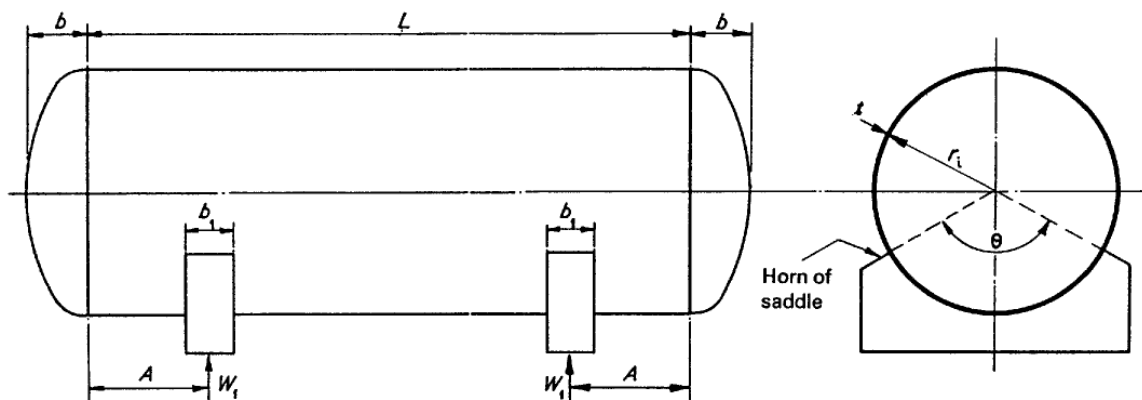
Onde,

$$A_p = R_{xn}(L_H - t) + \frac{R_{xs}(L_R + t_n + R_{nc})}{2} \quad (111)$$

4.1.2.4 Suportes

Para o cálculo dos suportes tipo sela, que será utilizado no vaso de pressão em estudo, segundo a norma BS-5500, as selas devem estar localizadas simetricamente em relação ao seu sentido longitudinal. Cada berço deve se encontrar a 1/5 de distância em relação aos extremos do comprimento entre tangentes do costado, como é possível visualizar na Figura 11 abaixo.

Figura 11 - Suportes tipo sela.



Fonte: Norma BS-5500

Através das equações abaixo é possível determinar as dimensões e localizações das placas que compõem os suportes.

$$A = \frac{1}{5} \cdot L \quad (112)$$

$$b_1 \geq \sqrt{60 R} \quad (113)$$

$$b_2 = b_1 + 10t \quad (114)$$

Onde,

A: Distância do centro de cada sela até a linha de tangência dos tampos;

L: Comprimento entre as linhas de tangência dos tampos;

b_1 : largura da sela;

R: raio interno do costado cilíndrico;

b_2 : largura da placa soldada ao costado cilíndrico;

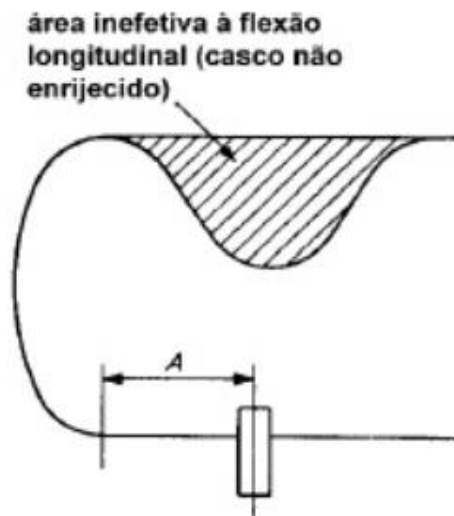
t: espessura comercial do costado cilíndrico.

Segundo a norma BS-5500, o ângulo de contato formado pela união da sela ao costado pode variar entre 110° a 170°.

Após a determinação dos locais onde serão alocadas as selas é necessário calcular os suportes, conforme o seguinte procedimento.

Antes de realizar os cálculos dos esforços que atuam nos suportes é preciso averiguar a necessidade de enrijecimento do costado, através da inclusão dos anéis de reforço, pois o mesmo pode sofrer ovalização, pelo fato de não ser enrijecido adequadamente. Essa ovalização acontece devido a existência de uma área inefetiva à ação da força de flexão longitudinal que ocorre no costado, conforme a **Erro! Fonte de referência não encontrada..**

Figura 12 - Área não efetiva à flexão longitudinal do costado.



Fonte: Norma BS-5500

A verificação é feita pela equação abaixo. Caso ela atenda ao critério, não é necessário inserir os anéis de reforço, pois os tampos ficam responsáveis pelo enrijecimento do costado.

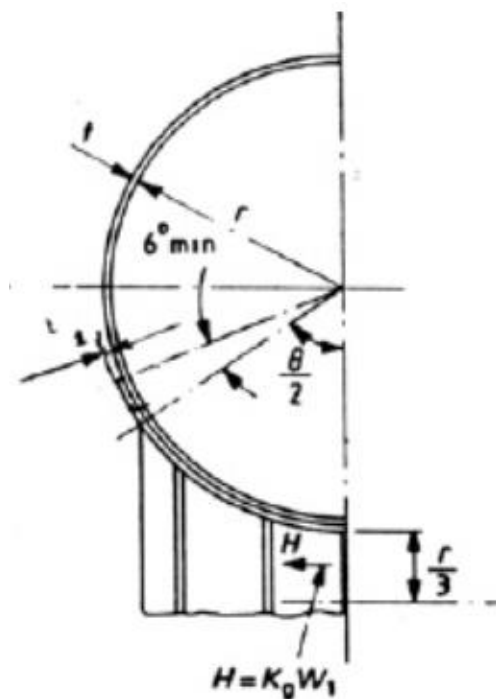
$$A \geq \frac{R}{2} \quad (115)$$

De acordo com a norma BS-5500, a altura mínima efetiva de resistência da sela é determinado pela equação:

$$y = \frac{R}{3} \quad (116)$$

Sendo que R é o raio do costado e y é a distância do chão ao ponto inferior do costado, como mostra a figura abaixo.

Figura 13 - Dimensões fundamentais dos suportes tipo sela.

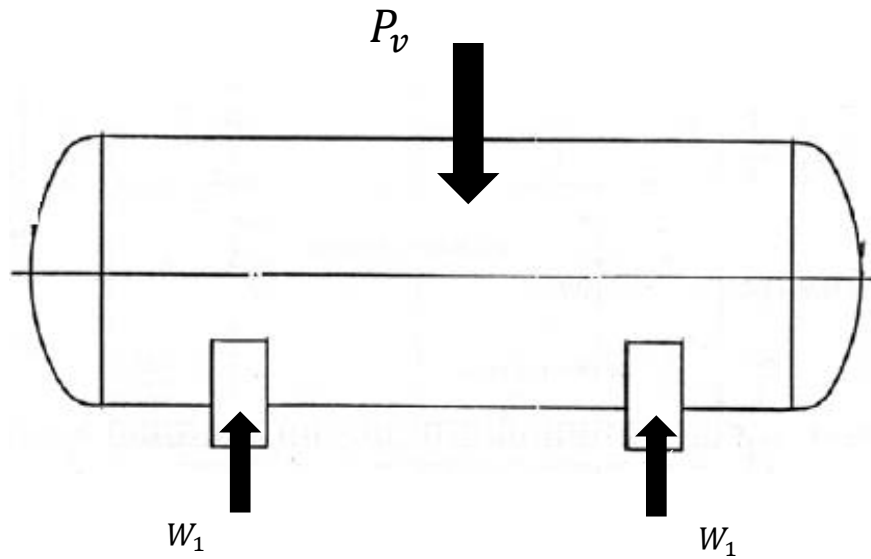


Fonte: Norma BS-5500

A força peso do vaso de pressão cheio provoca uma reação W_1 que atua na região das selas, essa reação, por sua vez, provoca uma força resultante horizontal H , como é mostrada na Figura 13.

A seguir, será realizado um somatório das forças verticais que atuam na região da sela. Esse procedimento é fundamental, pois é preciso encontrar o valor de W_1 para que assim seja possível obter o valor da força horizontal H .

Figura 14 - Diagrama de corpo livre do vaso de pressão.



Fonte: Elaboração Própria.

De acordo com o diagrama de forças mostrado na Figura 14, obtemos as seguintes equações,

$$\sum F_y = 0 \quad (117)$$

$$-P_v + 2W_1 = 0 \quad (118)$$

Portanto,

$$W_1 = \frac{P_v}{2} \quad (119)$$

$$\text{Temos que, } P_v = m_v g \quad (120)$$

Substituindo a equação 119 na 120, obtemos:

$$W_1 = \frac{m_v g}{2} \quad (121)$$

Onde,

P_v : Peso do vaso de pressão cheio em newtons.

m_v : Massa do vaso de pressão cheio em kg.

W_1 : Força de reação em cada suporte em newtons.

g: Aceleração da gravidade.

Logo após obter o valor de W_1 , é possível conseguir o valor de H através da equação 122, que se encontra abaixo.

$$H = K_9 W_1 \quad (122)$$

Através da Tabela 4, retirada da norma BS-5500, é possível obter o valor do fator K_9 .

Tabela 4 - Fator K_9 em função do ângulo de contato da sela com o costado.

θ°	120	135	150	165
K_9	0.204	0.231	0.259	0.288

Fonte: Norma BS-5500

O cálculo para obter a espessura da alma da sela é dado pela equação 123:

$$t_a = \frac{3H}{RS_a} \quad (123)$$

Onde,

t_a : Espessura da alma da sela

S_a : Tensão admissível da sela

$$S_a = 0.66 S_f \quad (124)$$

A tensão admissível S_f será aplicada no ponto extremo do vaso e o topo da sela. Essa tensão circunferencial é causada pelos momentos fletores circunferenciais. O ponto analisado para o suporte é o ponto extremo da sela, que para o costado sem anéis de enrijecimento, será dado pelas seguintes fórmulas (SOUZA, 2015):

Para $\frac{L}{R} < 8$:

$$S_f = -\left(\frac{W_1}{4tb_2}\right) - \left(\frac{12K_6W_1R}{Lt^2}\right) \quad (125)$$

Para $\frac{L}{R} \geq 8$:

$$S_f = -\left(\frac{W_1}{4tb_2}\right) - \left(\frac{3K_6W_1}{2t^2}\right) \quad (126)$$

Onde, o valor do coeficiente K_6 é retirado da Tabela 5:

Tabela 5 - Fator K_6 em função de $\frac{A}{r}$.

A/r	θ (degrees)			
	120	135	150	165
≤ 0.50	0.0132	0.0103	0.0079	0.0059
≥ 1.00	0.0528	0.0413	0.0316	0.0238

NOTE. For $0.50 < A/r < 1.00$ values of K_6 should be obtained by linear interpolation of the values in this table.

Fonte: Norma BS-5500

Após os cálculos feitos para determinar a espessura da chapa que será utilizada na sela, é necessário calcular as espessuras das nervuras verticais que compõem o suporte. Essas nervuras são utilizadas para evitar a ação da flambagem devido ao peso exercido pelo costado e seus componentes.

Segundo Falcão (2008), "Na prática recomenda-se que a quantidade de nervuras seja de tal forma que a distância máxima entre nervuras seja de 600 mm, com as seguintes espessuras mínimas":

- 9,5 mm para diâmetro do vaso menor que 1100 mm;
- 12,5 mm para diâmetro do vaso de 1100 mm até 2000 mm;
- 16,0 mm para diâmetro do vaso superior a 2000 mm.

Para o vaso de pressão em estudo foi seguido as recomendações para distância máxima entre as nervuras.

Pelo fato do equipamento em estudo ser um vaso de pressão horizontal é possível desprezar a força exercida pelo vento, segundo a norma BS-5500.

É válido ressaltar que um dos suportes deve ter em sua base furos oblongos para inserir os chumbadores, de modo que eles possam acomodar as deformações

longitudinais resultantes tanto pela pressão interna exercida no equipamento quanto pela dilatação térmica.

Segundo Falcão (2008), “Na prática, recomendam-se os seguintes diâmetros mínimos, para os chumbadores”:

- 3/4” para diâmetro do vaso menor que 1100 mm;
- 7/8” para diâmetro do vaso de 1100 mm até 2000 mm;
- 1” para diâmetro do vaso superior a 2000 mm.

4.1.3 Seleção de Chapas e Tubos comerciais

Após a definição das espessuras mínimas requeridas para o Vaso de Pressão, conforme as equações de projetos retiradas da norma ASME VIII Divisão 2, é necessário escolher as chapas e tubos que serão utilizados para a fabricação desse equipamento.

O critério de escolha para as chapas e tubos é que a espessura comercial, conforme tabelas disponibilizadas, seja maior que a espessura calculada pelas equações de projeto.

É possível visualizar na Tabela 6 as espessuras comerciais para chapas grossas. Com as espessuras do costado e dos tampos calculadas conforme projeto, é preciso escolher uma das espessuras disponibilizadas na Tabela 6 de acordo com o critério de seleção definido anteriormente.

Nas tabelas do Anexo A consta os diâmetros e espessuras de parede dos tubos schedule. Do mesmo modo que foi feito para o costado e os tampos, será aplicado para os bocais e bocas de visita existente, usando as tabelas que se encontram no Anexo A para fazer essa seleção.

Tabela 6 - Espessuras de chapas grossas comerciais.

Espessura		Peso - Kg/m ²			Espessura		Peso - Kg/m ²	
Bitola msg / pol.	mm	Laminadas		Chapas Galvanizadas	Bitola msg / pol.	mm	Laminadas	
		a Quente	a Frio				a Quente	a Frio
30	0,30	-	2,4	2,8	1.1/4	31,75	249,55	-
28	0,38	-	3,04	3,44	1.3/8	34,92	274,47	-
26	0,46	-	3,68	4	1.1/2	38,1	299,46	-
24	0,61	-	4,88	5,2	1.5/8	41,28	324,45	-
22	0,76	-	6,08	6,4	1.3/4	44,45	349,37	-
20	0,91	-	7,28	7,6	1.7/8	47,62	374,29	-
18	1,21	-	9,68	10	2	50,8	399,28	-
16	1,52	11,95	12,16	12,4	2.1/4	57,15	449,2	-
14	1,90	14,94	15,2	15,6	2.1/2	63,5	499,11	-
13	2,28	17,92	18,24	18,4	2.3/4	69,85	549,02	-
12	2,66	20,91	21,28	21,6	3	76,2	598,93	-
11	3,04	23,9	24,32	24,64	3.1/4	82,55	648,84	-
10	3,42	26,89	-	-	3.1/2	88,9	698,75	-
9	3,80	29,87	-	-	3.3/4	95,25	748,66	-
8	4,18	32,86	-	-	4	101,6	798,57	-
7	4,55	35,77	-	-	4.1/2	114,3	898,38	-
3/16	4,75	37,34	-	-	5	127	998,2	-
1/4	6,35	49,92	-	-	5.1/2	139,7	1098	-
5/16	7,94	62,4	-	-	6	152,4	1197,8	-
3/8	9,52	74,82	-	-	6.1/2	165,1	1297,7	-
7/16	11,11	87,32	-	-	7	177,8	1397,5	-
1/2	12,70	99,82	-	-	7.1/2	190,5	1497,3	-
9/16	14,28	112,24	-	-	8	203,2	1597,1	-
5/8	15,87	124,73	-	-	9	228,6	1796,8	-
11/16	17,46	137,23	-	-	10	254	1996,4	-
3/4	19,05	149,73	-	-	11	279,4	2196,1	-
13/16	20,63	162,15	-	-	12	304,8	2395,7	-
7/8	22,22	174,64	-	-	13	330,2	2595,3	-
15/16	23,81	187,14	-	-	14	355,6	2795	-
1	25,40	199,64	-	-	15	381	2994,6	-
1.1/8	28,57	224,56	-	-	16	406,4	3194,3	-

Fonte: <https://www.tenax.com.br/tenax/produtos/chapas-e-placas-de-aco> (2022)

4.2 Condições de Contorno

As condições de contorno são variáveis essenciais para se obter várias respostas do problema em estudo, um exemplo são as tensões e deformações atuantes que podem ser encontradas como solução do problema.

As condições de contorno representam basicamente o que acontece com o vaso de pressão do ponto de vista de atuação das cargas e forças fundamentais, e assim podem-se extrair os resultados buscados. (DA SILVA A. B., 2015)

Para o equipamento em estudo, foi admitido uma pressão interna de 3,5 MPa como força atuante na superfície interna do Vaso de Pressão, no qual representa o valor da pressão de projeto, como mostrado na Tabela 1. Entretanto, é importante

lembrar que essa pressão nunca será atingida de fato, quando esse equipamento estiver em operação, pois a válvula de segurança é configurada para atuar numa pressão em torno de 10% menor do que a pressão de projeto.

Foram empregados dois tipos de restrições aos suportes, sendo que em uma das bases do suporte foi aplicada a vinculação do tipo Fixed Support, no qual restringe todos os graus de liberdade, e no outro foi aplicado o Displacement, no qual foi deixado livre a componente X, que se refere ao eixo longitudinal do Vaso de Pressão.

As vinculações, do tipo Displacement também foram aplicadas aos bocais de Entrada de Fluido, Saída de Gás, Saída de Água e Saída de Óleo, pois eles são conectados as diversas linhas de tubulação, através de flanges e acessórios. Dessa maneira, o deslocamento desses componentes na direção vertical fica restrita pelas tubulações, no qual se trata de uma restrição no eixo Z.

Essas condições de contorno foram definidas levando em consideração o comportamento de um cenário real para a aplicação do Vaso de Pressão, tornando assim, os resultados obtidos na simulação mais fidedignos. Uma esquematização das restrições impostas ao equipamento é encontrada na Tabela 7.

Tabela 7 - Condições de contorno inseridas no vaso de pressão.

CONDIÇÕES DE CONTORNO

Localização	Tipo de Restrição
Suporte Esquerdo	Engastamento
Suporte Direito	Deslocamento no Eixo X
Entrada de Fluido	Deslocamento no Eixo X e Y
Saída de Gás, Óleo e Água	Deslocamento no Eixo X e Y
Superfície Interna do Vaso	Pressão
Força da Gravidade	Força atuante no Eixo Z

4.3 Seleção da malha aplicada ao modelo

Com a finalidade de definir a malha para ser empregada ao equipamento em estudo, foi realizado vários estudos com o objetivo de alcançar uma malha no qual

pudesse retornar os resultados mais exatos possíveis e que se enquadre nos recursos computacionais disponíveis.

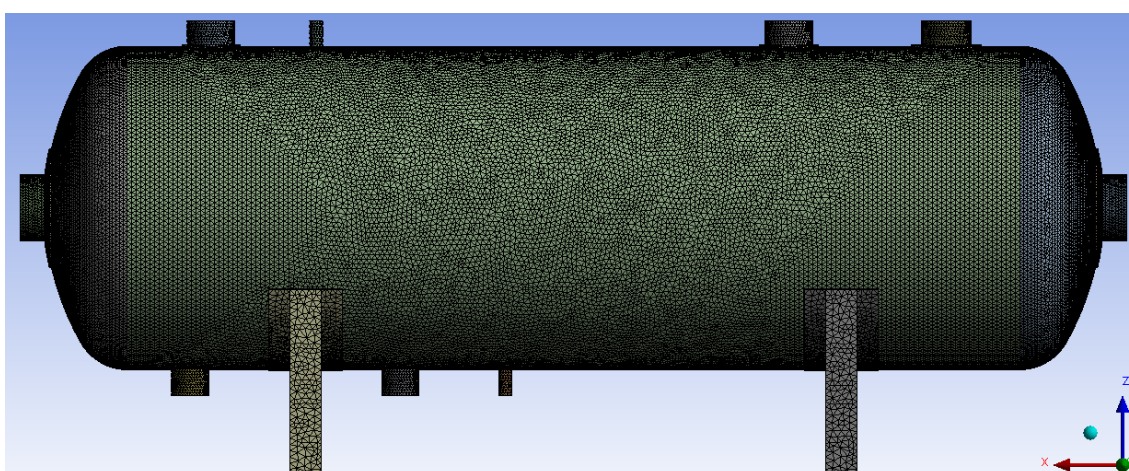
A geração de malha é o problema fundamental para a análise de geometrias tridimensionais. Nela, os elementos tetraédricos são de longe a opção mais versátil para a discretização de geometrias 3D complexas usando malhas não estruturadas. Muitas pesquisas para o desenvolvimento de geradores de malha eficientes para elementos tetraédricos e hexaédricos têm sido realizadas nos últimos anos (ONATE, 2009).

Em comparação com a malha hexaédrica, a malha tetraédrica apresenta a vantagem de se adaptar muito bem na discretização de estruturas com formatos aleatórios, tais como as que apresentam superfícies curvas ou geometrias complexas (SOUZA, 2008).

A comparação de uma malha tetraédrica com uma hexaédrica, considerando a mesma estrutura, resulta em um maior tempo de processamento, porém necessita de uma quantidade menor de memória para a sua solução (SILVA, 2015).

Portanto, foi escolhido a malha tetraédrica não estruturada para ser utilizada no modelo em estudo, como mostra a Figura 15. Essa conclusão foi baseada nas referências anteriores que mostram que a malha tetraédrica se comporta muito bem quando aplicada em superfícies curvas, como no caso da geometria em questão.

Figura 15 - Malha tetraédrica aplicada ao Vaso de Pressão.



Fonte: Elaboração Própria.

Nos estudos realizados percebeu-se que a curvatura existente no tampo causa nessa região uma transição na intensidade das tensões atuantes no vaso de pressão.

Baseado nesse problema tornou-se necessário elaborar um estudo de refino da malha com o objetivo de eliminar os possíveis erros que possam surgir nos resultados da simulação, para essa região de transição.

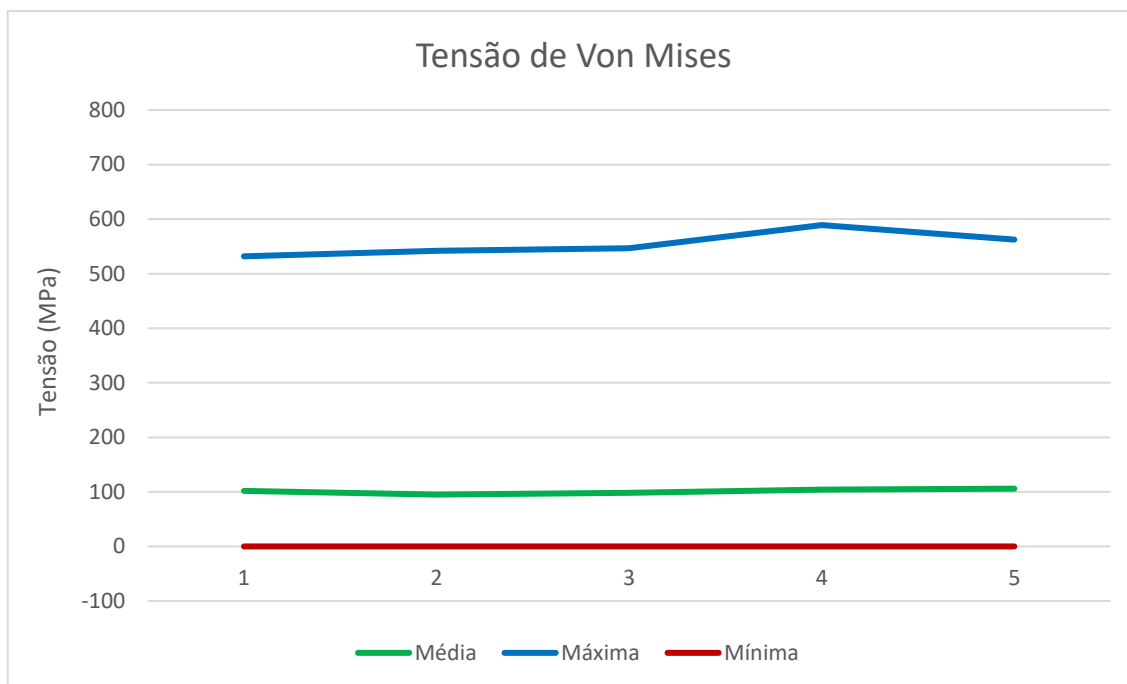
Desse modo, foi feita uma divisão do equipamento em duas regiões para se obter diferentes tamanhos de elementos. Essa divisão aconteceu de modo que os elementos que faziam parte do costado, suportes e acessórios eram maiores do que os elementos que integravam os tampos. Na Tabela 8 é possível verificar a dimensão dos elementos de cada modelo utilizado no estudo.

Tabela 8 - Dimensão dos elementos tetraédricos aplicado aos modelos.

Modelo	Costado, suporte e acessórios	Tampos
1	90 mm	80 mm
2	80 mm	70 mm
3	70 mm	60 mm
4	60 mm	50 mm
5	50 mm	40 mm

Através dos resultados das tensões equivalente de Von Mises, alcançados em cada um dos modelos listados na Tabela 8, foi gerado um gráfico para a análise de convergência dos resultados. Na Figura 16 é apresentado um gráfico com as tensões máxima, média e mínima relativas a cada modelo.

Figura 16 - Análise de convergência baseado nas tensões de Von Mises.

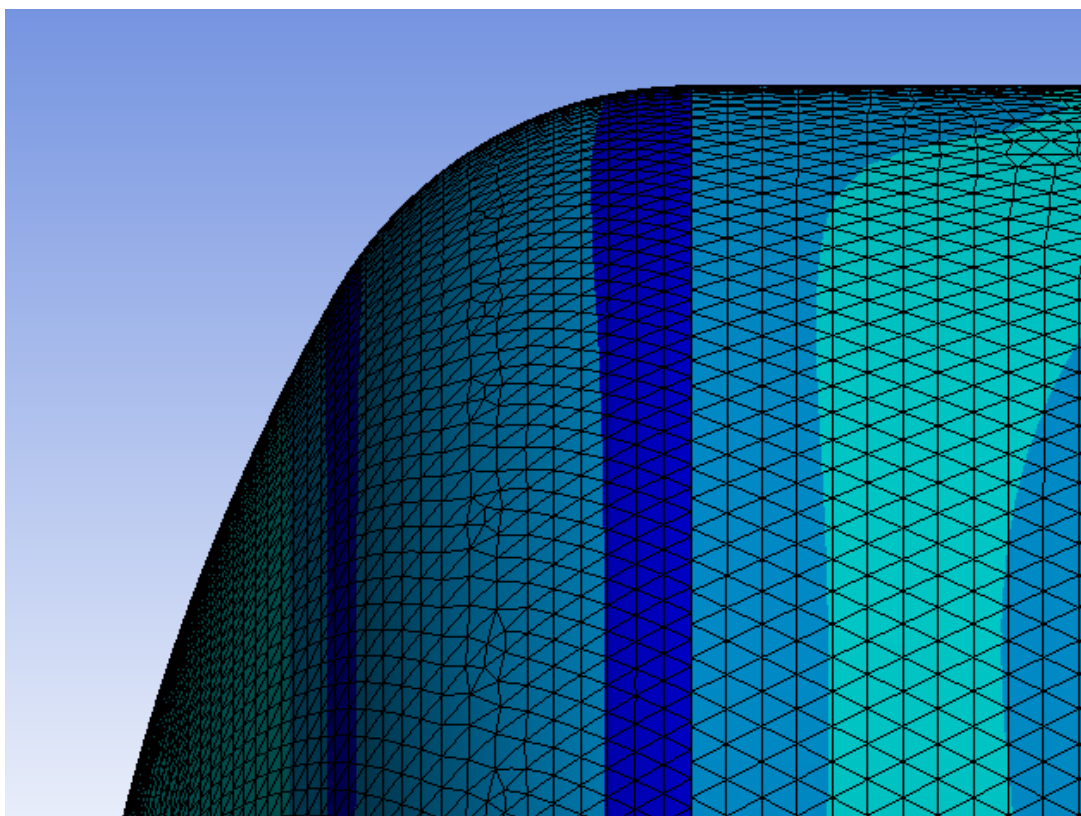


Fonte: Elaboração Própria.

De acordo com a análise do gráfico anterior é razoável concluir que os resultados obtidos convergiram, isso significa que pode ser feita a escolha de qualquer um dos modelos em questão sem haver erros consideráveis das respostas obtidas. Como o tempo para as simulações não era um fator determinante para a escolha da malha e também a simulação com a malha mais refinada não levou muitas horas para ser finalizada, foi escolhida a malha com os elementos de 50 mm para o costado, suportes e acessórios, e elementos com dimensões de 40 mm para compor os tampos.

Na Figura 17 pode-se visualizar a região de transição da malha devido às diferentes dimensões utilizadas no costado e no tampo do vaso de pressão.

Figura 17 - Região de transição da malha tetraédrica.



Fonte: Elaboração Própria.

4.4 Configuração da Máquina

As configurações do computador, principalmente as relacionadas ao poder de processamento, são muito importantes para a execução de uma simulação, pois são o processador e a memória RAM os componentes responsáveis pelos cálculos numéricos na simulação computacional.

Para o estudo em questão foi encontrado algumas limitações devido ao poder de processamento do computador utilizado, e isso impacta diretamente no refino de malha e resposta obtidas na simulação. Entretanto, foi feito um estudo de convergência e visto que a malha utilizada atende bem ao problema em estudo. Na Tabela 9 é possível visualizar as configurações do computador utilizado.

Tabela 9 - Configuração do computador utilizado.
Componente **Especificação**

Processador	Intel Core i5-7200U 2.50GHz
Memória RAM	16 GB
Placa de Vídeo	AMD R7 M445 2 GB
HD	1 TB
SSD	250 GB

5 RESULTADOS

Este capítulo se encontra dividido em três tópicos, o primeiro mostra os valores das espessuras que foram calculados através da norma ASME Seção VIII Divisão 2, o segundo trata-se de uma análise feita por métodos analíticos através de equações existentes, que foi limitado apenas ao costado e tampo, e por fim foi utilizado o software ANSYS, módulo Static Strutural, para uma análise numérica pelo Método dos Elementos Finitos, no qual foi feito um modelo em CAD, com as dimensões e espessuras conforme o projeto, utilizando o software SolidWorks.

5.1 Projeto conforme a ASME VIII Divisão 2 (MÉTODO ANALÍTICO)

Seguindo todo o procedimento de cálculo que é especificado na seção 4.1.2, com os dados das Tabela 1 e Tabela 2, é possível calcular as espessuras de todos os componentes do Vaso de Pressão.

Devido ao fato de as chapas de aço serem fabricadas em espessuras com um padrão comercial é necessária uma adequação da espessura calculada em projeto, forçando assim a escolher-se a primeira espessura comercial superior a calculada em projeto. Conforme a Tabela 6 e as tabelas do Anexo A, é possível determinar a espessura da chapa e as espessuras dos tubos, que serão utilizados em todo o Vaso de Pressão. Na Tabela 10 é listado cada componente com sua respectiva espessura.

Tabela 10 - Componentes projetados conforme a norma ASME VIII Divisão 2.

Componente	Espessura Projetada (mm)	Espessura Comercial (mm)
Costado	36,4	38,1
Tampo Elipsoidal 2:1	36,4	38,1
Bocal de Entrada de Fluido	11,34	12,7
Bocal de Saída do Gás	11,34	12,7
Bocal da Válvula de Segurança	11,34	12,7

Bocal de Saída da Água e do Óleo	11,34	12,7
Dreno e Respiradouro	8,27	8,56
Bocas de Visita	11,34	12,7

5.2 Método Analítico

Nesta seção é feito uma avaliação das tensões que atuam no costado e nos tampos, através das equações determinadas na literatura clássica.

5.2.1 Avaliação das tensões atuantes

De acordo com os dados fornecidos pela Tabela 1 é possível calcular as equações das tensões no equipamento em estudo.

Para a avaliação das tensões atuantes no costado serão utilizadas as equações 2, 4 e 5, determinadas através das tensões de membrana, no qual foram alcançados os seguintes valores. Usando para a variável r o valor do raio interno que é 1500mm.

$$\sigma_{\theta} = \frac{pr}{t} = 137,80 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} = 68,90 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -3,5 \text{ MPa}$$

Assumindo o valor de r como sendo o raio interno somado a metade da espessura do casco, temos os seguintes valores.

$$\sigma_{\theta} = \frac{pr}{t} = 139,54 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} = 69,77 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = -p = -3,5 \text{ MPa}$$

Considerando a influência da espessura é possível utilizar as equações de Lamé, equações 6 a 8, para o cálculo das tensões.

$$\sigma_{\theta} = \frac{p \left(1 + \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = 138,15 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = 68,21 \text{ MPa}$$

$$\sigma_r = \frac{p \left(1 - \left(\frac{r_o}{r} \right)^2 \right)}{\left(\frac{r_o}{r_i} \right)^2 - 1} = -1,72 \text{ MPa}$$

É possível observar um padrão nos resultados calculados anteriormente, no qual os valores das tensões circunferenciais são os maiores, seguido pelas tensões longitudinais, e o valores das tensões radiais são bem menores e negativos.

Para a avaliação das tensões atuantes, sem a ação do cisalhamento, foi utilizado a teoria de Von Mises, que é a teoria mais precisa de critério de falha, para determinação das tensões. Abaixo temos os resultados para o raio médio, raio interno e equações de Lamé, respectivamente.

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 123,89 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 122,38 \text{ MPa}$$

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = 121,13 \text{ MPa}$$

Após a análise das tensões que atuam no costado é necessário a análise do tampo elipsoidal que faz parte do Vaso de Pressão. Através das equações abaixo é possível calcular a tensão do tampo.

$$M = 0,25 \left[3 + \left(\frac{R}{L} \right)^{1/2} \right] = 0,8587$$

$$S_{tampo} = \left(\frac{pLM}{2t} \right) + 0,1p = 116,47 \text{ MPa}$$

Para uma melhor organização e visualização dos valores calculados acima a Tabela 11 foi criada com o propósito de melhorar a visualização, identificação e organização de todos os valores calculados anteriormente.

Tabela 11 - Tensões atuantes no costado e no tampo.

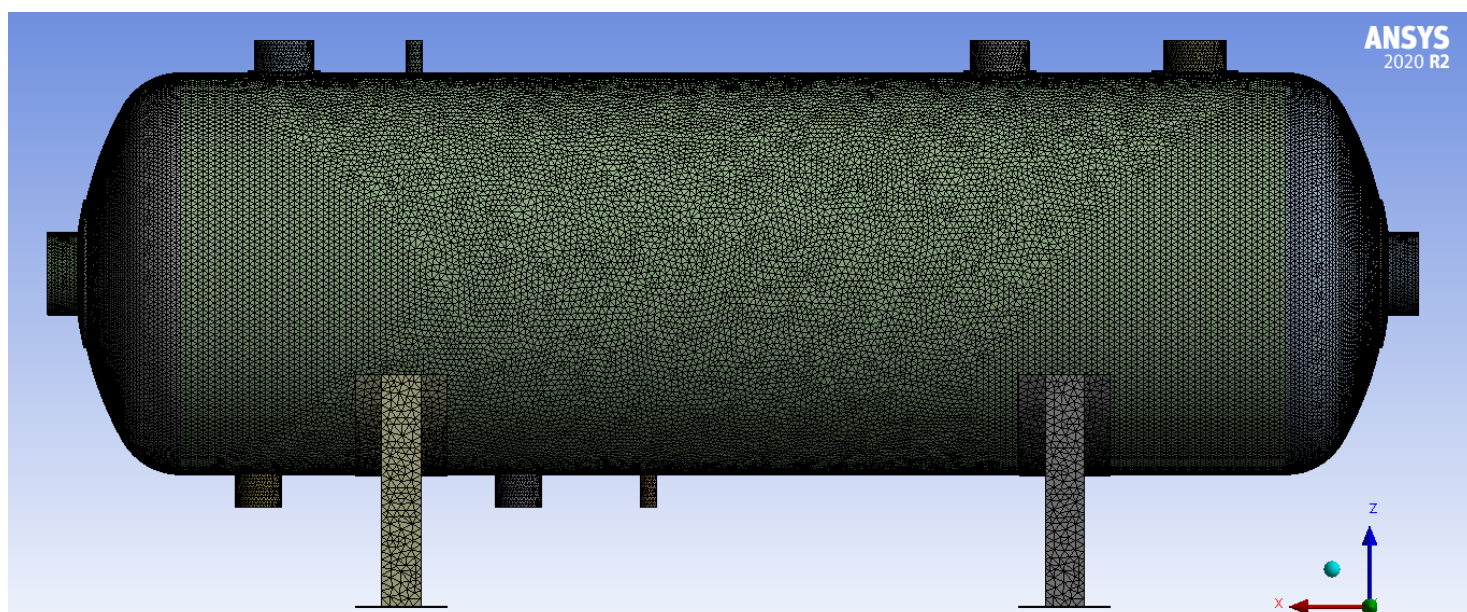
	Costado	Tampo	
Tensões para o raio interno	Tensões para o raio médio	Tensões de Lamé	Tensão no Tampo
$\sigma_{\theta} = 137,80 \text{ MPa}$	$\sigma_{\theta} = 139,54 \text{ MPa}$	$\sigma_{\theta} = 138,15 \text{ MPa}$	
$\sigma_x = 68,90 \text{ MPa}$	$\sigma_x = 69,77 \text{ MPa}$	$\sigma_x = 68,21 \text{ MPa}$	$S_{tampo} = 116,47 \text{ MPa}$
$\sigma_r = -3,5 \text{ MPa}$	$\sigma_r = -3,5 \text{ MPa}$	$\sigma_r = -1,72 \text{ MPa}$	

5.3 Análise pelo Método dos Elementos Finitos

A geração da malha com elementos de tamanhos distintos em cada região foi essencial e muito proveitosa, do ponto de vista computacional, devido a possibilidade de alguns comportamentos das tensões serem omitidas nos resultados obtidos, principalmente nas regiões de transição e com descontinuidades geométricas.

Na Figura 21 pode-se visualizar a malha tetraédrica aplicada ao Vaso de Pressão. É possível observar também as duas regiões da malha comentadas anteriormente.

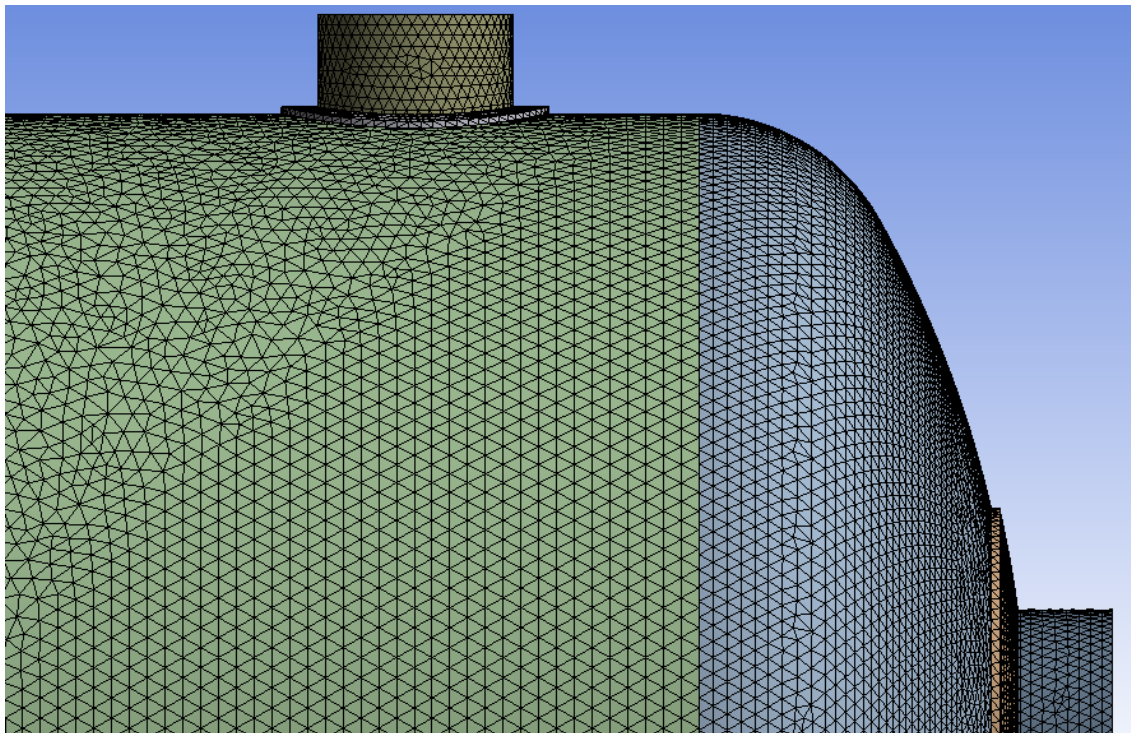
Figura 18 - Vaso de Pressão com Malha Tetraédrica aplicada.



Fonte: Elaboração Própria.

A Figura 19 trata-se da imagem anterior ampliada com foco na área de transição da malha, que fica entre o costado e o tampo.

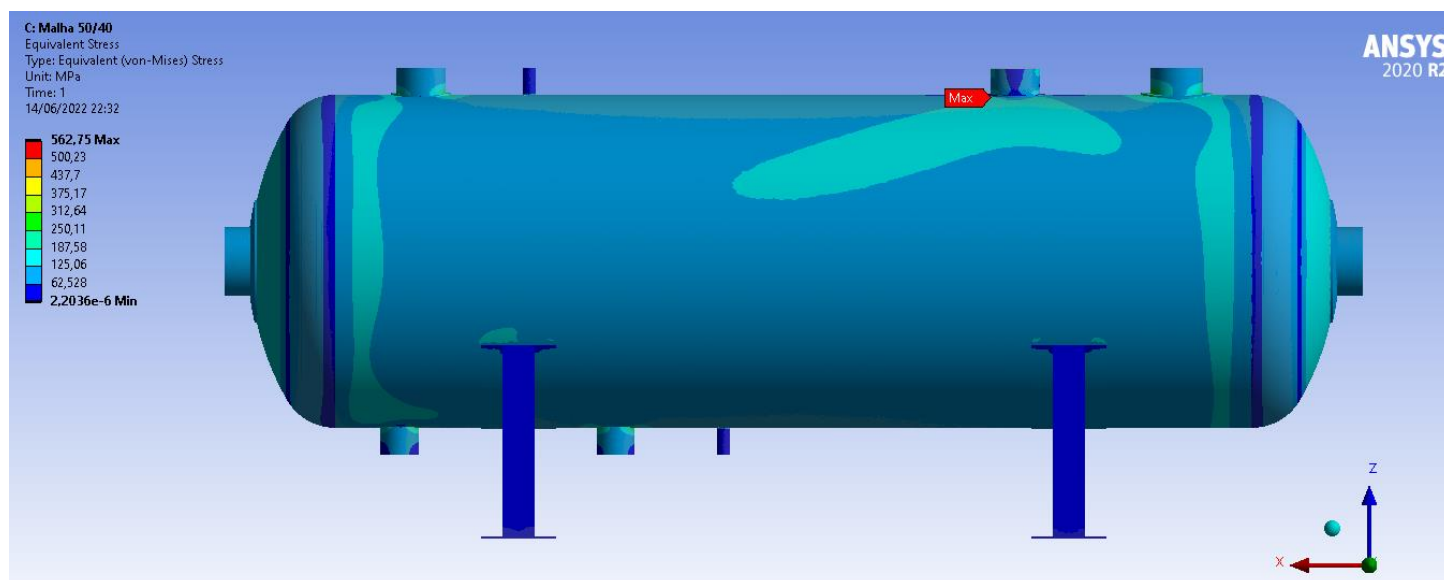
Figura 19 - Ampliação da transição de malha costado-tampo.



Fonte: Elaboração Própria.

Na Figura 20 é mostrado uma visão geral das tensões equivalentes de Von Mises que atuam no Vaso de Pressão, através da simulação executada no ANSYS. Esse resultado é obtido através de uma pressão interna aplicada de 3,5 MPa.

Figura 20 - Distribuição das tensões de Von Mises no Vaso de Pressão.



Fonte: Elaboração Própria.

Figura 21 - Resultados das tensões Máxima, Mínima e Média.

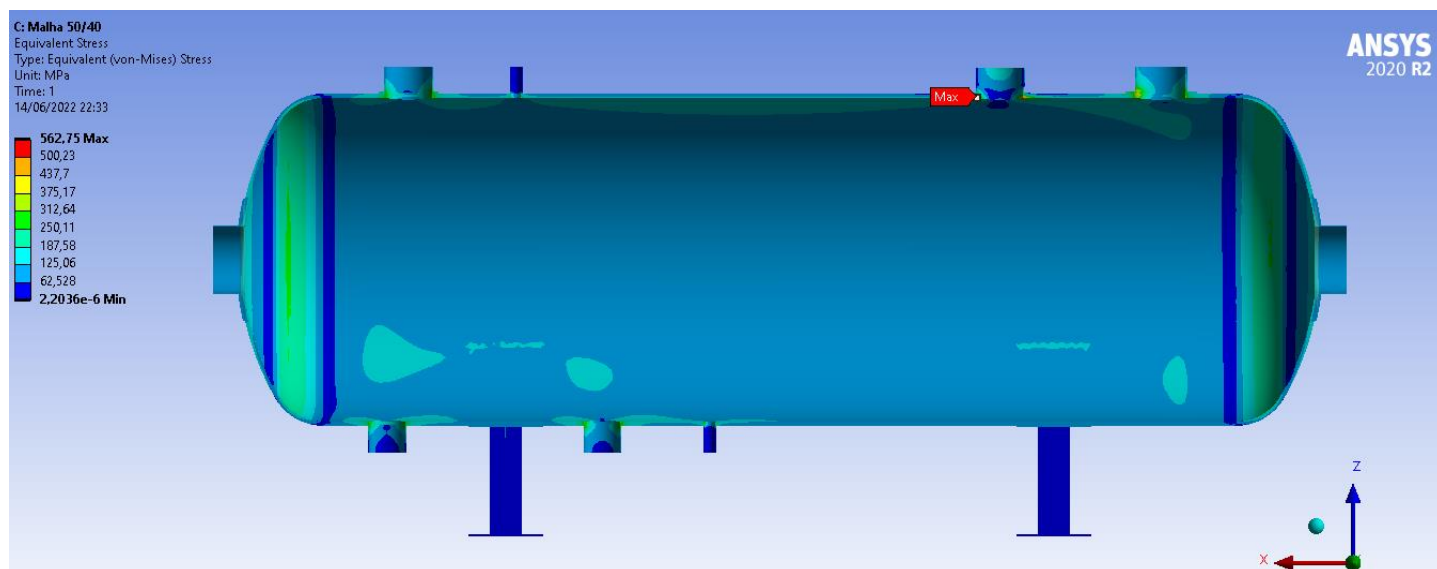
Details of "Equivalent Stress"	
[-] Integration Point Results	
Display Option	Averaged
Average Across Bodies	No
[-] Results	
<input type="checkbox"/> Minimum	2,2036e-006 MPa
<input type="checkbox"/> Maximum	562,75 MPa
<input type="checkbox"/> Average	105,92 MPa
Minimum Occurs On	Part 8
Maximum Occurs On	Part 19
[+] Information	

Fonte: Elaboração Própria.

É possível verificar através da Figura 21 que, de maneira geral, a tensão média atuante é de 105,92 MPa. Sendo assim, essa tensão é menor do que a calculada pelo método analítico.

Mediante um corte no plano XZ é possível visualizar os concentradores de tensões existentes no equipamento. Esses concentradores de tensões ficam alocados nos bocais, que são descontinuidades geométricas, como pode ser visto na Figura 22.

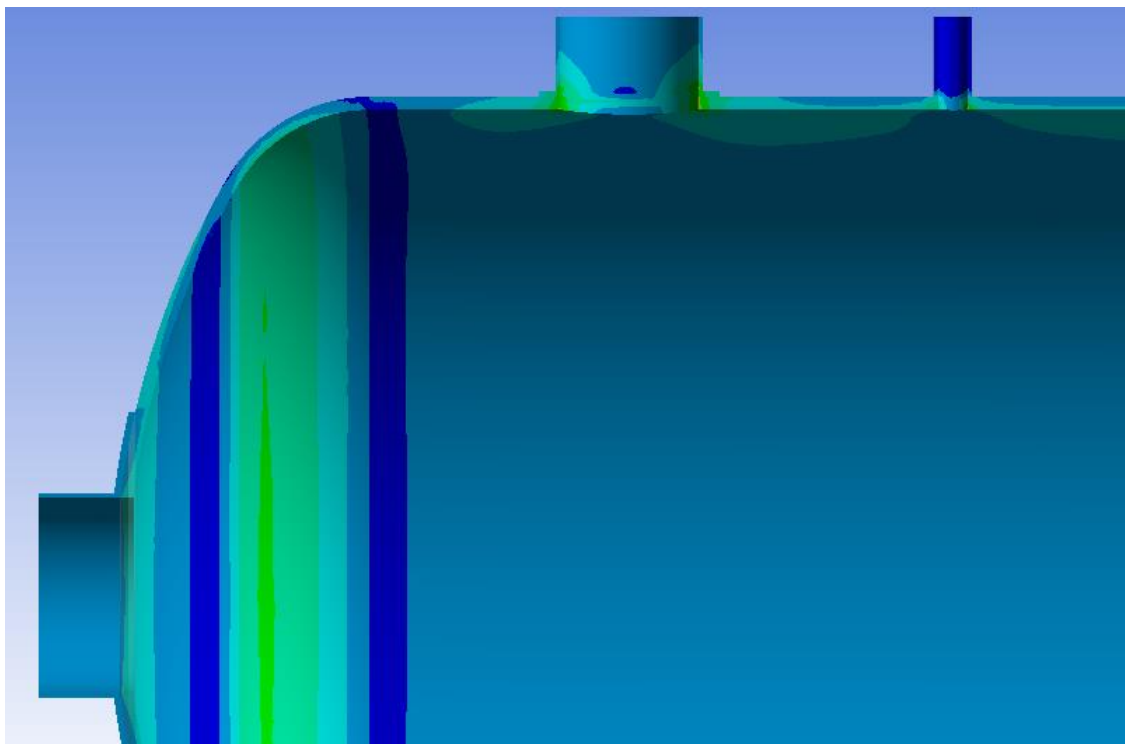
Figura 22 - Concentradores de tensões na parte interna do Vaso de Pressão.



Fonte: Elaboração Própria.

É importante enfatizar a análise na região de encontro entre o tampo e o costado, pois nessa região o comportamento do campo de tensão não é elementar e de fácil compreensão. Através da Figura 23 é possível visualizar que as tensões no tampo são maiores do que as do costado.

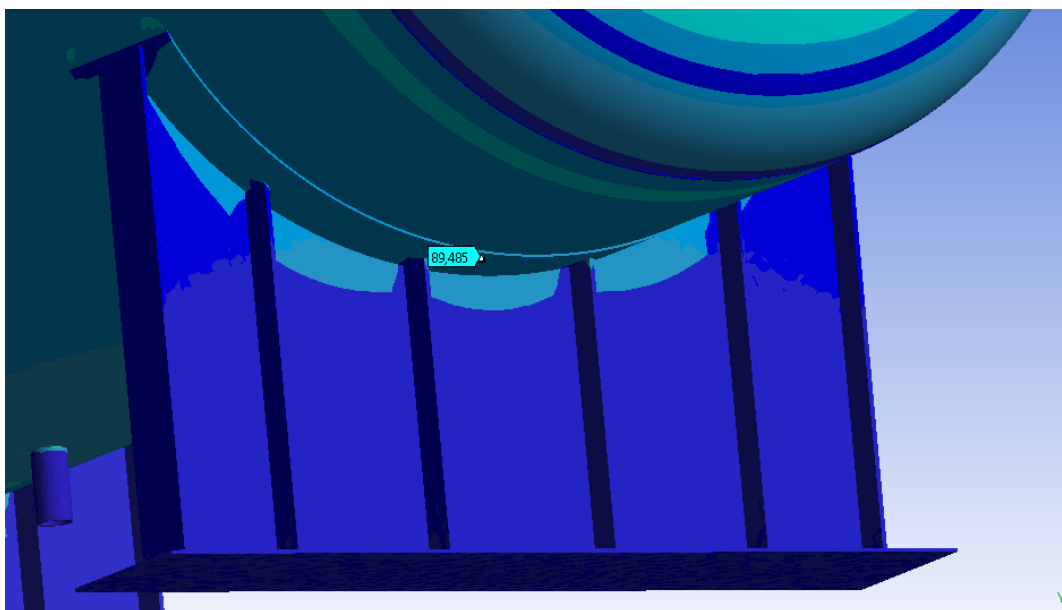
Figura 23 - Distribuição de tensões na região de transição tampo-costado.



Fonte: Elaboração Própria.

A avaliação das tensões que atuam na união do suporte ao costado também é de grande importância para o estudo. É possível verificar nos resultados da simulação que os valores nessa região giram em torno de 90 MPa.

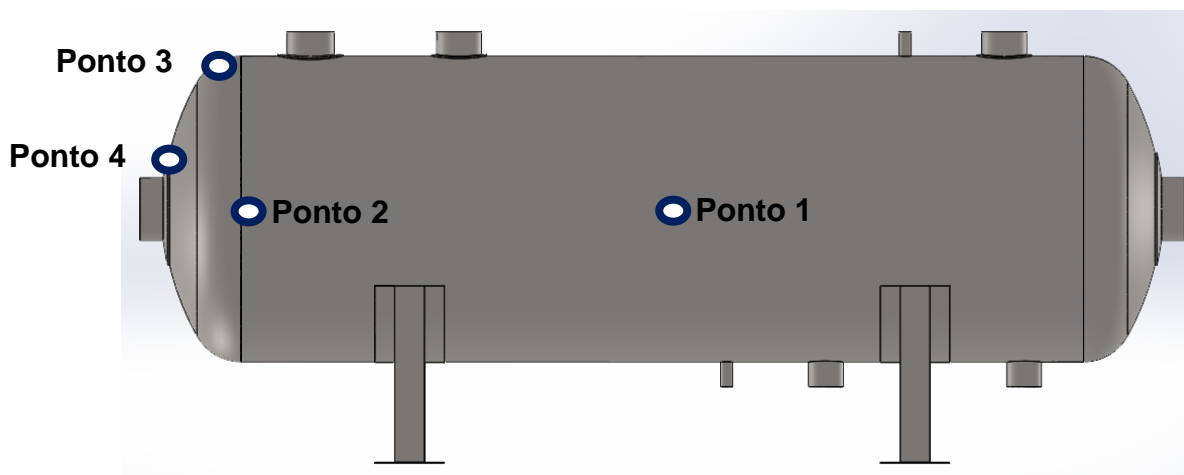
Figura 24 - Distribuição de tensões no suporte do Vaso de Pressão.



Fonte: Elaboração Própria.

Com o intuito de realizar uma análise das tensões primárias que atuam no Vaso de Pressão, foi definido pontos importantes para a aplicação da linearização de tensões. Na Figura 25 é possível visualizar a localização desses pontos.

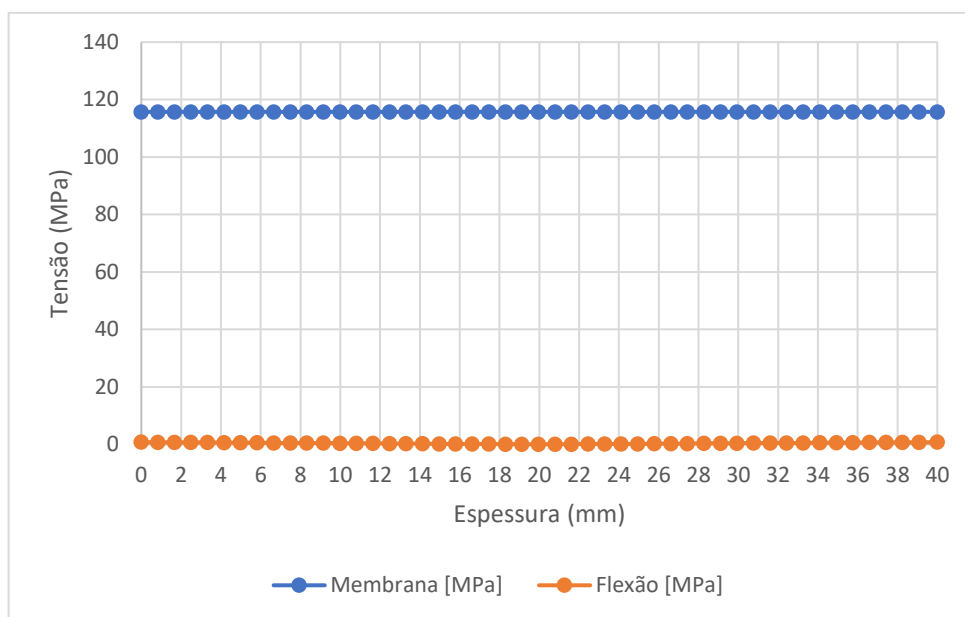
Figura 25 - Localização dos pontos utilizados na linearização das tensões.



Fonte: Elaboração Própria.

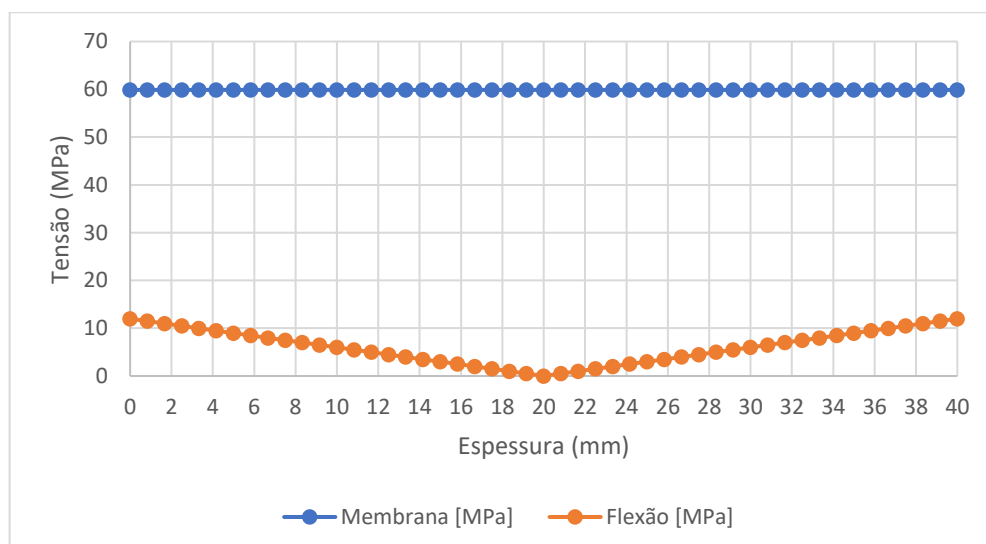
As Figura 26 à Figura 29 correspondem aos gráficos de linearização das tensões para os pontos definidos na Figura 25, localizados no costado e nos tampos, nos quais são representadas as tensões primárias de membrana e de flexão.

Figura 26 - Gráfico representando a linearização do ponto 1.



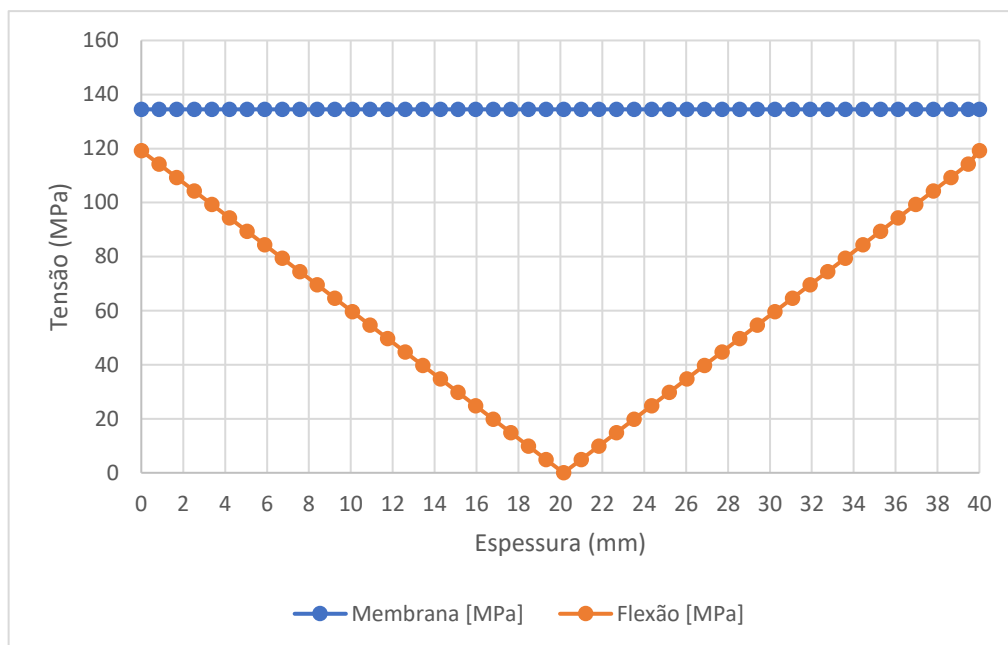
Fonte: Elaboração Própria.

Figura 27 - Gráfico representando a linearização do ponto 2.



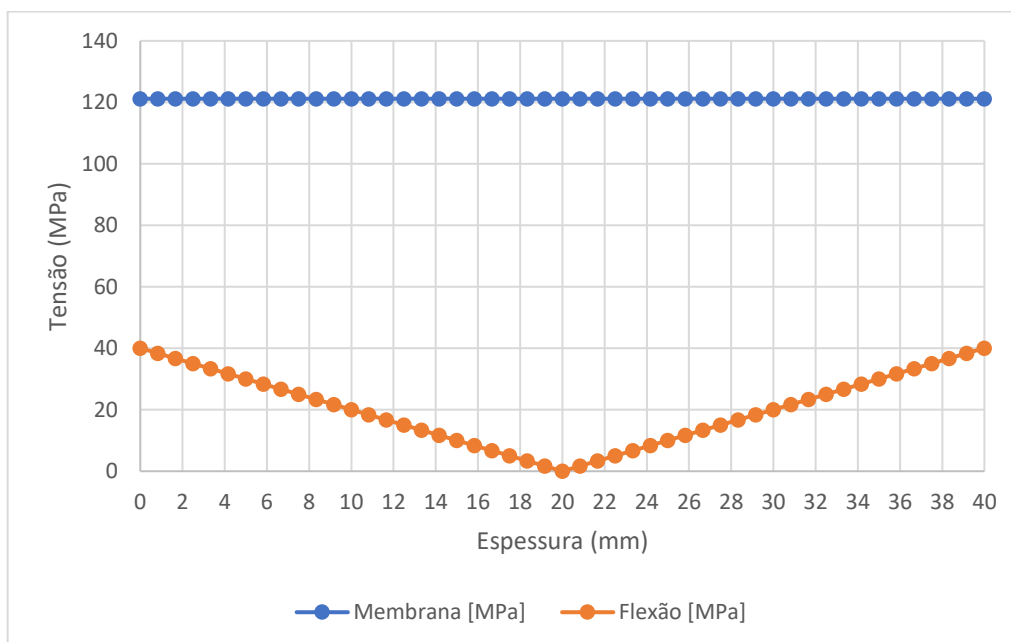
Fonte: Elaboração Própria.

Figura 28 - Gráfico representando a linearização do ponto 3.



Fonte: Elaboração Própria.

Figura 29 - Gráfico representando a linearização do ponto 4.



Fonte: Elaboração Própria.

6 DISCUSSÃO

Ao longo deste capítulo será explanado todo o processo de elaboração do presente trabalho, bem como os obstáculos encontrados em todo o seu desenvolvimento.

Como exposto em capítulos anteriores, o problema em estudo trata-se do projeto de um vaso de pressão utilizando a norma ASME Seção VIII Divisão 2, sendo que a partir desse projeto foi criado um modelo 3D, através do software SolidWorks, e feito uma análise de tensões pelo Método dos Elementos Finitos, através do software ANSYS, no qual foi obtido como resposta o campo de tensões, as deformações e as tensões primárias. Além disso, utilizou-se o Método Analítico para determinar as tensões atuantes no costado e nos tampos.

6.1 Problema proposto

Para que fosse possível a realização do projeto de um Vaso de Pressão tornou-se necessário a determinação de um cenário idealizado, no qual o equipamento está inserido em uma planta industrial referente ao setor de óleo e gás. Esse primeiro ponto é essencial para definir qual a função que esse equipamento exerce no processo em que ele está inserido e, conseqüentemente, as características que ele possui.

Na Tabela 1 foram determinadas algumas variáveis importantes para o desenvolvimento do projeto. Para a determinação do sistema virtual no qual o Vaso de Pressão está inserido foram realizados estudos extensivos, com o intuito de se aproximar a um cenário real. Para esse sistema foi estabelecido que o equipamento possui a função de um vaso separador trifásico, pois numa planta para processamento de petróleo torna-se necessário a segmentação da água do mar retirada junto com o petróleo bruto e o gás dos poços profundos.

Portanto, como já exposto, o equipamento em estudo não se trata de um Vaso de Pressão existente e tampouco com as condições de contorno de um sistema real, mas retrata um equipamento no qual o projeto foi baseado em um cenário ideal.

6.2 Concepção do modelo

O desenvolvimento do modelo utilizado no estudo foi baseado em trabalhos com cenários e aplicabilidade semelhantes e projetado conforme a norma ASME Seção VIII Divisão 2 em conjunto com os dados encontrados nas Tabela 1 e Tabela 2.

A construção do modelo 3D foi realizada através do software SOLIDWORKS 2020 x64, sendo que esse vaso de pressão foi criado como uma peça única de modo a evitar possíveis problemas de montagem e conseqüentemente no reconhecimento da geometria quando exportado para o software de simulação. Esse procedimento reduz prováveis erros na aplicação das condições de contorno e nos resultados obtidos na análise.

6.3 Análise pelo Método Analítico

Através de estudos com as literaturas clássicas e a norma ASME constatou-se que as tensões primárias são constantemente consideradas nos cálculos para encontrar a espessura mínima dos componentes inseridos no vaso de pressão. Para um componente como o costado, que é parte essencial do equipamento e corresponde a um grande percentual do peso total, é possível ignorar a tensão de flexão e considerar apenas a tensão de membrana para os cálculos. O fator de segurança aderido pela norma é bastante alto, isso acontece devido à dificuldade de determinar alguns tipos de carregamentos existentes no vaso de pressão, o que induz o aumento desse fator para cobrir os erros nos cálculos devido à essas descon siderações dos carregamentos.

O método analítico possui algumas limitações em seus procedimentos de cálculo, isso se deve a impossibilidade de analisar as tensões em alguns tipos de formatos dos acessórios existentes e algumas combinações de carregamentos. Isso justifica um coeficiente de segurança alto, o que resulta em chapas com espessuras excessivas e conseqüentemente, um equipamento com peso e valor maiores.

As Tabela 12 e Tabela 13 expõem os resultados das tensões de membrana referente a região do costado. Esses cálculos foram realizados utilizando o raio interno que tem o valor de 1500mm, para a Tabela 12, e o raio médio cujo valor é de 1520mm, para a Tabela 13.

Tabela 12 - Tensão de membrana atuante no vaso de pressão utilizando o raio interno.

Categoria da Tensão	Tensão (MPa)
Tensão circunferencial (σ_{θ})	137,80
Tensão longitudinal (σ_x)	68,90
Tensão radial (σ_r)	-3,5

Tabela 13 - Tensão de membrana atuante no vaso de pressão utilizando o raio médio.

Categoria da Tensão	Tensão (MPa)
Tensão circunferencial (σ_{θ})	139,54
Tensão longitudinal (σ_x)	69,77
Tensão radial (σ_r)	-3,5

O vaso de pressão em estudo está dentro do critério estabelecido na teoria de casca fina, porém, para se obter um comparativo entre os diferentes métodos de cálculo analítico existente, utilizou-se o critério de Lamé devido as chapas empregadas na confecção do equipamento terem espessuras consideráveis. Na Tabela 14 é possível visualizar os resultados das tensões calculados através do critério de Lamé.

Tabela 14 - Tensões calculadas através do critério de Lamé.

Categoria da Tensão	Tensão (MPa)
Tensão circunferencial (σ_{θ})	138,15
Tensão longitudinal (σ_x)	68,21
Tensão radial (σ_r)	-1,72

6.4 Análise pelo Método dos Elementos Finitos utilizando o ANSYS

Para o desenvolvimento de uma análise baseada no Método dos Elementos Finitos é necessário empregar a metodologia demonstrada no subtópico 3.5.1 e as condições de contorno definidas no tópico 4.2. O primeiro passo para a solução do problema dentro do software ANSYS é definir alguns parâmetros importantes para que se obtenha uma malha de ótima qualidade, e conseqüentemente um resultado mais preciso.

6.4.1 Soluções obtidas através do ANSYS

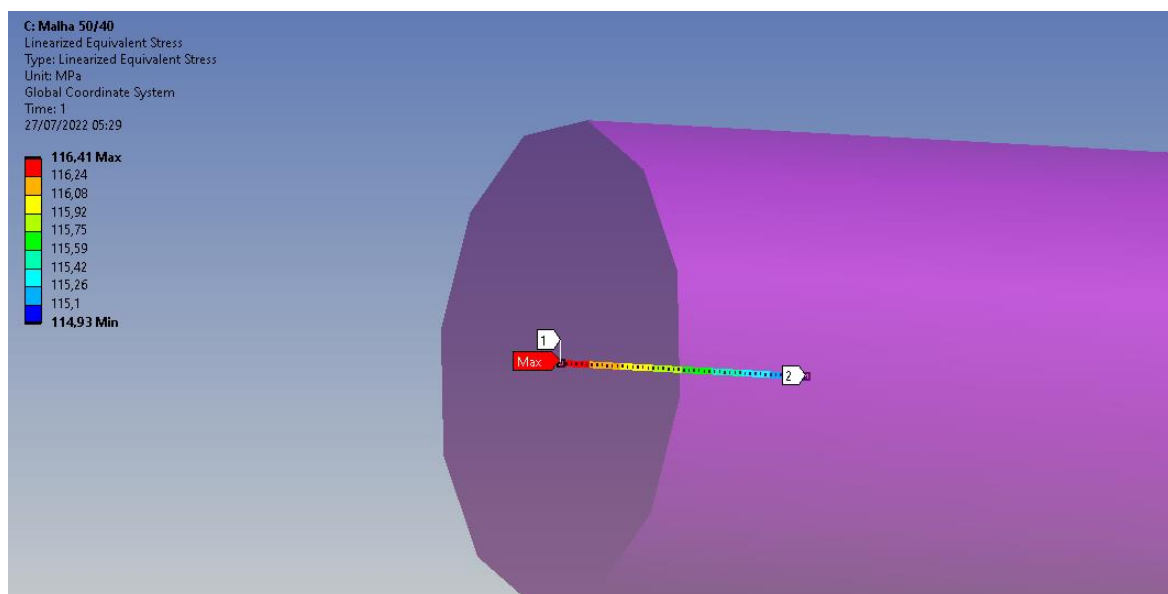
Com a determinação da malha e das condições de contorno, o último passo é encontrar as respostas do problema em questão. O critério empregado para a análise de tensões foi o critério de Von Mises. Conseqüentemente, os resultados que se desejam serem alcançados através do ANSYS, é a tensão equivalente de Von Mises e a deformação total no vaso de pressão.

Por meio dos resultados calculados no ANSYS é possível estabelecer um campo de tensão atuante no vaso de pressão, no qual a tensão máxima tem o valor de 562,75 MPa, a tensão média tem o valor de 105,92 MPa e a tensão mínima tem o valor de 2,20 KPa. Tomando como referência a tensão média atuante no equipamento pode-se concluir que a tensão equivalente de Von Mises para este vaso de pressão é menor do que a tensão admissível do material utilizado, que tem o valor de 159 MPa.

Com o objetivo de realizar um estudo mais detalhado do costado e dos tampos é possível obter a linearização das tensões em pontos de interesse para o estudo.

Na Figura 25 foi definido os pontos de interesse nos quais seriam aplicadas as linearizações e na Figura 30 é apresentado o vetor de linearização da tensão referente ao ponto 1, no qual a dimensão desse vetor equivale à espessura do costado.

Figura 30 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 1.



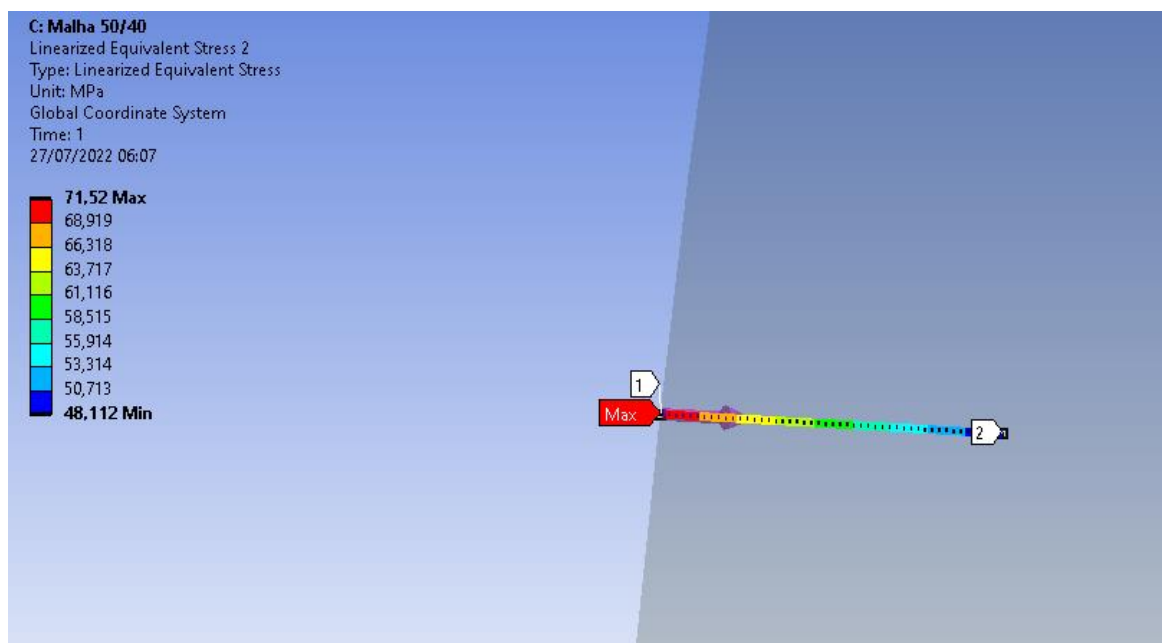
Fonte: Elaboração Própria.

Analisando o gráfico mostrado na Figura 26 pode-se visualizar que estão plotadas as tensões de membrana e de flexão, sendo que para o ponto 1 a tensão de flexão é praticamente nula. O valor da tensão de membrana para o ponto 1 é de 115,73 MPa, traçando um comparativo com a menor tensão calculada pelo método analítico que é de 137,80 MPa obtém-se uma diferença de 22,07 MPa entre os resultados alcançados pelos dois métodos.

Com o intuito de ser feito um representativo do comportamento da tensão na região do costado é necessário definir pelo menos dois pontos para que seja calculado uma tensão média e ela seja comparada com a tensão circunferencial que foi obtida pelo método analítico.

Dessa maneira, foi determinado o ponto 2, como mostra a Figura 25, pois este se encontra na região de transição na união do costado com o tampo, que possui muita influência sobre os resultados. Na Figura 31 é possível visualizar a linearização de tensão no ponto 2, no qual foi encontrado um valor de 59,88 MPa relativo à tensão de membrana.

Figura 31 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 2.



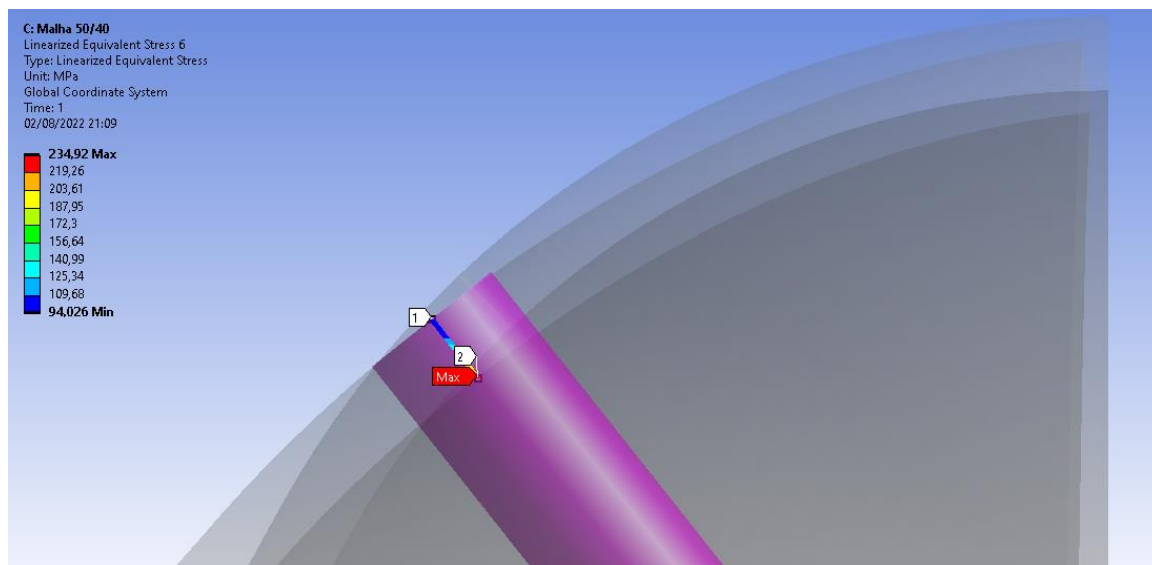
Fonte: Elaboração Própria.

Calculando a tensão média referente a esses dois pontos encontra-se um valor de 87,81 MPa, comparando este valor com a tensão circunferencial dado na Tabela 12, que tem o valor de 137,80 MPa, é possível obter uma diferença de 49,99 MPa, que corresponde a uma tensão em torno de 57% maior do que o valor alcançado pelo Método dos Elementos Finitos.

Partindo agora para uma análise das tensões atuantes nos tampos, que são do tipo elipsoidal, é possível verificar através da Tabela 11 que a tensão atuante no tampo tem o valor de 116,47 MPa, sendo que essa tensão foi determinada pelo método analítico. Seguindo o mesmo procedimento aplicado ao costado, temos que os pontos que serão utilizados para determinar a tensão média que atua na região dos tampos são os pontos 2, 3 e 4.

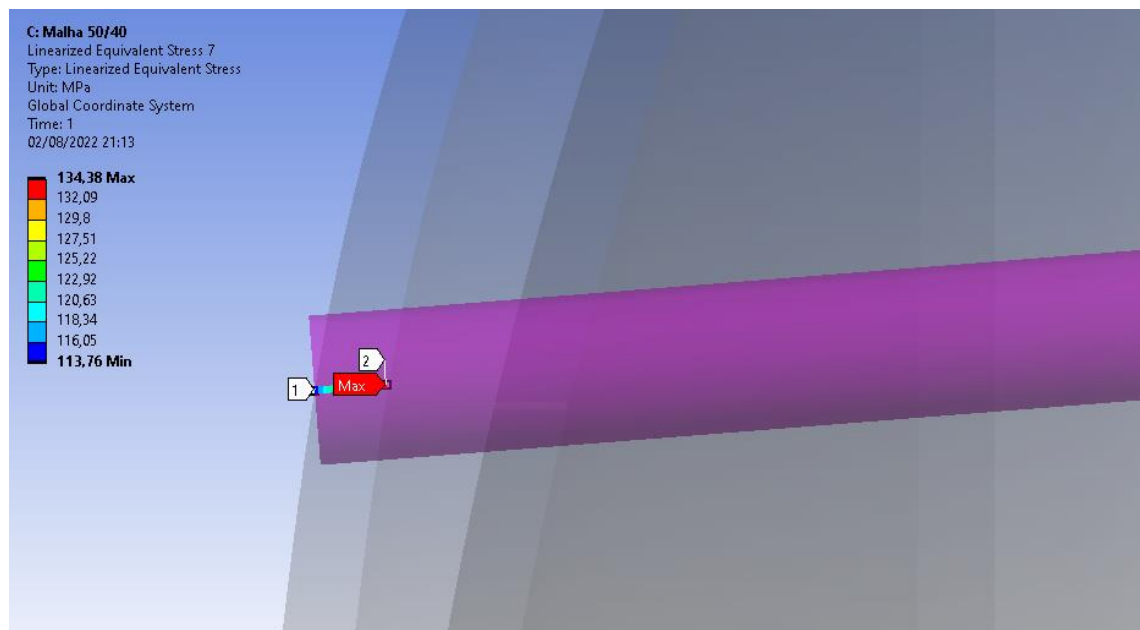
Na Figura 32 é possível visualizar a linearização de tensão referente ao ponto 3, no qual foi obtido um valor para a tensão de membrana de 134,50 MPa, segundo o gráfico mostrado na Figura 28, e na Figura 33 a linearização de tensão referente ao ponto 4, no qual foi encontrado um valor de 121,19 MPa referente à tensão de membrana, de acordo com o gráfico mostrado na Figura 29.

Figura 32 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 3.



Fonte: Elaboração Própria.

Figura 33 - Linearização da tensão correspondente ao ponto 4.



Fonte: Elaboração Própria.

Portanto, calculando a média das tensões obtidas desses três pontos chega-se ao valor de 105,19 MPa, comparando esse valor com o determinado pelo método analítico, que é de 116,47, obtém-se uma diferença de 11,28 MPa, que corresponde a um valor percentual de tensão em torno de 11% maior do que o alcançado pelo Método dos Elementos Finitos.

Considerando os cenários comparativos que foram feitos para o costado e os tampos, de acordo com a Tabela 15, pode-se perceber que as tensões determinadas pela norma são em média 34% maiores do que as determinadas pelo Método dos Elementos Finitos, esse fato induz à conclusão de que é necessário uma correção das equações e dos procedimentos utilizados para os cálculos segundo a norma ASME, tendo em vista os custos mais elevados devido ao material utilizado em excesso.

Tabela 15 - Comparativo entre o Método Analítico e Método dos Elementos Finitos

Elemento	Tensão pelo MEF	Tensão pelo Método Analítico	Aumento Percentual
Costado	87,81 MPa	137,80 MPa	57%
Tampos	105,19 MPa	116,47 MPa	11%

7 CONCLUSÕES

A partir do desenvolvimento deste projeto, é possível concluir que ao compararmos os dois métodos, o método analítico apresenta tensões, em média, 34% maiores. Por isso, considerando essa porcentagem média superior para um vaso de pressão, projetado via norma pelo método analítico, inferimos que esse equipamento estará sobredimensionado, causando um aumento nos custos de produção devido a maior quantidade de matéria prima que será utilizada para fabricar esse equipamento.

Concluiu-se também, que a análise pelo método dos elementos finitos possui a vantagem de apresentar de maneira nítida a distribuição de tensão no equipamento e identificar seu ponto de tensão máxima, o que não ocorre utilizando o método analítico.

Sugere-se para estudos futuros o desenvolvimento de projeto e dimensionamento de juntas soldadas, que inclui a análise das tensões atuantes nessa região. Pode-se também, ser calculada a pressão para o teste hidrostático do vaso de pressão e sua análise de tensões utilizando o método dos elementos finitos.

Uma outra indicação seria o projeto dos flanges que serão inseridos nos bocais e bocas de visita que compõem o vaso de pressão. Por fim, pode-se tomar como via alternativa uma análise das tensões pelo método dos elementos finitos utilizando um equipamento real e comparar a precisão dos resultados com os valores alcançados através do emprego de strain gages.

REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 2 Alternative Rules**: Rules for Construction of Pressure Vessel. New York: ASME, 2010.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Part D Properties (Metric)**: Materials. New York: ASME, 2010.
- BEER, F.P.; JOHNSTON, E.R. **Resistência dos Materiais**. 3. ed. São Paulo: Editora Makron Books, 1995.
- BEDNAR, H. H. **Pressure Vessel Design Handbook**. 2. ed. Malabar: Editora Krieger Publishing Company, 1991.
- KIM, N. H.; SANKAR, B. V. **Introdução à Análise e ao Projeto em Elementos Finitos**. 1. ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2011.
- MOSS, D.; BASIC, M. **Pressure Vessel Design Manual**. 4. ed. Editora Elsevier, 2013.
- OÑATE, E. **Structural Analysis with the Finite Element Method, Linear Statics**. 1. ed. Barcelona: Editora Springer, 2009.
- RAO, S. S. **The Finite Element Method in Engineering**. 6. ed. Editora Elsevier, 2017.
- SILVA, A. B. **Projeto de Vaso de Pressão segundo norma ASME e Análise pelo Método dos Elementos Finitos**. 2015. 142 p. Dissertação – Centro de Tecnologia e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.
- SOUZA, A. L. L. **Projeto Básico de um Vaso Separador Trifásico de Gás, Água e Óleo de acordo com o código ASME VIII Divisão II**. 2015. 246 p. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Tecnológico. Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2015.
- SOUZA, M. **Inclusão do meio UPML no Método dos Elementos Finitos no Domínio do Tempo aplicado ao Eletromagnetismo**. 2008. 47 p. Dissertação – Setor de Tecnologia. Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2008.
- SPENCE, J.; TOOTH, A. S. **Pressure Vessel Design – Concepts and Principles**. 1. ed. Oxford: Editora E & F Spon, 1994.
- TELLES, P. C. S. **Vasos de Pressão**. 2. ed. Atualizada. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2017.
- TELLES, P. C. S. **Materiais para Equipamentos de Processo**. 6. ed. Rio de Janeiro: Editora Interciência, 2003.

TIMOSHENKO, S.; WOINOWSKY-KRIEGER, S. **Theory of Plates and Shells**. 2. ed. Singapura: Editora McGraw-Hill, 1959.

TINOCO, E.; PATRÍCIO, N.; FREIRE, P. S. **Curso Básico de Análise de Tensões em Vasos de Pressão e Tubulações**: Códigos de Projeto e Análise de Tensões em Vasos de Pressão. Rio de Janeiro: 2015.

**ANEXO A – TABELAS COM DIÂMETROS E ESPESSURAS DE PAREDE DOS
TUBOS SCHEDULE**

TUBOS SCHEDULE - Com ou Sem Costura - Aços Carbono/Ligado/Inox/Preto/Galvanizado						
NOMINAL POLEGADAS	EXTERNO MM	INTERNO MM	PAREDE MM	PESO KG/MT	DENOMINAÇÃO	SCHEDULE
		42,84	8,74	11,10	*	160
		38,18	11,07	13,41	XXS	+
2 1/2"	73,03	62,71	5,16	8,62	STD	40
		59,01	7,01	11,40	XS	80
		53,99	9,52	14,90	*	160
		44,99	14,02	20,37	XXS	+
3"	88,90	77,92	5,49	11,28	STD	40
		73,66	7,62	15,25	XS	80
		66,64	11,13	21,31	*	160
		58,42	15,24	27,65	XXS	+
3 1/2"	101,60	90,12	5,74	13,56	STD	40
		85,44	8,08	18,60	XS	80
4"	114,30	102,26	6,02	16,06	STD	40
		97,18	8,56	22,29	XS	80
		92,04	11,13	28,27	*	120
		87,32	13,49	33,49	*	160
		80,06	17,12	40,98	XXS	+
5"	141,30	128,30	6,55	21,75	STD	40
		122,26	9,52	30,92	*	80
		115,90	12,70	40,25	XS	120
		109,54	15,88	49,01	*	160
		103,20	19,05	57,36	XXS	+
6"	168,30	155,60	6,35	25,33	STD	+
		154,08	7,11	28,23	*	40
		146,36	10,97	42,51	XS	80
		139,76	14,27	54,15	*	120
		131,78	18,26	67,48	*	160
		124,40	21,95	79,10	XXS	+

TUBOS SCHEDULE - Com ou Sem Costura - Aços Carbono/Ligado/Inox/Preto/Galvanizado						
NOMINAL POLEGADAS	EXTERNO MM	INTERNO MM	PAREDE MM	PESO KG/MT	DENOMINAÇÃO	SCHEDULE
8"	219,07	206,37	6,35	33,27	*	20
		204,99	7,04	36,75	*	30
		202,71	8,18	42,48	STD	40
		198,45	10,31	53,03	*	60
		193,67	12,70	64,56	XS	80
		188,89	15,09	75,81	*	100
		182,55	18,26	90,47	*	120
		177,83	20,62	100,83	*	140
		174,63	22,22	107,76	XXS	*
		173,05	23,01	111,14	*	160
10"	273,05	260,35	6,35	41,74	*	20
		257,45	7,80	50,95	*	30
		254,51	9,27	60,23	STD	40
		247,65	12,70	81,45	XS	60
		242,87	15,09	95,87	*	80
		236,53	18,26	114,62	*	100
		230,17	21,44	132,86	*	120
		222,25	25,40	154,95	XXS	140
		215,91	28,57	172,07	*	160
		12"	323,84	311,14	6,35	49,67
307,08	8,38			65,13	*	30
304,80	9,52			73,75	STD	*
303,22	10,31			79,64	*	40
298,44	12,70			97,34	XS	*
295,30	14,27			108,85	*	60
288,90	17,47			131,88	*	80
280,96	21,44			159,69	*	100
273,04	25,40			186,73	XXS	120

TUBOS SCHEDULE - Com ou Sem Costura - Aços Carbono/Ligado/Inox/Preto/Galvanizado						
NOMINAL POLEGADAS	EXTERNO MM	INTERNO MM	PAREDE MM	PESO KG/MT	DENOMINAÇÃO	SCHEDULE
		266,70	28,57	207,83	*	140
		257,20	33,32	238,49	*	160
14	355,60	344,94	6,35	54,69	*	10
		339,76	7,92	67,87	*	20
		336,56	9,52	81,20	STD	30
		334,34	11,13	94,40	*	40
		330,20	12,70	107,27	XS	*
		325,22	15,19	126,56	*	60
		317,55	19,05	157,92	*	80
		307,96	23,82	194,70	*	100
		300,02	27,79	224,38	*	120
		292,10	31,75	253,27	*	140
		284,18	35,71	281,40	*	160
16	406,40	393,70	6,35	62,57	*	10
		390,56	7,92	77,78	*	20
		387,36	9,52	93,19	STD	30
		381,00	12,70	123,16	XS	40
		373,08	16,66	159,96	*	60
		363,52	21,44	203,28	*	80
		354,02	26,19	242,25	*	100
		344,48	30,96	286,34	*	120
		333,34	36,53	332,78	*	140
		325,42	40,49	364,93	*	160
18	457,20	444,50	6,35	70,52	*	10
		441,36	7,92	87,70	*	20
		438,16	9,52	105,04	STD	*
		434,94	11,13	122,24	*	30
		431,80	12,70	139,05	XS	*

TUBOS SCHEDULE - Com ou Sem Costura - Aços Carbono/Ligado/Inox/Preto/Galvanizado						
NOMINAL POLEGADAS	EXTERNO MM	INTERNO MM	PAREDE MM	PESO KG/MT	DENOMINAÇÃO	SCHEDULE
		428,66	14,27	155,75	*	40
		419,10	19,05	205,60	*	60
		409,54	23,83	254,33	*	80
		398,48	29,36	309,44	*	100
		387,36	34,92	363,28	*	120
		377,86	39,67	408,04	*	140
		366,70	45,25	459,05	*	160
20	508,00	495,30	6,35	78,46	*	10
		488,96	9,52	116,96	STD	20
		482,60	12,70	154,95	XS	30
		477,82	15,09	183,19	*	40
		466,76	20,62	247,60	*	60
		455,62	26,19	310,80	*	80
		407,98	50,01	564,20	*	160
22	558,80	546,10	6,35	86,41	*	10
		539,76	9,52	128,88	*	20
		533,40	12,70	182,32	XS	30
		527,04	15,88	212,31	*	40
		514,36	22,22	293,75	*	60
		501,66	28,57	373,21	*	80
		488,96	34,92	450,69	*	100
		476,26	41,27	526,17	*	120
		463,56	47,62	599,66	*	140
		450,86	53,97	671,15	*	160
24	609,60	596,90	6,35	94,35	*	10
		590,56	9,52	140,80	STD	20
		584,20	12,70	186,73	XS	*
		581,06	14,27	209,33	*	30

Fonte: <https://www.tenax.com.br/tenax/produtos/chapas-e-placas-de-aco> (2022).