

PEDRO HENRIQUE MIRAGAIA MENDES MAHLER

Estudo teórico e numérico de um vaso de pressão cilíndrico de paredes grossas

Pedro Henrique Miragaia Mendes Mahler

Estudo teórico e numérico de um vaso de pressão cilíndrico de paredes grossas

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientadora: Profa. Msc. Sofia Glyniadakis
Coorientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins

Guaratinguetá - SP
2022

M214e	<p>Mahler, Pedro Henrique Miragaia Mendes Estudo teórico e numérico de um vaso de pressão cilíndrico de paredes grossas / Pedro Henrique Miragaia Mendes Mahler – Guaratinguetá, 2022. 52 f : il. Bibliografia: f. 50-52</p> <p>Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2022. Orientadora: Profª. Msc. Sofia Glyniadakis Coorientador: Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins</p> <p>1. Vasos de pressão. 2. Análise de elementos finitos. 3. Deformações e tensões. I. Título.</p>
	CDU 621.643.2

PEDRO HENRIQUE MIRAGAIA MENDES MAHLER

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
“GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA”

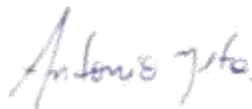
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. CELSO EDUARDO TUNA
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:



Profª. Msc. SOFIA GLYNIADAKIS
Orientador/UNESP-FEG



Prof. Msc. ANTONIO DOS REIS FARIA NETO
UNESP-FEG



Prof. Dr. EVERTON COELHO DE MEDEIROS
UNESP-FEG

DADOS CURRICULARES

NOME COMPLETO DO AUTOR

NASCIMENTO 10.05.1997 – São José dos Campos / SP

FILIAÇÃO William Camilo Mahler
Malú Regina Miragaia Mendes Mahler

2016/2022 Curso de Graduação em Engenharia Mecânica
Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá – Universidade
Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”

Dedico este trabalho, de modo especial, aos meus avós *Cláudio Falco Mendes (In Memoriam)* e *Jaú Miragaia (In Memoriam)*, que sonhavam em chegar à minha formatura.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha orientadora, *Sofia Glyniadakis*, pela paciência, pelas orientações e por todo apoio demonstrados desde a escolha do tema do projeto até a apresentação deste trabalho.

Agradeço de modo especial ao *Professor Dr. Daniel Julien Barros da Silva Sampaio*, mediador e tutor responsável para que a minha experiência de intercâmbio acadêmico e estágio realizados na Alemanha fossem concluídos com êxito.

Agradeço aos meus pais, *William Camilo Mahler* e *Malú Regina Miragaia Mendes Mahler*, por todo carinho e incentivo durante minha trajetória acadêmica.

Agradeço ao meu irmão, *Rafael Augusto Miragaia Mendes Mahler*, por toda ajuda que nunca se negou a prestar, e por me proporcionar os melhores momentos de descontração durante os anos em que moramos juntos.

Agradeço, de modo especial, aos meus amigos *Luísa, Bruno, Lucas, Sid, Manoel e Tami*, por todos os bons momentos que tivemos e ainda teremos, e por terem estado comigo nos momentos em que eu mais precisei.

Agradeço de modo geral e sincero aos professores e funcionários da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá pela dedicação e competência com que realizam o seu trabalho.

A vida de todo ser humano é um caminho em direção a si mesmo...

Herman Hesse

RESUMO

Vasos de pressão são equipamentos versáteis com diversas aplicações industriais destinados principalmente ao armazenamento e processamento de fluido pressurizado. No contexto da Engenharia Mecânica, o estudo de vasos de pressão se limita frequentemente ao caso de vasos de paredes finas, cujas hipóteses feitas durante equacionamento dos esforços atuantes garantem resultados precisos e suficientes para o dimensionamento destes equipamentos. Vasos de pressão de paredes grossas requerem uma abordagem diferente, visto que a espessura da parede passa a exercer forte influência no campo de tensões atuantes no vaso. Para melhor compreensão do comportamento mecânico destes equipamentos, este trabalho apresenta um estudo acerca da distribuição de tensões em um modelo de vaso de pressão de paredes grossas dimensionado sob as especificações do código ASME Seção VIII Divisão II e analisado sob a ótica da teoria da elasticidade, através das denominadas soluções de Lamé, e simulado através do método dos elementos finitos. Os resultados obtidos através da análise por elementos finitos são coerentes com os valores obtidos pelas equações analíticas com uma diferença relativa máxima inferior a 2% para o caso analisado, validando assim os métodos utilizados. Destaca-se a validade da extensão de cada método e suas vantagens no que tange à análise global de esforços atuantes sobre vasos de pressão.

PALAVRAS-CHAVE: Vasos de pressão. Vasos de paredes grossas. Método dos elementos finitos.

ABSTRACT

Pressure vessels are versatile equipment with several industrial applications intended mainly for the storage and processing of pressurized fluid. In the context of Mechanical Engineering, the study of pressure vessels is often limited to the case of thin-walled pressure vessels, whose considerations made during the analysis of the acting forces guarantee accurate and sufficient results for the design of these equipment. Thick-walled pressure vessels require special attention, since the wall thickness exerts a strong influence on the stress field acting on the vessel. For a better understanding of the mechanical behavior of these equipment, this work presents a study about the stress distribution in a model of a thick-walled pressure vessel dimensioned according to the specifications of the ASME Code Section VIII Division II and analyzed from the perspective of the theory of elasticity, through the so-called Lamé solutions, and simulated through the finite element method. The results obtained through the finite element simulation are consistent with the values obtained by the analytical equations with a maximum relative difference of less than 2% for the analyzed case, guaranteeing reliability to the methods used. The validity of the extension of each method and their advantages regarding the global analysis of forces acting on pressure vessels are also highlighted.

KEYWORDS: Pressure vessels. Thick-walled pressure vessels. Finite element method.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Exemplo de vaso de pressão utilizado como reator	13
Figura 2 – Principais formatos de vasos de pressão	16
Figura 3 – Formatos de tampos de vasos de pressão.....	17
Figura 4 – Chanfro de transição entre casco e tampo de um vaso de pressão.....	18
Figura 5 – Esquema do processo de calandragem.....	20
Figura 6 – Vaso de pressão de um reator formado a partir de anéis forjados	21
Figura 7 - (a) Processo de prensagem; (b) Processo de rebordeamento.....	22
Figura 8 – Distribuição das tensões radial e tangencial em um cilindro de paredes grossas ..	28
Figura 9 – Pressão de ruptura em função da razão b/a para alumínio AL-2014 e três tipos de materiais compósitos	29
Figura 10- Elemento de volume diferencial em coordenadas cilíndricas.....	31
Figura 11 – Elemento diferencial cilíndrico deformado.....	33
Figura 12 – Catálogo de chapas da Gerdau	38
Figura 13 – Modelo do vaso de pressão analisado	39
Figura 14 – Malha de elementos finitos	39
Figura 15 – Análise das tensões ao longo da espessura do casco.....	40
Figura 16 – Análise das tensões ao longo da espessura do tampo.....	40
Figura 17 – Tensões radiais atuantes no casco do vaso	41
Figura 18 – Tensões circunferenciais atuantes no casco do vaso	42
Figura 19 – Tensões longitudinais atuantes no casco do vaso.....	42
Figura 20 – Tensões circunferenciais atuantes no casco do vaso nas proximidades de um bocal genérico	43
Figura 21 – Tensões longitudinais atuantes no casco do vaso nas proximidades de um bocal genérico	44
Figura 22 – Tensões radiais atuantes no tampo do vaso.....	45
Figura 23 – Tensões circunferenciais atuantes no tampo do vaso.....	46
Figura 24 – Tensões circunferenciais na região de transição de geometrias entre o casco e o tampo do vaso.....	47
Figura 25 – Tensões circunferenciais na superfície externa da região de transição de geometrias.....	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Composição química do aço A516 (%)	23
Tabela 2 – Composição química do aço ASTM A516/A516M de acordo com o grau selecionado	24
Tabela 3 – Propriedades mecânicas mínimas a serem atingidas na fabricação das chapas de aço ASTM A516/A516M de acordo com o grau selecionado	25
Tabela 4 – Características do modelo de vaso de pressão estudado	36
Tabela 5 – Valores de tensão admissível para o material ASTM A516 Gr. 70 segundo as duas divisões do código ASME Seção VIII	37
Tabela 6 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão radial atuante no casco	41
Tabela 7 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão circunferencial atuante no casco	42
Tabela 8 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão longitudinal atuante no casco.....	43
Tabela 9 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão radial atuante no tampo.....	45
Tabela 10 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão circunferencial atuante no tampo.....	46

LISTA DE SÍMBOLOS

a	raio interno do vaso de pressão
b	raio externo do vaso de pressão
D	diâmetro interno do vaso de pressão
E	módulo de elasticidade do material
E^*	eficiência da solda
G	módulo de cisalhamento
P	pressão interna do vaso de pressão
r	variável raio do vaso de pressão
S	tensão admissível do material
t	espessura da parede
u	deslocamentos
z	coordenada z
ε	deformação específica normal
φ	coordenada φ
γ	deformação específica de cisalhamento
ν	coeficiente de Poisson
σ	tensão normal
τ	tensão de cisalhamento
θ	coordenada θ

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVOS	14
1.1.1	Objetivos gerais	14
1.1.2	Objetivos específicos	14
2	REVISÃO DA LITERATURA	15
2.1	ESTRUTURA DE VASOS DE PRESSÃO	15
2.1.1	Cascos e tampos	15
2.1.1.1	Transição de formato e espessura	17
2.1.2	Bocais e suportes	18
2.2	FABRICAÇÃO.....	19
2.3	MATERIAL	22
2.4	CÓDIGO ASME.....	25
2.4.1	Divisão I – Rules for Construction of Pressure Vessels	26
2.4.2	Divisão II – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules ...	26
2.4.3	Divisão III – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for High Pressure Vessels	27
2.5	ESTUDOS ANTERIORES SOBRE ESTRUTURAS CILÍNDRICAS DE PAREDES GROSSAS.....	27
2.6	FORMULAÇÃO DO PROBLEMA.....	30
3	METODOLOGIA	36
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	41
4.1	CASCO CILÍNDRICO	41
4.2	TAMPO ESFÉRICO.....	44
5	CONCLUSÃO	49
	REFERÊNCIAS	50

1 INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são equipamentos amplamente utilizados e com diversas aplicações em vários setores, estendendo-se desde a indústria até ambientes hospitalares. O termo vaso de pressão designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato e finalidade, capazes de conter um fluido pressurizado, abrangendo, portanto, uma enorme variedade de equipamentos, desde uma simples panela de pressão até os reatores nucleares (TELLES, 1996). Um exemplo de vaso de pressão está mostrado na Figura 1.

Figura 1 – Exemplo de vaso de pressão utilizado como reator



Fonte: CBC Powers (2022).

Quanto às dimensões de suas paredes, os vasos de pressão podem ser classificados em dois grupos: vasos de pressão de paredes finas e vasos de pressão de paredes grossas. Um vaso de pressão é considerado de paredes grossas quando a espessura da parede for superior a 10% do raio interno do vaso ($t > 0,1 r_i$). Especificamente, quando se tem a relação $r_i/t = 10$, a tensão atuante no vaso é aproximadamente 4% menor que a tensão máxima, sendo o erro ainda menor para razões r_i/t maiores, o que torna a análise de vasos de pressão de paredes finas mais simples (HIBBELER, 2004). Entretanto no caso dos vasos de pressão de paredes grossas, a análise dos esforços torna-se mais complexa visto que a tensão na direção radial se torna significativa, variando conforme a espessura da parede aumenta. Portanto, neste sentido, devem ser feitas algumas considerações durante o equacionamento de forma a obter-se as expressões para as tensões atuantes nas direções consideradas.

No âmbito da Engenharia Mecânica, o estudo de vasos de pressão se limita frequentemente ao caso de paredes finas. Porém o conhecimento do campo de tensões nos vasos de pressão de paredes grossas é fundamental para o projeto adequado e dimensionamento destes equipamentos tanto do ponto de vista estrutural quanto do ponto de vista de segurança, visto que muitos vasos operam com fluidos que podem ser prejudiciais à

saúde humana e ao meio ambiente como no caso dos reatores de usinas nucleares. Assim sendo, aliado ao modelo matemático propriamente dito utilizado na formulação do problema, métodos numéricos computacionais se tornam essenciais para estudo e projeto dos vasos em questão, visto que a simulação computacional permite confirmar os resultados obtidos na modelagem bem como fazer previsões variando as dimensões do vaso. Além disso, a simulação possibilita avaliar a estrutura do vaso de forma completa, considerando todos os seus elementos que, por vezes, podem atuar como pontos concentradores de tensão.

De maneira a garantir o correto funcionamento e operação adequada destes equipamentos, o projeto de vasos de pressão deve ter como base normas e códigos específicos tais como o código ASME Seção VIII Divisões I, II e III que fornece as recomendações e fórmulas necessárias considerando parâmetros como, por exemplo, pressão e temperatura de projeto, material utilizado e tipo de esforço aplicado (TELLES, 1996).

Neste trabalho, foi feita uma revisão da literatura acerca dos vasos de pressão de paredes grossas, e uma apresentação do código ASME utilizado no projeto destes equipamentos. Foi feita também uma revisão a respeito da Teoria da Elasticidade, utilizada para obter as expressões de tensões nestes vasos, e, por fim, foi feito um estudo de caso a fim de comparar-se os resultados obtidos analiticamente com resultados obtidos por simulação computacional através do método dos elementos finitos (MEF).

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivos gerais

Realizar o estudo teórico de um vaso de pressão cilíndrico de paredes grossas e simular o seu comportamento mecânico através do método dos elementos finitos.

1.1.2 Objetivos específicos

Compreender melhor a distribuição de tensões em vasos de pressão de paredes grossas.

Definir um modelo de vaso de pressão cilíndrico de paredes grossas com auxílio do código ASME Seção VIII e analisar as componentes de tensão em coordenadas cilíndricas e esféricas através das equações propostas por Lamé.

Realizar a simulação do vaso definido através do método dos elementos finitos e comparar os resultados obtidos com o método analítico.

2 REVISÃO DA LITERATURA

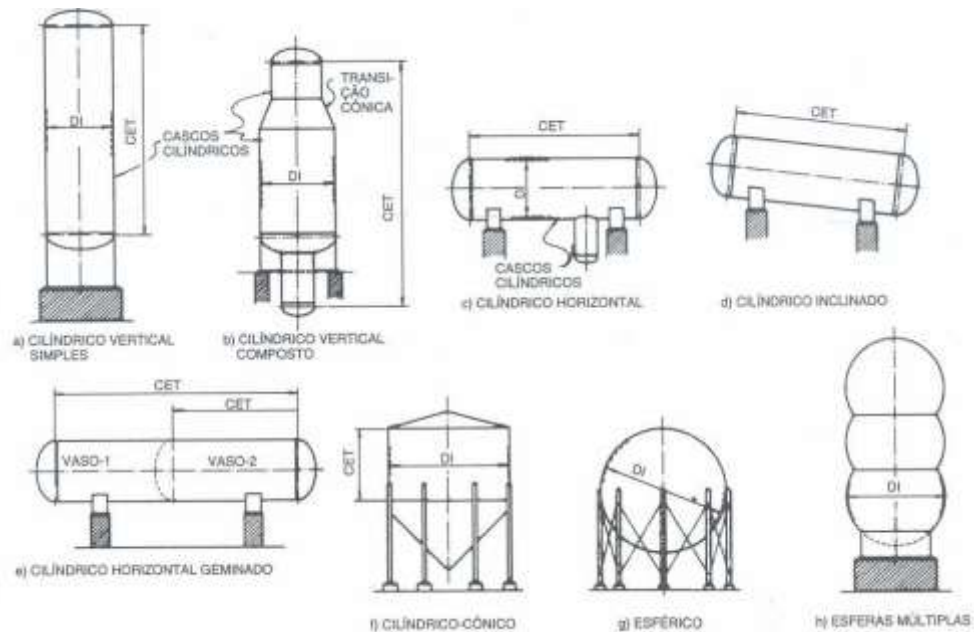
Vasos de pressão em geral, sejam eles de paredes finas ou grossas, são equipamentos que possuem uma vasta gama de aplicações, podendo, devido a isso, ter formatos diversos com especificações normalizadas de modo que resistam aos esforços aplicado. Assim sendo, contrariamente ao que acontece com quase todas as máquinas e equipamentos industriais, vasos de pressão são em sua maioria projetados sob encomenda e sob medida visando a uma finalidade específica e a determinadas condições de desempenho (TELLES, 1996).

2.1 ESTRUTURA DE VASOS DE PRESSÃO

2.1.1 Cascos e tampos

Os vasos de pressão são constituídos basicamente de duas partes principais: casco e tampo. O casco se refere ao corpo estrutural do vaso em si, enquanto o tampo é responsável pelo fechamento do casco. Ambos os elementos podem ter diferentes configurações geométricas a fim de atender aos parâmetros de projeto. A geometria ideal de um vaso de pressão é a esférica, pois é o formato com o qual se chega à menor espessura de parede e menor peso para as mesmas condições de pressão e volume (TELLES, 1996). Além disso, devido ao fato de vasos esféricos não apresentarem vértices, eles têm a vantagem de não apresentarem pontos de concentração de tensões, tendo a tensão uniformemente distribuída em sua estrutura desconsiderando-se as colunas de sustentação (SILVA JUNIOR, 2011). Entretanto, esferas são mais difíceis de fabricar e, portanto, apresentam custo mais elevado, sendo apenas viáveis em grandes dimensões com a finalidade de armazenagem de gases (TELLES, 1996). Assim, a maioria dos vasos de pressão possui cascos cilíndricos devido à facilidade de fabricação e transporte, havendo ainda cascos cônicos, geminados e de múltiplas esferas. Na Figura 2, estão representadas as diversas geometrias e configurações que vasos de pressão podem apresentar.

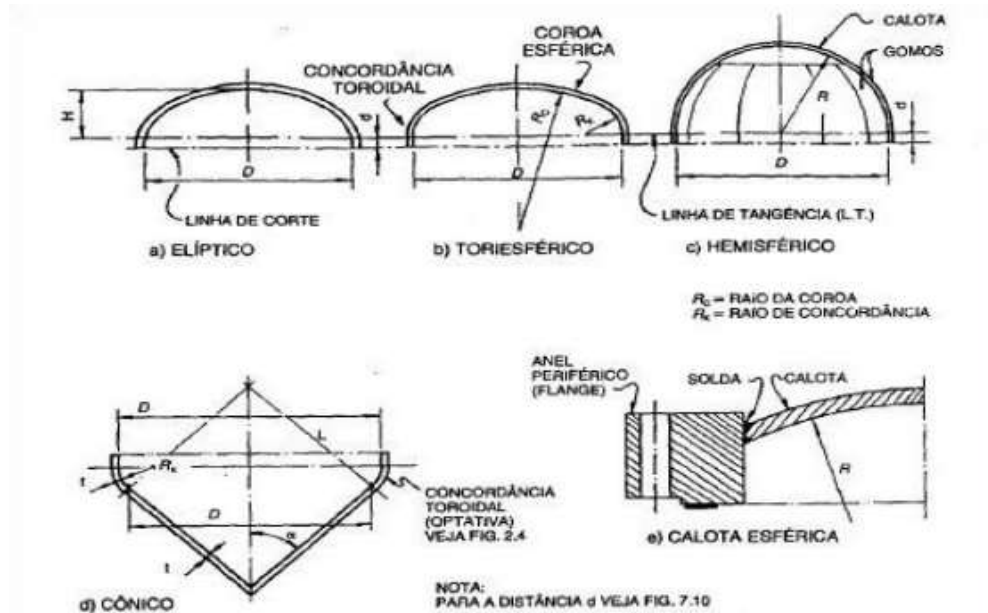
Figura 2 – Principais formatos de vasos de pressão



Fonte: Telles (1996).

Os tampos dos vasos de pressão, assim como os cascos, também são sólidos de revolução que podem ter diferentes geometrias como, por exemplo, plana, cônica, elíptica, toriesférica, hemisférica entre outras. Geometrias planas e cônicas podem ser usadas para tampos, pois são facilmente conformadas, porém sua utilização é frequentemente restrita a aplicações de baixa pressão de trabalho e a vasos de pequenos diâmetros (VULLO, 2014). A maioria dos vasos utilizados possui tampos semielípticos ou toriesféricos, pois são mais resistentes que os tampos planos e cônicos e porque as concentrações de tensão que ocorrem devido à descontinuidade associada à junta de solda entre o casco e o tampo são menores (VULLO, 2014). Tampos toriesféricos são semelhantes a tampos elípticos e são compostos de duas regiões, sendo uma calota esférica central e uma seção tórica que é a região de transição para concordância com o casco cilíndrico (FALCÃO, 2008). O tampo hemisférico é proporcionalmente o mais resistente visto que pode ter cerca de metade da espessura do casco de mesmo diâmetro (TELLES, 1996), porém, assim como no caso de cascos esféricos, são de difícil fabricação e montagem, sendo apenas utilizados quando as condições econômicas e físicas forem viáveis. Na Figura 3, são mostrados os formatos mais comumente empregados na construção de vasos de pressão.

Figura 3 – Formatos de tampos de vasos de pressão



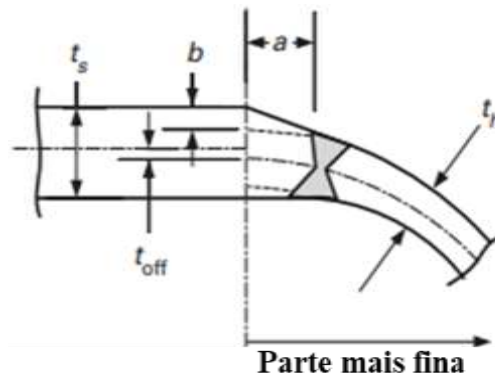
Fonte: Telles (1996).

2.1.1.1 Transição de formato e espessura

Durante o projeto de vasos de pressão, é muito comum que haja uma diferença de espessura entre partes como casco e tampo. Qualquer transição de formato ou espessura na parede do vaso resulta em uma distribuição irregular e concentração de tensões na região de transição, que serão tanto mais graves quanto mais acentuada for esta mudança (TELLES, 1996). Assim, é necessário que algumas medidas sejam adotadas durante o projeto para que os efeitos desta transição sejam atenuados.

Segundo o código ASME Seção VIII (2019), para a emenda de chapas de espessuras diferentes, deve ser feito na chapa de maior espessura um chanfro de transição com comprimento de, no mínimo, três vezes a diferença de espessuras, que pode ser dispensado quando esta diferença for inferior a 3 mm (TELLES, 1996). Na Figura 4, é apresentado o chanfro de transição entre casco e tampo.

Figura 4 – Chanfro de transição entre casco e tampo de um vaso de pressão



Fonte: Adaptado de Código ASME Seção VIII Divisão II (2019).

2.1.2 Bocais e suportes

Outros elementos que constituem a estrutura de um vaso de pressão são bocais e suportes. Os bocais são aberturas presentes no corpo de vasos de pressão e são montados com a finalidade de permitir a inspeção, manutenção e dreno do interior do vaso. Eles podem estar localizados tanto no tampo quanto no casco e, em ambos os casos, devem ter seu eixo em posição totalmente vertical ou horizontal. Quando são montados nos cascos, os bocais geralmente têm seu eixo principal perpendicular à parede do vaso (TELLES, 1996). Em se tratando de uma descontinuidade, uma abertura no vaso de pressão provoca uma elevação no campo de tensões ao redor da borda do bocal e, portanto, representa um potencial ponto de fraqueza quando sob pressão interna (SPENCE e TOOTH, 1994 apud DE MIRANDA, 2007, p. 32)¹. Assim, a introdução de uma área exatamente igual à área removida é satisfatória para preservar o nível de tensão uniforme em toda a extensão da parede do casco (TOMAZINI, 2014). Os bocais podem ser classificados quanto à sua finalidade, havendo principalmente os bocais de visita, bocais de nível e bocais de dreno. Os bocais de visita são aqueles que permitem a entrada de pessoas no interior do vaso para realização de inspeção, limpeza ou manutenção. Bocais de nível tem a finalidade de permitir a leitura do nível do fluido contido no vaso, e bocais de dreno são destinados a possibilitar a limpeza e drenagem do interior do vaso. Quando não conectados a tubulações ou outros acessórios, os bocais são fechados

¹ SPENCE, J.; TOOTH, A.S. **Pressure Vessel Design** – Concepts and Principles. 1. ed. Oxford: E & F Spon, 1994 apud DE MIRANDA, J. R. F. **Análise das tensões atuantes em interseções entre bocais e vasos de pressão cilíndricos sem e com chapa de reforço sob pressão interna**. 2007. 124 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Escola de Engenharia da UFMG, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2007.

através de tampos, sendo utilizados geralmente tampos planos para fechamento de bocais de visita e de inspeção (VULLO, 2014).

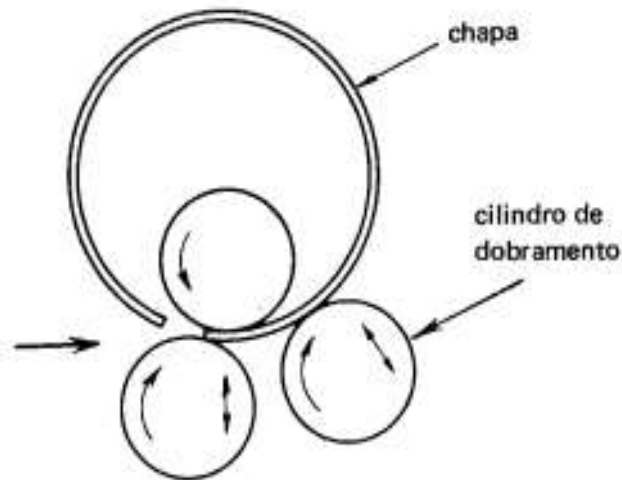
Outro acessório principal que deve ser considerado durante o projeto de um vaso de pressão é o suporte. Suportes são acessórios que são instalados na estrutura de vasos de pressão com a finalidade de sustentá-los e garantir seu funcionamento adequado durante operação. Todos os vasos de pressão devem ter suporte próprio, não se admitindo que fiquem simplesmente suportados pelas tubulações (TELLES, 1996). Um dos métodos mais comuns de suporte de vasos de pressão verticais é por meio de cascos cilíndricos ou cônicos denominados saias. A saia é soldada diretamente ao vaso e é um método de suporte atrativo, pois minimiza as tensões localizadas no ponto de fixação de forma que a carga seja uniformemente distribuída sobre toda a circunferência (MOSS e BASIC, 2013). Para vasos verticais de menor porte e vasos esféricos são frequentemente utilizados suportes do tipo coluna, que são chapas metálicas soldadas ao casco, podendo ainda existir uma chapa de reforço na ligação entre o suporte e o vaso para melhorar a distribuição de tensões (TELLES, 1996). Já os vasos horizontais são comumente apoiados sobre um suporte denominado sela ou berço que consiste em uma estrutura metálica constituída por uma chapa curva montada sobre nervuras verticais que garantem a estabilidade. Estes suportes devem ser soldados ao casco por um cordão de solda contínuo para evitar penetração de água da chuva (TELLES, 1996).

2.2 FABRICAÇÃO

Em razão de um vaso de pressão ser composto por diferentes elementos, a sua fabricação envolve múltiplos processos, que dependem das dimensões do casco, da geometria do tampo e da quantidade e tipos de acessórios. A maioria dos vasos de pressão utilizados é fabricada a partir de chapas soldadas entre si, cuja quantidade depende das dimensões do vaso a ser fabricado (TELLES, 1996).

Um dos processos mais utilizados para a fabricação do casco de um vaso de pressão é a calandragem que consiste em um processo de fabricação de corpos cilíndricos a partir da passagem de chapas planas em uma máquina dotada de três rolos que são responsáveis pela conformação. Neste processo, o metal é introduzido entre dois cilindros frontais, que prendem a chapa e a conduzem até o cilindro de dobramento que realiza a conformação propriamente dita (CHIAVERINI, 1986) tal como mostra a Figura 5.

Figura 5 – Esquema do processo de calandragem



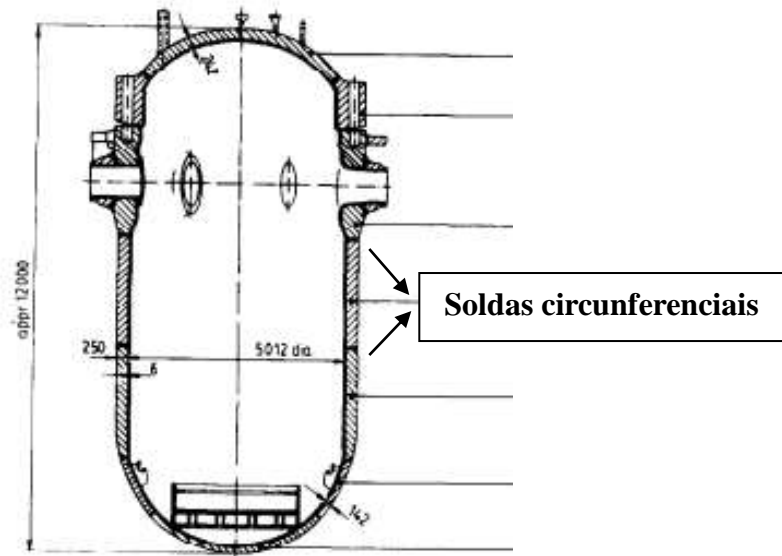
Fonte: Chiaverini (1986).

Durante o processo, os rolos da calandra podem ser deslocados na horizontal e na vertical para cada etapa de operação de modo a conferir ao produto final a espessura e diâmetro desejados (TELLES, 1996). Geralmente, para o caso específico de vasos de pressão de paredes grossas, o processo de conformação ocorre a quente, isto é, ocorre a temperaturas acima da temperatura de recristalização do metal que compõe a chapa. Durante os procedimentos de trabalho a quente são possíveis grandes deformações, pois o material permanece mole e dúctil, exigindo menor energia de deformação que o trabalho a frio (CALLISTER, 2002). Assim a conformação a quente é geralmente empregada para chapas de grande espessura e tubos de grande diâmetro (TELLES, 1996).

Após o processo de conformação, o casco pode ser formado a partir de uma única chapa com um único cordão de solda ligando as duas extremidades do corpo cilíndrico ou a partir de várias chapas calandradas e soldadas umas às outras nas direções circunferencial e longitudinal para vasos de grandes dimensões (TELLES, 1996).

Apesar da calandragem ser o processo mais usual para a fabricação de vasos de pressão, é possível fabricá-los por meio de outros processos de fabricação. Clausmeyer e Hantsch (1991) destacam que é possível fabricar e processar grandes blocos metálicos em anéis forjados e seções de domo que são soldados uns aos outros através de soldas circunferenciais, como mostrado na Figura 6. Clausmeyer e Hantsch (1991) ainda enfatizam que as técnicas de otimização na análise e o emprego do tratamento térmico adequado têm ajudado a produzir forjados de alta qualidade que a falha durante operação pode ser completamente descartada.

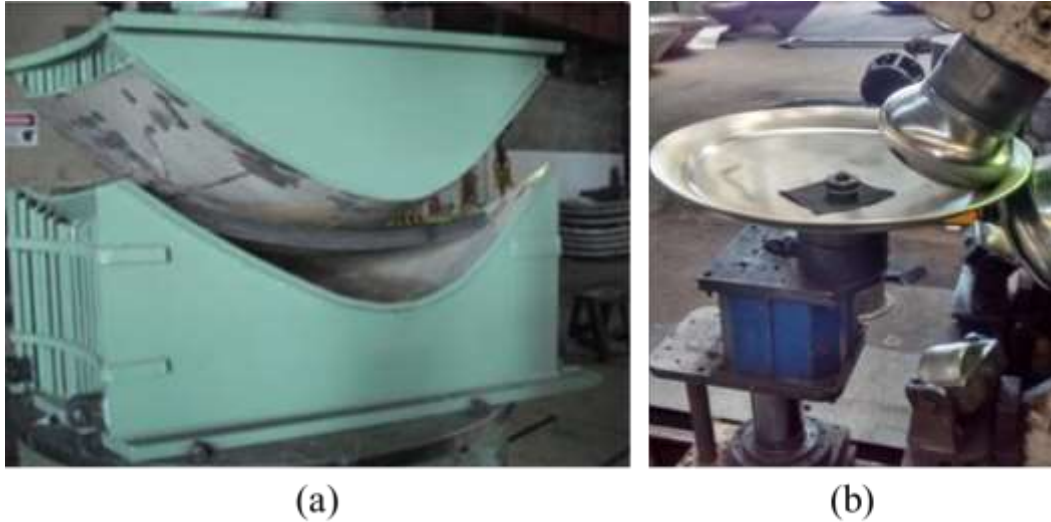
Figura 6 – Vaso de pressão de um reator formado a partir de anéis forjados



Fonte: Adaptado de Clausmeyer e Hantsch (1991).

Os tampos dos vasos de pressão são fabricados principalmente por meio de dois processos: prensagem ou rebordeamento. Assim como no caso dos cascos, os tampos podem ser fabricados a partir de uma única chapa contanto que as dimensões estejam dentro dos limites que tornem a operação viável. Caso as dimensões do tampo sejam superiores, é necessário fabricá-lo a partir de duas ou mais peças soldadas umas às outras nas direções secante ou radial. No processo de prensagem, utilizam-se ferramentas macho e fêmea que são confeccionadas nas dimensões do tampo a ser obtido e instaladas em prensas hidráulicas. O material então é prensado entre as ferramentas até atingir o formato desejado, sendo este processo geralmente recomendado para materiais com espessuras elevadas (SILVA, 2015b). Já o rebordeamento é feito em máquinas onde o tampo gira sobre seu eixo ao mesmo tempo em que é conformado entre um rolo interno e um rolo externo, o qual se desloca radialmente durante a operação, curvando a chapa contra o rolo interno (TELLES, 1996). Os processos de prensagem e rebordeamento de tampos estão ilustrados na Figura 7.

Figura 7 - (a) Processo de prensagem; (b) Processo de rebordeamento



Fonte: Adaptado de Silva (2015b).

Após a conformação do casco e do tampo do vaso de pressão bem como de seus elementos como bocais e suportes, é necessário soldá-los de maneira a construir o vaso propriamente dito. Os processos de soldagem utilizados em vasos de pressão podem ser manuais, semiautomáticos ou automáticos. Nos processos de soldagem manual, figuram a soldagem a arco elétrico com eletrodo revestido e soldagem TIG. Nos processos semiautomáticos, são utilizados soldagem do tipo MIG e arco metálico com hidrogênio atômico, enquanto que nos processos automáticos, são utilizados principalmente arco submerso para uso geral e eletroescória para partes muito espessas (SILVA, 2017). Todas as soldas de emendas de chapas em cascos e tampos de vasos de pressão ser soldas de topo e de penetração total e, sempre que possível devem ser executadas por ambos os lados (TELLES, 1996). Vale salientar que, em razão de ser utilizada uma grande quantidade de consumíveis durante a confecção de um vaso de pressão, é necessária a qualificação dos processos de soldagem e dos soldadores que trabalharão na fabricação, além de serem necessários rigorosos testes de qualidade, com inspeção dimensional, de estocagem e constatação de certificados (WAGEMAKER, 2011).

2.3 MATERIAL

Por tratarem-se de equipamentos estruturais largamente empregados na indústria metal mecânica, a maioria dos vasos de pressão é construída em aço, cuja constituição fornece diferentes propriedades físico-químicas direcionadas para cada aplicação. Os aços são ligas

ferro-carbono que podem conter concentrações apreciáveis de outros elementos e cujas propriedades mecânicas são sensíveis ao teor de carbono, que normalmente é inferior a 1% (CALLISTER, 2002).

Para a construção de vasos de pressão, é importante que todos os materiais empregados tenham suas propriedades conhecidas e garantidas, sendo usualmente admitidos somente materiais que obedeçam a alguma Especificação de Material. Especificações de materiais são documentos normativos emitidos por alguma sociedade de normalização contendo exigências como descrição e finalidade do material, composição química, propriedades mecânicas, ensaios e testes exigidos, condições de aceitação ou rejeição entre outras (TELLES, 1996).

Muitas especificações de chapas de aço utilizadas na fabricação de vasos de pressão estão contempladas na norma A20/A20M – *Standard Specification for General Requirements for Steel Plates for Pressure Vessels* desenvolvida pela ASTM, a qual apresenta uma série de diretrizes comuns aplicadas a especificações de diversas chapas de aço laminado (SILVA, 2017). Esta norma, além de padronizar os requisitos para chapas de aço utilizadas em vasos de pressão, também especifica a quantidade de alguns elementos de liga presentes no material (BIANCHI, 2014). Dentre as especificações de aços contidas na norma ASTM A20, um material comumente empregado na construção de vasos de pressão de paredes grossas se trata do aço-carbono com especificação ASTM A516/A516M – *Standard Specification for Pressure Vessel Plates, Carbon Steel, for Moderate and Lower Temperature Service*, abrangendo chapas de aço carbono para serviços sob temperatura moderada e baixa. Ghasemi et. al. (2020) destacam a ampla aplicabilidade do aço A516 na fabricação de vasos de pressão de paredes grossas e, utilizando um método metalográfico e observando a microestrutura atômica do material, conseguiram obter sua composição química. Os teores dos elementos contidos no aço A516 estão apresentados na Tabela 1.

Tabela 1 – Composição química do aço A516 (%)

Material	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	V
A516	0,228	0,318	0,979	0,0194	0,0166	0,066	0,005	0,013

Fonte: Adaptado de Ghasemi et. al. (2020).

É importante ressaltar que a alta concentração de manganês no material se destina a aumentar sua resistência mecânica, principalmente em chapas de grande espessura (acima de 50 mm), o que de outra forma só seria possível aumentando o teor de carbono, prejudicando a sua soldabilidade e tenacidade (TELLES, 1996).

O aço com especificação ASTM A516 ainda pode se dividir em 4 ramos denominados graus, os quais conferem ao material diferentes composições químicas e conseqüentemente diferentes propriedades mecânicas. O teor de cada elemento presente no material é influenciado pela espessura das chapas (e), cujo máximo valor está limitado somente pela capacidade das propriedades mecânicas serem satisfeitas (BIANCHI, 2014). Na Tabela 2, é apresentada a composição química do aço A516 de acordo com o grau e com a espessura das chapas utilizadas na fabricação dos vasos de pressão.

Tabela 2 – Composição química do aço ASTM A516/A516M de acordo com o grau selecionado

Elementos	Composição química (%)			
	Grau 55	Grau 60	Grau 65	Grau 70
Carbono, máx.:				
<i>$e \leq 12,5 \text{ mm}$</i>	0,18	0,21	0,24	0,27
<i>$12,5 \text{ mm} < e \leq 50 \text{ mm}$</i>	0,20	0,23	0,26	0,28
<i>$50 \text{ mm} < e \leq 100 \text{ mm}$</i>	0,22	0,25	0,28	0,30
<i>$100 \text{ mm} < e \leq 200 \text{ mm}$</i>	0,24	0,27	0,29	0,31
<i>$e > 200 \text{ mm}$</i>	0,26	0,27	0,29	0,31
Manganês:				
<i>$e \leq 12,5 \text{ mm}$</i>	0,55 – 0,98	0,55 – 0,98	0,79 – 1,30	0,79 – 1,30
<i>$e > 12,5 \text{ mm}$</i>	0,55 – 1,30	0,79 – 1,30	0,79 – 1,30	0,79 – 1,30
Fósforo, máx.	0,025	0,025	0,025	0,025
Enxofre, máx.	0,025	0,025	0,025	0,025
Silício	0,13 – 0,45	0,13 – 0,45	0,13 – 0,45	0,13 – 0,45

Fonte: Adaptado de Bianchi (2014).

Vale notar, a partir da Tabela 2, que o aumento da concentração de carbono conforme se aumenta a espessura das chapas é feito de modo a garantir ao produto final as propriedades mecânicas relativas à especificação ASTM A516.

Também é importante fazer considerações a respeito da soldabilidade do aço ASTM A516 e seus respectivos graus, visto que esta característica é tão mais baixa quanto maior for a quantidade de carbono que o material apresenta. Em resumo, a soldabilidade de um aço é determinada pelo teor de carbono equivalente (C_{eq}) presente no material (BALTAR, 2015). Por sua vez, a porcentagem de carbono equivalente depende, além da porcentagem de C, das

porcentagens de outros elementos químicos presentes no material tais como Mn, Mo, V, Ni e Cu (BALTAR, 2015). Segundo a norma ASME Seção II Parte A, Especificação A20 (2013), o teor máximo de carbono equivalente presente no aço ASTM A516 Gr.70 é de 0,50%, o que, segundo Baltar (2015), o classifica como um aço de média soldabilidade. O autor ainda ressalta que um alto teor de carbono equivalente não é um indicador de que o aço não é soldável, mas de que são necessários maiores cuidados durante a soldagem.

As propriedades mecânicas mínimas do aço ASTM A516 de acordo com seu respectivo grau estão representadas na Tabela 3.

Tabela 3 – Propriedades mecânicas mínimas a serem atingidas na fabricação das chapas de aço ASTM A516/A516M de acordo com o grau selecionado

	Grau			
	55	60	65	70
Resistência à tração [MPa]	380 - 515	415 - 550	450 - 585	485 - 620
Tensão de escoamento [MPa]	205	220	240	260
Alongamento em 200 mm, mín. [%]	23	21	19	17
Alongamento em 50 mm, mín. [%]	27	25	23	21

Fonte: Adaptado de Bianchi (2014).

As chapas de aço pertencentes à especificação ASTM A516 geralmente são entregues na condição acalmada. Os aços-carbono acalmados possuem estrutura metalúrgica mais fina e uniforme, com menor incidência de defeitos internos (TELLES, 1996). A norma também estabelece o tratamento térmico aplicado à chapa conforme a sua espessura. Chapas com até 40 mm de espessura devem ser fornecidas normalizadas ou com alívio de tensões ou ambos, enquanto chapas com espessuras superiores devem ser normalizadas (BIANCHI, 2014).

2.4 CÓDIGO ASME

O código ASME surgiu em 1911 ainda como comitê de Caldeiras da ASME como uma consequência de vários acidentes graves ocorridos no começo do século XX nos EUA envolvendo caldeiras e vasos de pressão, tendo sua primeira edição publicada em 1915 exclusivamente para caldeiras estacionárias (Seção I) (MENDONÇA, 2011). O primeiro código americano direcionado para vasos de pressão foi editado em 1925 intitulado *Rules for Construction of Pressure Vessels, Section VIII* (FALCÃO, 2008), o qual foi aprimorado ao

longo dos anos, sendo utilizado até hoje. O código ASME Seção VIII apresenta uma série de diretrizes e recomendações para o projeto de vasos de pressão, fazendo considerações a respeito da pressão de operação e finalidade do equipamento, além de apresentar fórmulas para o dimensionamento adequado de cada componente do vaso. A Seção VIII é dividida em três categorias denominadas divisões, sendo elas divisão I, II e III.

2.4.1 Divisão I – *Rules for Construction of Pressure Vessels*

A divisão I da Seção VIII do código ASME se trata de uma revisão da Seção VIII original e é a norma de vasos de pressão com uso mais difundido no Brasil e no mundo (TELLES, 1996). Ela estabelece regras para dimensionamento dos principais componentes dos vasos tais como casco, tampo, bocais, flanges entre outros, submetidos a pressão interna ou externa (FALCÃO, 2008).

Esta divisão do código é limitada a pressão interna máxima de 20685 kPa e mínima de 103 kPa, ou pressão externa máxima de 103 kPa, tendo como critério de projeto a teoria da máxima tensão de ruptura (FALCÃO, 2008). Esta norma apresenta uma série de fórmulas simples para cálculo da espessura necessária de cascos e tampos em função da pressão interna ou externa baseadas na tensão de membrana, uma componente de tensão normal que é constante ao longo de toda espessura do vaso (TELLES, 1996). Apesar da norma considerar que o vaso de pressão deva resistir a todos os esforços atuantes, as fórmulas apresentadas levam em consideração apenas as pressões interna e externa, ficando as demais cargas, como por exemplo cargas cíclicas e de gradiente térmico, a critério do projetista (SILVA, 2017).

2.4.2 Divisão II – *Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules*

A divisão II da Seção VIII do código ASME foi criada em 1969 como uma alternativa à divisão I, adotando critérios e detalhes de projeto, fabricação e testes mais rigorosos e tensões admissíveis superiores, além de não limitar a pressão de projeto (FALCÃO, 2008). O critério de projeto adota classificação de tensões para as mais usuais combinações de carregamento, análise de fadiga para condições cíclicas e gradientes térmicos, além da análise de tensões em descontinuidades geométricas (SILVA, 2015a).

Em qualquer caso em que seja aplicada a divisão II, é exigido que o vaso seja destinado a um serviço específico preestabelecido, devendo para isso o usuário preparar um documento denominado Especificação de Projeto do Usuário, no qual estão contidas informações tais

como condições de operação do vaso (fluido contido, pressão e temperatura), necessidade ou não de análise de fadiga para carregamentos cíclicos, necessidade ou não de margem de corrosão, além de exigir também que seja feito um acompanhamento do comportamento do vaso em operação e em manutenção durante toda sua vida útil (TELLES, 1996).

Apesar de esta norma permitir tensões mais elevadas que a divisão I, o que resulta em menores espessuras, nela está contida uma série de exigências adicionais a respeito do projeto, cálculo, materiais, fabricação e inspeção, resultando em maior custo (TELLES, 1996). Assim o emprego dessa divisão deve ser bem ponderado pelo projetista de forma que os custos sejam compensados.

A divisão II adota como critério de resistência a teoria da máxima tensão de cisalhamento, ou Critério de Tresca, por sua facilidade de aplicação e por ser adequada à análise de fadiga (SILVA, 2015a). Assim sendo, esta norma é obrigatória para vasos submetidos a serviços cíclicos, vasos de construção especial como por exemplo vasos multicamadas, e vasos que operam em condições muito severas (TELLES, 1996).

2.4.3 Divisão III – *Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for High Pressure Vessels*

A divisão III da Seção VIII do código ASME foi criada recentemente e é voltada para aplicações em que são empregadas altas pressões, geralmente acima de 68965 kPa. Entretanto pode ser utilizada para pressões inferiores, não restringindo a aplicabilidade das divisões I e II (FALCÃO, 2008).

Assim como a divisão II, a divisão III também utiliza o critério da máxima tensão de cisalhamento, havendo, porém, uma análise de tensões mais rigorosa, sendo a avaliação de fadiga obrigatória nesta norma. Além disso, esta norma ainda restringe a utilização de materiais a poucas especificações (FALCÃO, 2008).

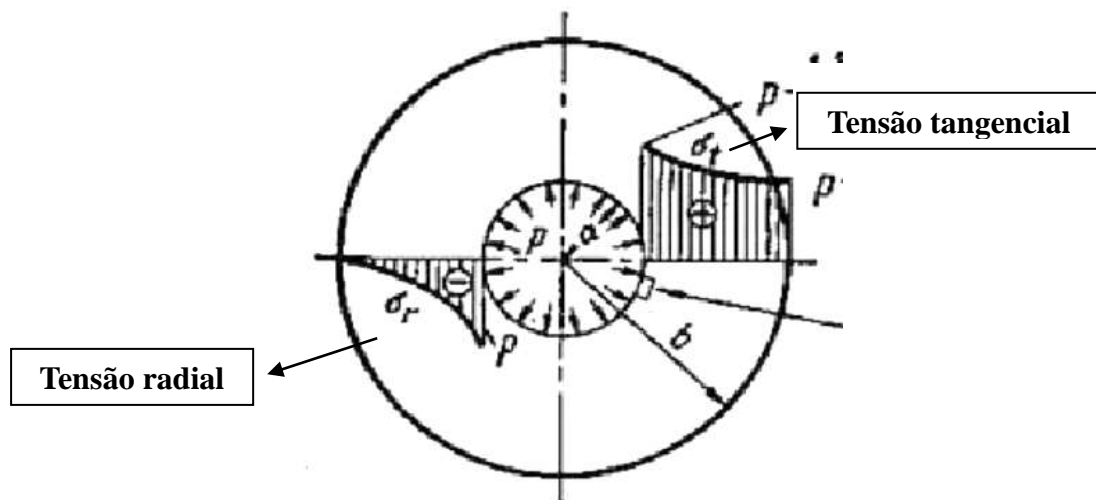
2.5 ESTUDOS ANTERIORES SOBRE ESTRUTURAS CILÍNDRICAS DE PAREDES GROSSAS

Em se tratando de um tema pertinente em mecânica de estruturas, vários autores se propuseram a estudar os vasos de pressão, tubos e demais estruturas cilíndricas de paredes grossas, analisando as tensões atuantes, o comportamento dos materiais utilizados e realizando simulações computacionais do equipamento em operação. Um vaso de pressão é

considerado de parede grossa quando sua espessura é superior a 10% do raio interno, devendo-se neste caso considerar na análise de tensões a componente radial. Em um vaso de pressão de parede fina, a distribuição de tensão não varia significativamente na sua espessura, sendo considerada uniforme ou constante (HIBBELER, 2004).

Gabriel Lamé foi um dos primeiros autores a abordar o problema em 1852, obtendo as expressões para a distribuição de tensões em um cilindro oco, homogêneo e isotrópico sob pressão, que ficaram conhecidas como soluções de Lamé. Féodosiev (1980) analisou as soluções obtidas por Lamé e fez considerações a respeito das expressões de tensões obtidas, comparando com vasos de pressão de paredes finas. Segundo o autor, quando a espessura da parede é pequena, as tensões tangenciais ou circunferenciais são quase uniformes ao longo da espessura, e as tensões radiais são pequenas em relação às circunferenciais na mesma proporção em que a espessura é pequena em comparação com o raio. No caso de paredes espessas, este esforço tangencial não se distribui uniformemente e nem sequer é linear. A distribuição de tensões nas direções radial e tangencial em cilindros de paredes grossas pode ser observada na Figura 8 abaixo.

Figura 8 – Distribuição das tensões radial e tangencial em um cilindro de paredes grossas



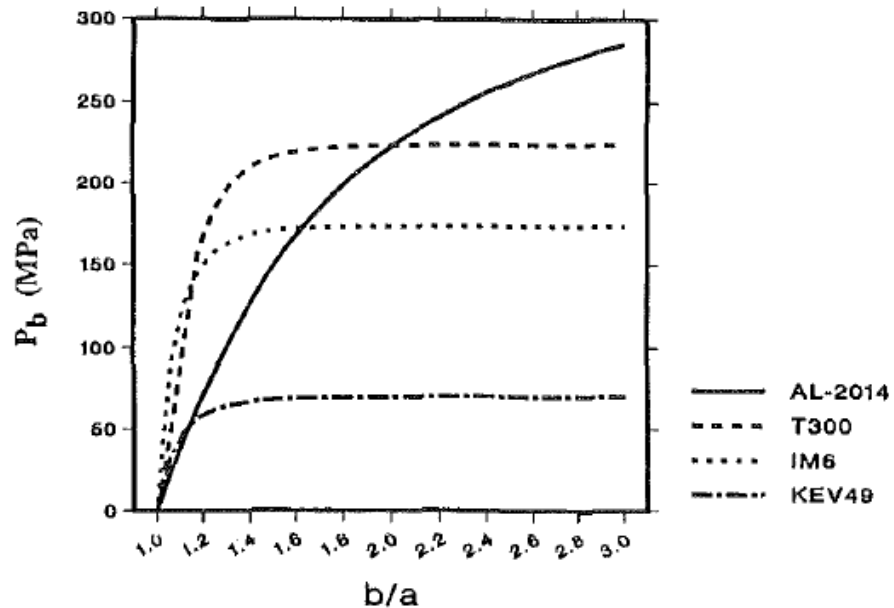
Fonte: Adaptado de Féodosiev (1980).

Xia et al. (2001) adaptaram a análise feita por Lamé para um tubo multi-camadas submetido a pressão interna, e os resultados demonstraram que a variação da distribuição de tensões segundo a espessura depende fortemente da espessura relativa dada pela razão b/a , sendo b o raio externo do tubo e a , o raio interno. Os autores demonstram, a partir dos

resultados obtidos, que a distribuição de tensão se torna cada vez mais não-uniforme e não-linear à medida que se aumenta a espessura da parede do tubo.

Roy et al. (1988) também estudaram a influência da razão b/a no comportamento de tubos de paredes grossas, mais especificamente na pressão de ruptura. Os resultados revelam que a validade da solução para tubos de paredes finas é limitada para a razão $b/a \leq 1,10$. Os autores avaliaram o comportamento da pressão de ruptura em função da razão b/a para diferentes materiais, sendo eles materiais anisotrópicos representados por três diferentes tipos de compósitos e materiais isotrópicos representados pelo alumínio. Os resultados resumidos na Figura 9 demonstram que o alumínio atinge o valor limite de pressão de ruptura de modo mais lento que os materiais anisotrópicos. Enquanto o alumínio atinge o valor limite a uma razão de aproximadamente $b/a = 5,0$, os compósitos atingem tal valor a uma razão de $b/a < 1,8$. Assim, vasos de pressão e tubos de paredes grossas confeccionados a partir de materiais anisotrópicos possuem limites de pressão inferiores aos de materiais isotrópicos.

Figura 9 – Pressão de ruptura em função da razão b/a para alumínio AL-2014 e três tipos de materiais compósitos



Fonte: Roy et al. (1988).

Ghasemi et al. (2020) estudaram o comportamento da fadiga e fratura do aço A516 utilizado na confecção de vasos de pressão de paredes grossas, comparando os resultados analíticos com resultados obtidos pelo método dos elementos finitos. Os resultados demonstram que trincas têm papel importante no início de fraturas por fadiga em vasos de

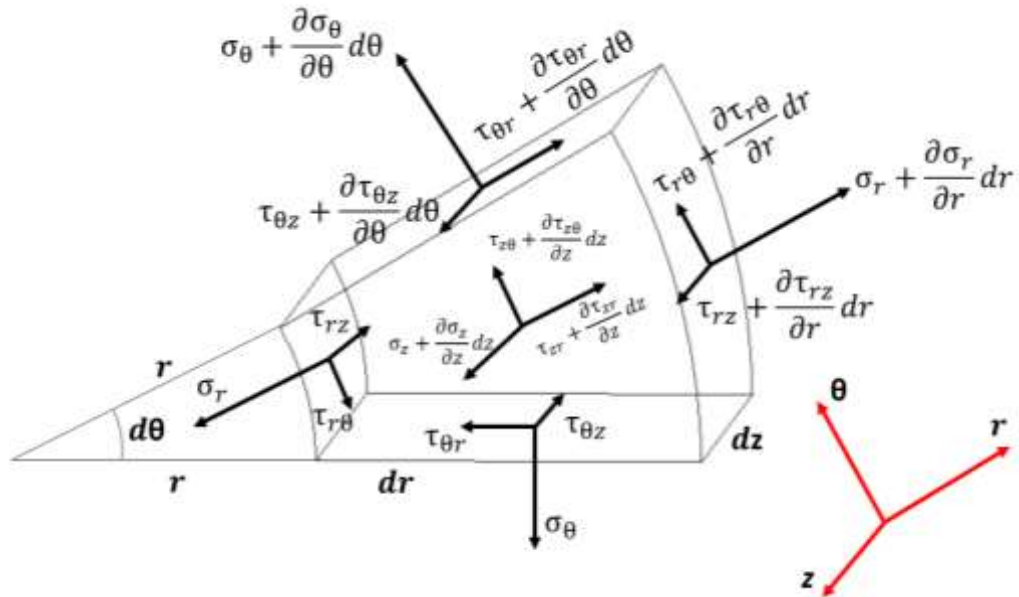
pressão, devendo-se considerar também o tamanho e direção das trincas. Além disso, o estudo pode ser utilizado para a determinação da vida de fadiga de vasos de pressão de paredes grossas e corrobora para vantagem do uso de métodos numéricos como o método dos elementos finitos para análise de elementos estruturais.

Muffato (2019) também apresentou uma metodologia para validação de um vaso de alta pressão com tampo plano rosqueado. No trabalho, o autor compara as equações de distribuição de tensões obtidas por Lamé para tubos de paredes grossas com resultados obtidos pelo método dos elementos finitos, constatando uma diferença de menos de 1% na tensão radial. Para as tensões axial e tangencial, a diferença percentual foi maior, o que pode ser explicado pelo fato de as equações de Lamé considerarem tensões distantes das extremidades, o que não ocorre em vasos de pressão, que sofrem influência da base e do tampo.

2.6 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Para melhor compreensão do problema e obtenção das expressões de tensões atuantes em vasos de pressão de paredes grossas, faz-se uso de equações relativas à teoria da elasticidade. A dedução a seguir se baseou nas notas de aula do professor Dr. Roberto Ramos Junior do departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Primeiramente, considerar-se-á um elemento de volume diferencial cilíndrico de dimensões dr , $d\theta$ e dz submetido a tensões normais e de cisalhamento em suas faces como mostrado na Figura 10. Como, a princípio, não se sabe como as tensões variam em função das coordenadas, admite-se que as tensões variam sob a forma de um polinômio de Taylor de ordem 1.

Figura 10 – Elemento de volume diferencial em coordenadas cilíndricas



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Para este elemento de coordenadas cilíndricas é possível escrever as equações referentes à Lei de Hooke generalizada para um estado múltiplo de carregamento em função do módulo de elasticidade E e do coeficiente de Poisson do material ν . A Lei de Hooke generalizada é dada pela expressão matricial (1):

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{r\theta} \\ \gamma_{rz} \\ \gamma_{\theta z} \end{bmatrix} = \frac{1}{E} \begin{bmatrix} 1 & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & 1 & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(1+\nu) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \\ \sigma_z \\ \tau_{r\theta} \\ \tau_{rz} \\ \tau_{\theta z} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Inversamente, pode-se escrever a Lei de Hooke generalizada em função das deformações específicas, dada pela equação (2):

$$\begin{bmatrix} \sigma_r \\ \sigma_\theta \\ \sigma_z \\ \tau_{r\theta} \\ \tau_{rz} \\ \tau_{\theta z} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} (1-\nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & (1-\nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & (1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{(1-2\nu)}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_r \\ \varepsilon_\theta \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{r\theta} \\ \gamma_{rz} \\ \gamma_{\theta z} \end{bmatrix} \quad (2)$$

Assim, tem-se as componentes de tensões em função das deformações específicas dadas pelas expressões (3) a (8):

$$\sigma_r = \lambda(\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z) + 2G\varepsilon_r \quad (3)$$

$$\sigma_\theta = \lambda(\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z) + 2G\varepsilon_\theta \quad (4)$$

$$\sigma_z = \lambda(\varepsilon_r + \varepsilon_\theta + \varepsilon_z) + 2G\varepsilon_z \quad (5)$$

$$\tau_{r\theta} = G\gamma_{r\theta} = 0 \quad (6)$$

$$\tau_{rz} = G\gamma_{rz} = 0 \quad (7)$$

$$\tau_{\theta z} = G\gamma_{\theta z} = 0 \quad (8)$$

Sendo λ e G dados pelas expressões (9) e (10):

$$\lambda = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \quad (9)$$

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad (10)$$

Devido à simetria do carregamento, não são esperadas tensões cisalhantes e deformações de cisalhamento. Para a solução do problema e obtenção das equações de Lamé, deve-se, primeiramente, obter expressões de relação entre deslocamentos e deformações específicas nos eixos coordenados r , θ e z . Para isso, faz-se algumas hipóteses a respeito dos deslocamentos para efeito de simplificação:

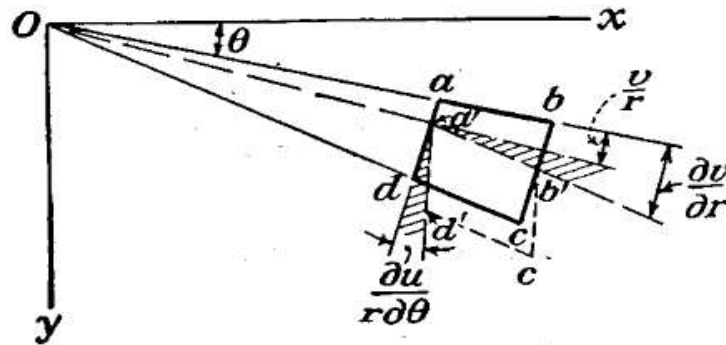
$u_r = u_r(r)$ – deslocamentos radiais dependem somente da coordenada radial

$u_\theta = 0$ – não são esperados deslocamentos circunferenciais

$u_z = u_z(z)$ – deslocamentos longitudinais dependem somente da coordenada longitudinal

Assim, a partir das hipóteses acima e dos deslocamentos mostrados na Figura 11, é possível obter as relações entre deformação e deslocamento dadas pelas equações (11) a (13).

Figura 11 – Elemento diferencial cilíndrico deformado



Fonte: Timoshenko e Goodier (1951).

$$\varepsilon_r = \frac{\partial u_r}{\partial r} = \frac{du_r}{dr} \quad (11)$$

$$\varepsilon_\theta = \frac{u_r}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial u_\theta}{\partial \theta} = \frac{u_r}{r} \quad (12)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} = \frac{du_z}{dz} \quad (13)$$

Substituindo as relações (11) a (13) nas expressões (3) a (5), obtêm-se as equações (14) a (16):

$$\sigma_r = \lambda \left(\frac{du_r}{dr} + \frac{u_r}{r} + \varepsilon_z \right) + 2G \frac{du_r}{dr} \quad (14)$$

$$\sigma_\theta = \lambda \left(\frac{du_r}{dr} + \frac{u_r}{r} + \varepsilon_z \right) + 2G \frac{u_r}{r} \quad (15)$$

$$\sigma_z = \lambda \left(\frac{du_r}{dr} + \frac{u_r}{r} + \varepsilon_z \right) + 2G \varepsilon_z \quad (16)$$

A partir da Figura 10, realizando-se um balanço de forças, é possível escrever as equações de equilíbrio que regem o elemento diferencial nas três coordenadas.

- **Direção radial:**

$$\frac{\partial \sigma_r}{\partial r} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{zr}}{\partial z} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} = 0 \quad (17)$$

A equação (17) representa a equação de equilíbrio do elemento diferencial na direção radial. Fazendo-se as devidas substituições, obtém-se a equação (18), que, simplificando, resulta na equação diferencial (19):

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[\lambda \left(\frac{du_r}{dr} + \frac{u_r}{r} + \varepsilon_z \right) + 2G \left(\frac{du_r}{dr} \right) \right] + \frac{2G}{r} \left[\frac{du_r}{dr} - \frac{u_r}{r} \right] = 0 \quad (18)$$

$$(\lambda + 2G) \left[\frac{d^2 u_r}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{du_r}{dr} - \frac{u_r}{r^2} \right] = 0 \quad (19)$$

- **Direção circunferencial:**

$$\frac{1}{r} \frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{r\theta}}{\partial r} + \frac{\partial \tau_{z\theta}}{\partial z} + \frac{2\tau_{r\theta}}{r} = 0 \quad (20)$$

$$\frac{\partial \sigma_\theta}{\partial \theta} = 0 \quad (21)$$

A equação (20) representa a equação de equilíbrio do elemento diferencial na direção circunferencial. Devido à hipótese de tensões e deformações de cisalhamento nulas consideradas, chega-se à equação (21), a partir da qual se conclui que a tensão circunferencial não é função de θ .

- **Direção longitudinal:**

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial \tau_{\theta z}}{\partial \theta} + \frac{\partial \tau_{rz}}{\partial r} + \frac{\tau_{rz}}{r} = 0 \quad (22)$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0 \quad (23)$$

Por fim, a equação (22) representa a equação de equilíbrio do elemento diferencial na direção longitudinal, que, a partir das mesmas hipóteses de cisalhamento nulo, resulta na equação (23). Assim, derivando a equação (16) e igualando a 0, chega-se à expressão (24):

$$\frac{\partial \varepsilon_z}{\partial z} = 0 \quad (24)$$

Portanto, a partir da expressão (24), conclui-se que a deformação específica longitudinal é constante.

Resolvendo a equação diferencial dada na expressão (19) e aplicando as condições de contorno, chega-se às soluções obtidas por Lamé para tensões em estruturas cilíndricas de paredes grossas representadas pelas fórmulas (25) a (27). As condições de contorno aplicadas são:

$$\sigma_{r=a} = P$$

$$\sigma_{r=b} = 0$$

Sendo:

a – raio interno do vaso

b – raio externo do vaso

P – pressão interna

$$\sigma_r = \frac{P a^2}{(b^2 - a^2)} \left[1 - \frac{b^2}{r^2} \right] \quad (25)$$

$$\sigma_\theta = \frac{P a^2}{(b^2 - a^2)} \left[1 + \frac{b^2}{r^2} \right] \quad (26)$$

$$\sigma_z = \frac{2\nu (P a^2)}{(b^2 - a^2)} + E\varepsilon_z \quad (27)$$

Visto que a equação (27) é uma função da deformação específica longitudinal e geralmente não se tem este valor, Voorhees et al. (1956) sugerem uma expressão para tensão longitudinal dada pela expressão (28):

$$\sigma_z = \frac{(P a^2)}{(b^2 - a^2)} \quad (28)$$

Fazendo-se a mesma análise em coordenadas esféricas, chega-se a expressões de tensões radial e circunferencial dadas pelas fórmulas (29) e (30):

$$\sigma_r = \frac{P a^3}{(b^3 - a^3)} \left[1 - \frac{b^3}{r^3} \right] \quad (29)$$

$$\sigma_\theta = \sigma_\varphi = \frac{P a^3}{(b^3 - a^3)} \left[1 + \frac{b^3}{2r^3} \right] \quad (30)$$

3 METODOLOGIA

A metodologia deste trabalho se fundamentou na análise das componentes de tensões de um modelo hipotético de vaso de pressão cilíndrico de paredes grossas utilizando um método analítico e um método numérico, a fim de comparar os resultados obtidos. Por método analítico, faz-se referência às equações obtidas analiticamente por Lamé para o campo de tensões em um tubo de paredes espessas. Já o método numérico aplicado foi o método dos elementos finitos através da versão estudantil do *software* ANSYS. A simulação foi feita em um computador com processador 7ª Geração Intel® Core™ i7.

Primeiramente, definiu-se um modelo de vaso de pressão a ser simulado e estabeleceram-se as condições às quais ele estará submetido. As geometrias escolhidas para o casco e tampos foram geometrias a partir das quais fosse possível extrair equações analíticas para o campo de tensões, tendo sido escolhidas a geometria cilíndrica para o casco e a geometria esférica para os tampos. Para o fluido de trabalho, admitiu-se um fluido genérico altamente corrosivo, visto que o objetivo do trabalho é apenas realizar um estudo acerca da distribuição de tensões. As características do modelo de vaso de pressão adotado estão resumidas na Tabela 4.

Tabela 4 – Características do modelo de vaso de pressão estudado

Material	ASTM A516 Gr70
Geometria do casco	Cilíndrica
Geometria dos tampos	Esférica
Pressão de trabalho [MPa]	50
Temperatura de trabalho [°C]	-29 a 38
Diâmetro interno [mm]	500
Comprimento do casco [mm]	3200
Fluido de trabalho	Fluido tóxico altamente corrosivo

Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Ressalta-se que a tensão admissível para o material adotado possui diferentes valores dependendo da divisão utilizada da Seção VIII do código ASME. Os valores de tensão em função da divisão e da temperatura de operação estão contidos na Tabela 5.

Tabela 5 – Valores de tensão admissível para o material ASTM A516 Gr. 70 segundo as duas divisões do código ASME Seção VIII

Temperatura [°C]	-29 a 38	93	149	204	260	315	343	371	399	427
S – Div. I [MPa]	138	138	138	138	138	134	129	125	102	83
S – Div. II [MPa]	161	159	155	149	141	129	127	126	-	-

Fonte: Demoliner (2015).

Para a construção do modelo é preciso primeiramente, a partir dos dados de pressão interna e tensão admissível do material utilizado, calcular as dimensões de espessura das chapas que constituem o casco e os tampos. Este cálculo é feito a partir de fórmulas fornecidas pelo código ASME Seção VIII Divisão II (2019), visto que a pressão de projeto utilizada neste trabalho é superior ao limite de 20,685 MPa estabelecido pela Divisão I. Além disso, a Divisão II é recomendada quando se trabalha em condições severas como por exemplo com fluidos altamente tóxicos (TELLES, 1996). As expressões para cálculo de espessura do casco cilíndrico e dos tampos esféricos fornecidas pelo código estão dadas pelas expressões (31) e (32) abaixo:

$$t_{casco} = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{P}{SE^*} \right] - 1 \right) \quad (31)$$

$$t_{tampo} = \frac{D}{2} \left(\exp \left[\frac{0,5 P}{SE^*} \right] - 1 \right) \quad (32)$$

Sendo:

t – espessura [mm]

D – diâmetro interno [mm]

P – pressão interna [MPa]

S – tensão admissível do material [MPa]

E^* – eficiência da junta

Substituindo os valores da Tabela 4 e utilizando uma tensão admissível $S = 161 \text{ MPa}$ nas expressões (31) e (32), tem-se:

$$t_{casco} = 91,05 \text{ mm}$$

$$t_{tampo} = 41,99 \text{ mm}$$

Vale notar que para o valor de eficiência da solda E^* adotou-se valor de 1,0, pois foi considerado que todas as soldas serão totalmente radiografadas. Após o cálculo das espessuras das chapas, soma-se aos valores obtidos uma espessura de corrosão que, segundo Telles (1996), deve ser de 4 a 6 mm para fluidos altamente corrosivos. Considerando uma espessura de corrosão de 6,0 mm e consultando o catálogo de chapas grossas da Gerdau ilustrado na Figura 12, obtêm-se valores comerciais para as espessuras do casco e dos tampos.

$$t_{casco} = 100,0 \text{ mm}$$

$$t_{tampo} = 50,0 \text{ mm}$$

Analisando-se as espessuras obtidas, verifica-se que, tanto para o casco quanto para o tampo, os valores são superiores a 10% do raio interno do vaso, classificando-o como um vaso de paredes grossas.

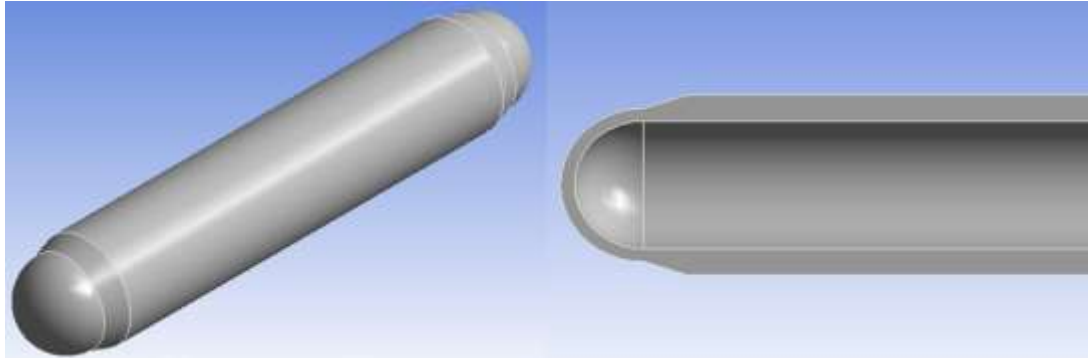
Figura 12 – Catálogo de chapas da Gerdau

pol.	Espessura		Peso aproximado kg/m ²
		mm	
1/4"		6,30	49,39
5/16"		8,00	62,72
3/8"		9,50	74,48
1/2"		12,50	98,00
5/8"		16,00	125,44
3/4"		19,00	149,00
7/8"		22,40	175,84
1"		25,00	196,00
1.1/4"		31,50	247,27
1.1/2"		37,50	294,37
1.3/4"		44,45	348,50
2"		50,00	392,00
2.1/2"		63,00	494,55
3"		75,00	588,10
3.1/2"		88,90	697,80
4"		100,00	784,00

Fonte: Aços Gerdau (2022).

Após obtenção das espessuras comerciais das chapas, o vaso foi modelado no ambiente do *software* tal como mostra a Figura 13. Para a modelagem do vaso, deve-se considerar a transição de espessura citada no item 2.1.1.1.

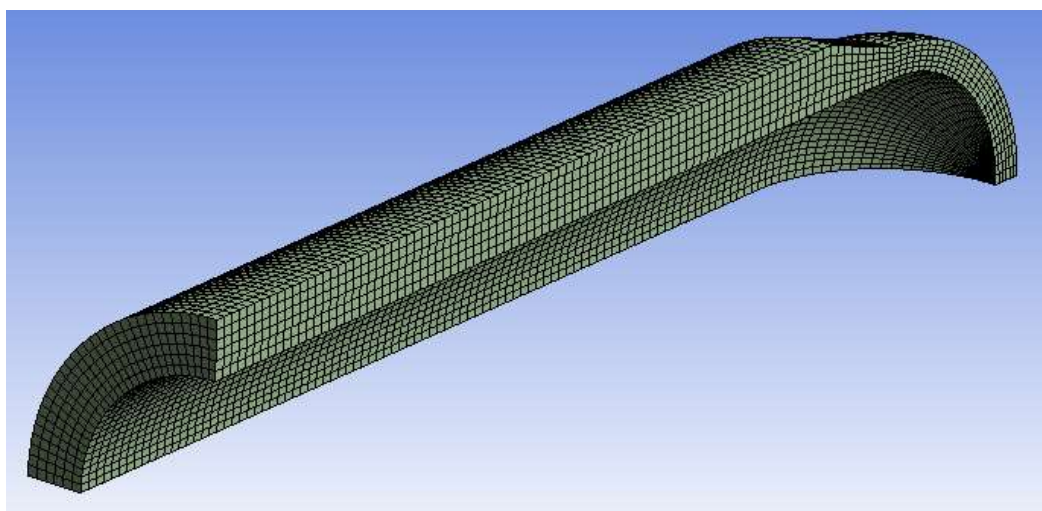
Figura 13 – Modelo do vaso de pressão analisado



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Após o desenho do modelo, é gerada a malha de elementos finitos. Para este modelo, foi utilizado o método *multizone* de geração de malha, o qual gera automaticamente elementos hexaédricos nas regiões que permitirem e elementos de geometria diferente nas regiões pendentes. Este método gerou os elementos nas direções das coordenadas cilíndricas utilizadas, apresentou um tempo menor de processamento e possibilitou resultados mais próximos dos calculados. Devido às restrições inerentes à versão estudantil do *software*, o tamanho dos elementos foi fixado em 18 mm sem, entretanto, prejudicar os resultados esperados. A Figura 14 ilustra o modelo de vaso de pressão discretizado na malha de elementos finitos.

Figura 14 – Malha de elementos finitos



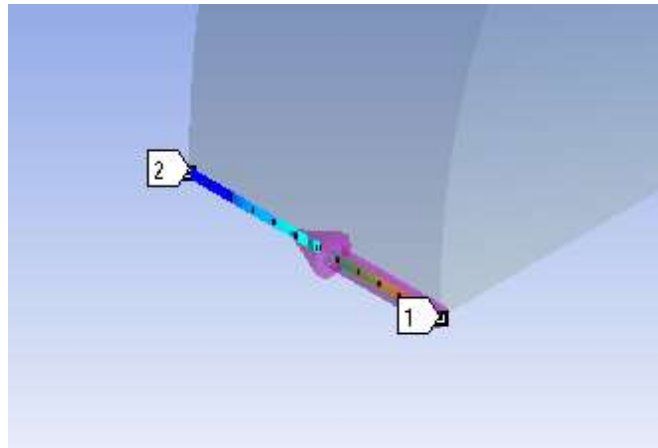
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Após a discretização da geometria, foram aplicadas a pressão de 50 MPa nas superfícies internas do casco e do tampo e as condições de contorno de *frictionless support* nas faces

retas do modelo. Estas condições impedem o deslocamento dos elementos na direção normal à face, simulando a condição de deslocamento circunferencial nulo descrito no item 2.6.

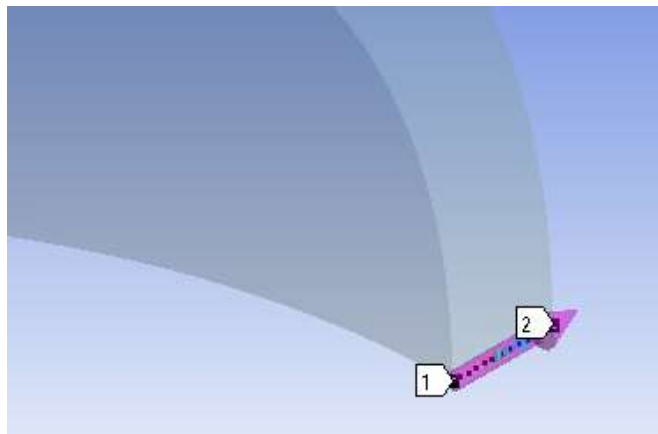
A análise das tensões foi feita ao longo das espessuras do casco e do tampo das seções inferiores dos mesmos como mostram as Figuras 15 e 16.

Figura 15 – Análise das tensões ao longo da espessura do casco



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Figura 16 – Análise das tensões ao longo da espessura do tampo



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Para efeito de visualização dos fenômenos de concentração de tensões e sua influência sobre as soluções de Lamé, também foi inserido no casco um bocal genérico. Nesta análise, foi gerada uma malha automática, visto que o objetivo é apenas analisar de maneira global os efeitos na inserção do bocal nas tensões atuantes. Isto é válido, pois para diferentes métodos de geração de malha, os valores de tensões não apresentam grandes disparidades entre si.

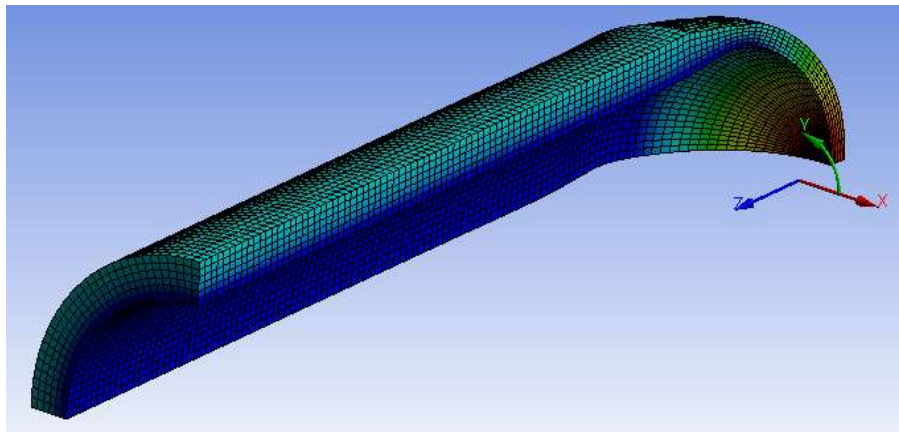
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após a geração da malha de elementos finitos no modelo estudado e imposição dos esforços e condições de contorno, obtém-se as tensões normais nas direções dos eixos coordenados. Estas tensões também são calculadas através das equações (25) a (30) a fim de se comparar os resultados obtidos por ambos os métodos.

4.1 CASCO CILÍNDRICO

Para o casco, foram obtidas as tensões normais atuantes nas direções radial, circunferencial e longitudinal. As tensões radial e circunferencial foram tomadas ao longo da espessura da parede, visto que são as componentes que dependem da variável r . Os resultados analíticos e numéricos estão ilustrados nas Figuras 17 a 19 e resumidos nas Tabelas 6 a 8.

Figura 17 – Tensões radiais atuantes no casco do vaso



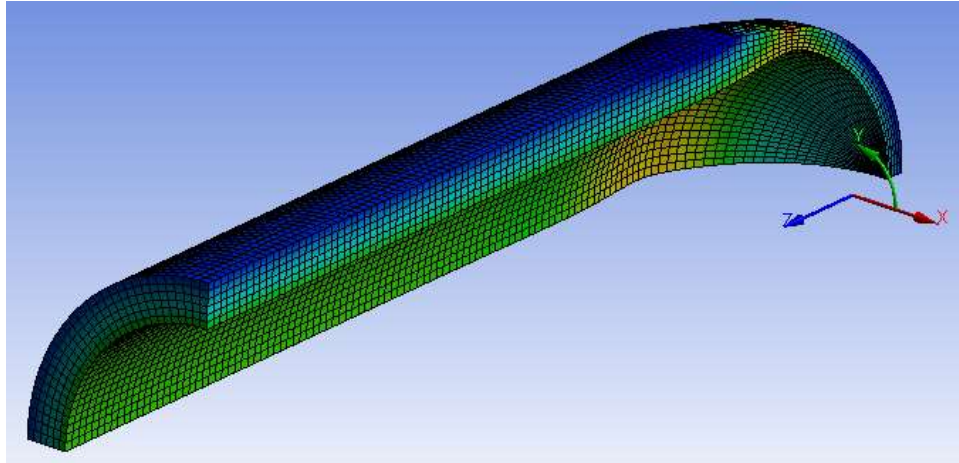
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Tabela 6 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão radial atuante no casco

Raio [mm]	σ_r [MPa]	σ_r [MPa]	Desvio relativo [%]
	Método analítico	Método numérico	
250	-50,00	-49,89	0,230
275	-32,28	-32,47	0,581
300	-18,81	-18,79	0,090
325	-8,32	-8,44	1,423
350	0,00	0,02	-

Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Figura 18 – Tensões circunferenciais atuantes no casco do vaso



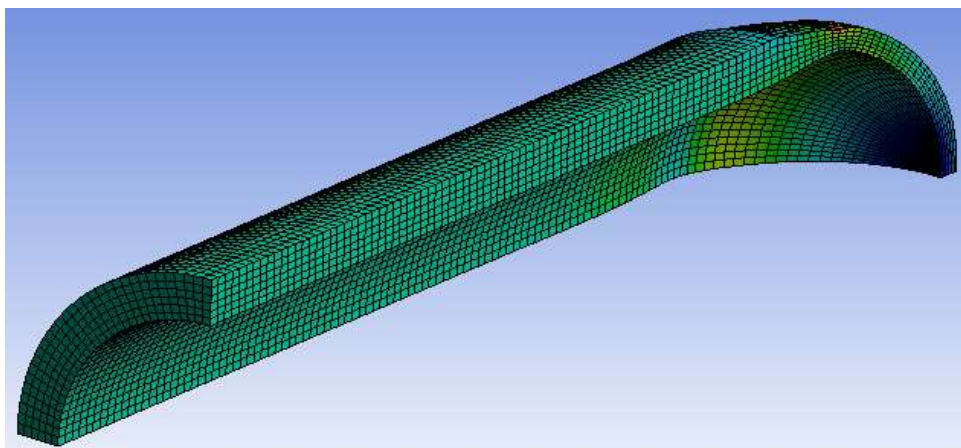
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Tabela 7 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão circunferencial atuante no casco

Raio [mm]	σ_{θ} [MPa] Método analítico	σ_{θ} [MPa] Método numérico	Desvio relativo [%]
250	154,17	154,06	0,072
275	136,45	136,45	0,136
300	122,97	122,97	0,016
325	112,49	112,61	0,104
350	104,17	104,15	0,016

Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Figura 19 – Tensões longitudinais atuantes no casco do vaso



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Tabela 8 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão longitudinal atuante no casco

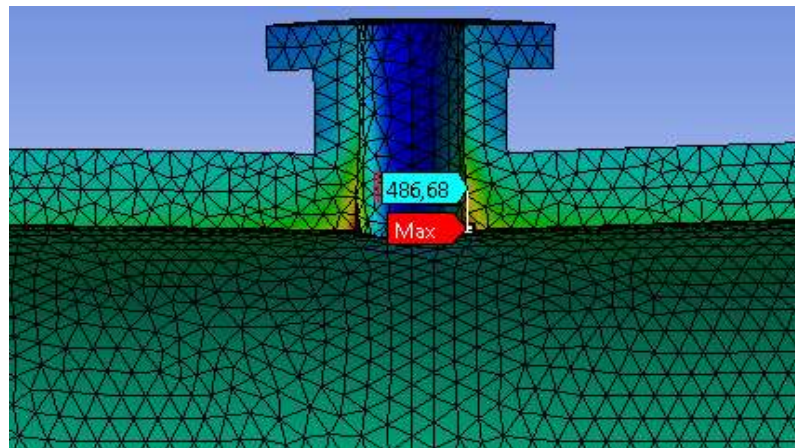
σ_z [MPa] Método analítico	σ_z [MPa] Método numérico	Desvio relativo [%]
52,083	52,093	0,019

Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Comparando-se os resultados obtidos, percebe-se uma diferença relativa muito pequena entre os métodos. A maioria dos valores apresenta um desvio relativo inferior a 1%, o que garante confiabilidade aos métodos utilizados. Enquanto a componente de tensão radial apresentou um desvio relativo médio de 0,58%, a tensão circunferencial apresentou um desvio médio de 0,068%. Na análise da tensão longitudinal na Figura 19, verifica-se uma distribuição constante ao longo do casco, o que é coerente com o previsto pela equação (23), com uma diferença de 0,019% entre os métodos.

Entretanto vale ressaltar que, assim como destacaram Voorhees et al. (1956) e Muffato (2019), os resultados obtidos através das equações de Lamé são mais precisos quanto mais distante das extremidades for a análise. Medidas tomadas nas regiões próximas à transição casco-tampo e a pontos concentradores de tensão tais como suportes e bocais sofrerão forte influência destes fatores. Para visualização destes efeitos, foi introduzido na geometria do casco um bocal genérico. Para esta análise, não se preocupou com o método de geração de malhas nem com o tamanho dos elementos, visto que o objetivo é apenas demonstrar a forte influência de pontos concentradores de tensão sobre as equações de Lamé.

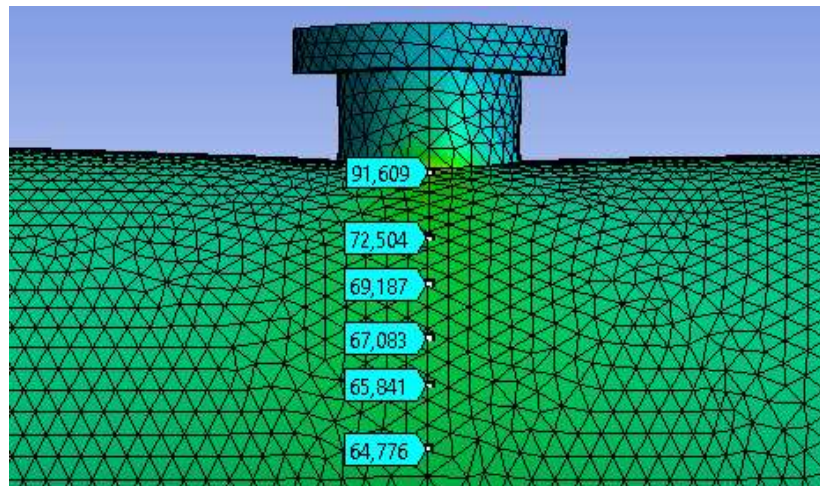
Figura 20 – Tensões circunferenciais atuantes no casco do vaso nas proximidades de um bocal genérico



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Na Figura 20, é apresentado o campo de tensões circunferenciais atuantes no vaso, com destaque para a transição entre o casco e o bocal. Através da Figura 20, percebe-se uma disparidade entre o valor de 486,68 MPa mostrado com o resultado de 154,17 MPa obtido pelo método analítico. A diferença relativa de 215,7% entre estes valores enfatiza a importância da utilização das soluções de Lamé em seções distantes de extremidades e de pontos concentradores de tensões, para que o método analítico seja confiável. A tensão longitudinal também sofre forte influência destes efeitos na seção de inserção do bocal como mostrado na Figura 21.

Figura 21 – Tensões longitudinais atuantes no casco do vaso nas proximidades de um bocal genérico



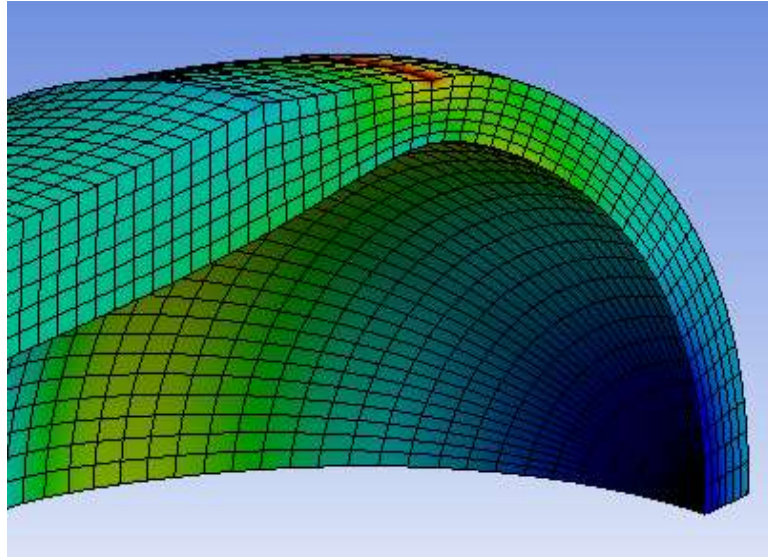
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Na seção de localização do bocal, as tensões longitudinais deixam de ser constantes como previsto pelas equações (27) e (28) e como demonstrado na Tabela 8, apresentando valores crescentes conforme se diminui a distância entre o ponto analisado e a base do bocal. Neste caso, o valor mínimo de 64,776 MPa mostrado na Figura 21 possui um desvio de aproximadamente 24,4% em relação ao resultado obtido pela equação de Lamé.

4.2 TAMPO ESFÉRICO

Para o tampo esférico foi feita a mesma análise conduzida no casco, obtendo-se resultados de tensões radial e circunferencial atuantes na geometria. Os resultados estão dispostos nas Tabelas 9 e 10 abaixo e representados nas Figuras 22 e 23.

Figura 22 – Tensões radiais atuantes no tampo do vaso



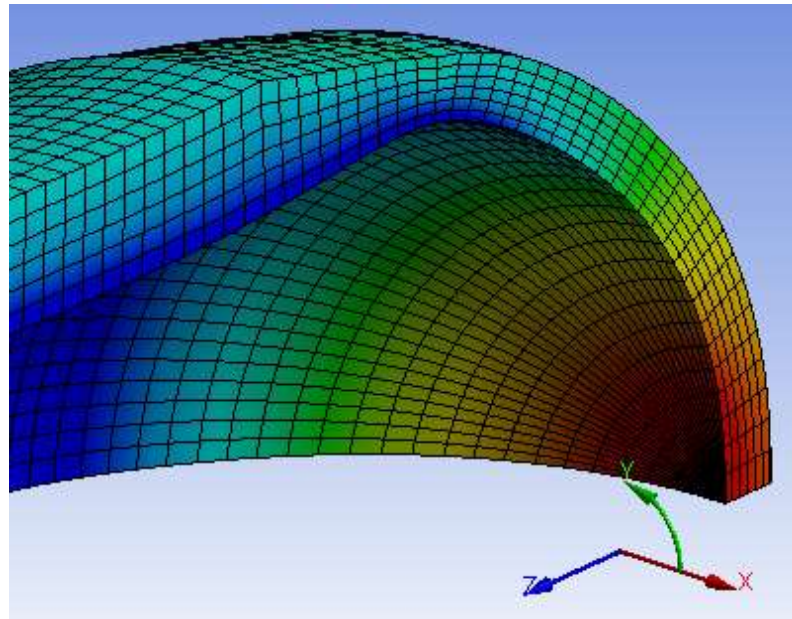
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Tabela 9 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão radial atuante no tampo

Raio [mm]	σ_r [MPa]		Desvio relativo [%]
	Método analítico	Método numérico	
250	-50	-50,26	0,518
262,5	-33,84	-34,36	1,522
275	-20,49	-20,84	1,725
287,5	-9,35	-9,67	3,384
300	0,00	0,07	-

Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Figura 23 – Tensões circunferenciais atuantes no tampo do vaso



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Tabela 10 – Resultados analíticos e numéricos para a tensão circunferencial atuante no tampo

Raio [mm]	$\sigma_{\theta,\varphi}$ [MPa]		Desvio relativo [%]
	Método analítico	Método numérico	
250	128,02	123,50	3,532
262,5	119,94	117,34	2,169
275	113,26	111,89	1,214
287,5	107,70	107,53	0,157
300	103,02	104,05	0,998

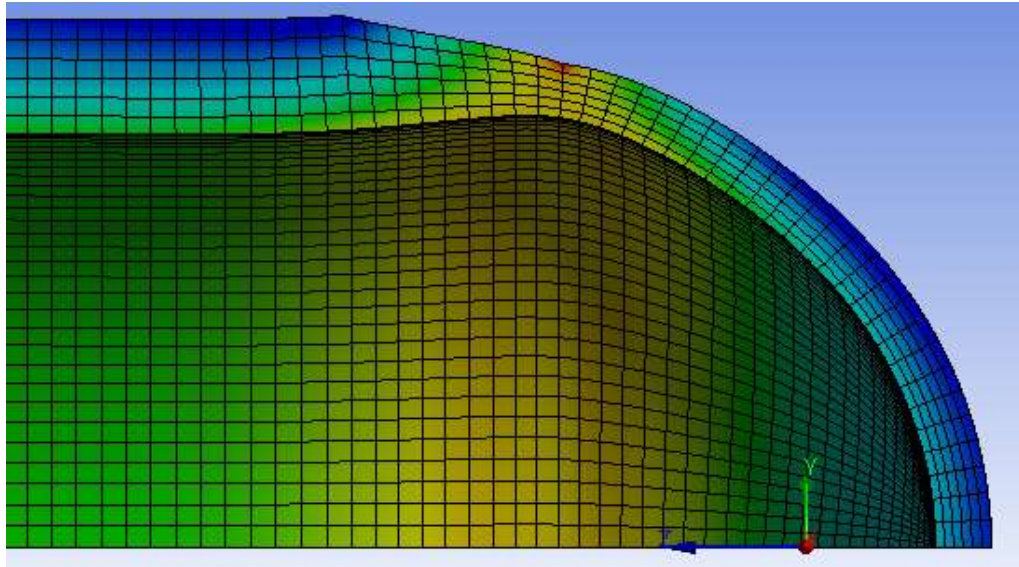
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Através da análise dos resultados obtidos por ambos os métodos, percebe-se também uma boa aproximação entre os valores, havendo, porém, uma diferença relativa maior se comparados com os resultados obtidos para o casco. Para ambas as componentes de tensão, obtiveram-se resultados de diferença relativa média superior a 1%, sendo 1,78% para a tensão radial e 1,61% para a tensão circunferencial. Isto pode ser explicado pela influência que a transição casco-tampo exerce nos pontos analisados.

No ambiente do *software*, estabeleceu-se um sistema de coordenadas cilíndricas para realizar a simulação como mostrado na Figura 23, sendo as tensões circunferencial do casco e do tampo analisadas na coordenada y . Na fase de transição de geometrias, há uma

desuniformidade nos valores que se propaga dentro de uma região entre o casco e o tampo do vaso devido à diferença de espessuras, representado na Figura 24 pelo contorno amarelo.

Figura 24 – Tensões circunferenciais na região de transição de geometrias entre o casco e o tampo do vaso



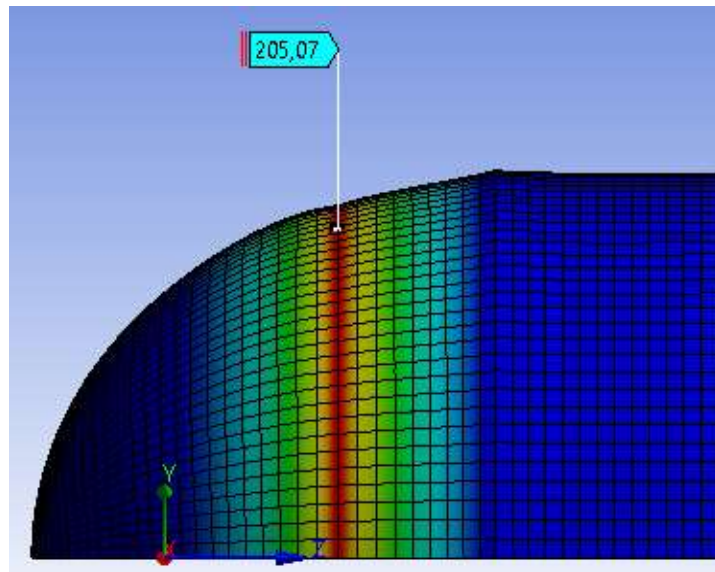
Fonte: Produção do próprio autor (2022).

Na Figura 24, pode-se perceber que boa parte da região do tampo sofre influência da transição de geometria que, no algoritmo do método dos elementos finitos, acaba refletindo nos valores medidos. Assim, é importante que, como destacado no caso do casco, os valores medidos sejam tomados em pontos distantes de regiões que provoquem efeitos de extremidade e concentração de tensões.

As tensões radiais são tomadas na coordenada z , que é a mesma coordenada em que são tomados os valores de tensão longitudinal do casco. Assim, de forma semelhante ao caso das tensões circunferenciais, pontos próximos à região de transição de formato sofrerão influência destes efeitos.

Na superfície externa, as tensões circunferenciais na região de transição apresentam uma disparidade ainda mais evidente em relação ao método analítico, como mostrado na Figura 25.

Figura 25 – Tensões circunferenciais na superfície externa da região de transição de geometrias



Fonte: Produção do próprio autor (2022).

O valor de 205,07 MPa encontrado no início do tempo após a região de transição difere em cerca de 99% do valor de 103,02 MPa obtido pela equação de Lamé.

Em relação ao tempo de execução das simulações no ANSYS, os resultados foram obtidos com um tempo total de execução de 21,6 segundos.

Apesar das considerações feitas, vale ressaltar que o método analítico possui validade e fornece uma boa estimativa para os valores de tensões em seções distantes de pontos concentradores de tensões em vasos de pressão de paredes grossas como evidenciado pelas tabelas. Também vale notar que o método numérico dos elementos finitos é vantajoso, visto que fornece uma análise ampla e global sobre os esforços, considerando os possíveis efeitos de extremidade e concentração de tensões. Além disso, um maior refino da malha de elementos finitos gerada nas análises forneceria valores mais próximos e precisos em relação ao método analítico.

5 CONCLUSÃO

Este trabalho teve por objetivo realizar o estudo acerca da distribuição de tensões em cascos e tampos de um modelo de vaso de pressão de paredes grossas. Foi feita uma revisão da literatura a respeito das características inerentes a estes equipamentos como os seus elementos constituintes, métodos de fabricação e materiais utilizados na sua confecção. Em seguida, foi apresentado o código ASME Seção VIII e suas respectivas divisões e foram apresentados estudos anteriores referentes a estruturas cilíndricas de paredes grossas, visto que a modelagem matemática é idêntica ao caso de vasos de pressão objetivo deste trabalho. Também foram apresentadas as soluções de Lamé, utilizadas para determinação das tensões normais atuantes em suas respectivas direções em coordenadas cilíndricas e esféricas.

Foi definido um modelo de vaso de pressão de paredes grossas que foi simulado via método dos elementos finitos através da versão estudantil do *software* ANSYS. Para o modelo definido, foram calculadas as tensões atuantes através das soluções de Lamé a fim de se estabelecer uma comparação com os resultados numéricos. Através dos resultados obtidos, pôde-se verificar uma boa aproximação entre os métodos com uma diferença relativa média inferior a 2% para as tensões analisadas, garantindo aos métodos confiabilidade e precisão dentro de certos limites. Ficou evidente que o método analítico é válido e preciso para seções distantes de extremidades e de pontos concentradores de tensões, enquanto o método numérico permite uma análise global sobre os esforços e solicitações atuantes no elemento estudado considerando estes efeitos.

O trabalho ainda permitiu um conhecimento maior a respeito da distribuição de tensões em vasos de pressão de paredes grossas, pouco mencionados em cursos de graduação em Engenharia Mecânica, consumando a obtenção de todos os objetivos deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **American Society of Mechanical Engineers boiler and pressure vessel code**. Section II, part A: ferrous material specifications. New York: ASME. 2013
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **American Society of Mechanical Engineers boiler and pressure vessel code**. Section VIII, division 1: pressure vessels. New York: ASME, 2019.
- AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **American Society of Mechanical Engineers boiler and pressure vessel code**. Section VIII, division 2: pressure vessels. New York: ASME, 2019.
- BALTAR, E. H. S. **Estudo das alterações das propriedades mecânicas em aço A-516 Grau 70 soldado e submetido a tratamento térmico de alívio de tensões**. 2014. 93 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.
- BIANCHI, R. O. **Estudo técnico para a substituição dos tubos ASTM A671CC60 CI32 CC por tubos ASTM A333 Gr.6 SC**. 2014. 52 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia de Materiais) – Escola de Engenharia de Lorena, Universidade de São Paulo, Lorena, 2014.
- CALLISTER, W. D. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**. 5. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2002. 589 p.
- CBC INDUSTRIAS PESADAS. **Process reator**. Jundiaí, 2022. Disponível em: <https://www.cbcsa.com.br/en/products/21-process-equipment/104-process-reactor>. Acesso em: 2 mar. 2022.
- CHIAVERINI, V. **Tecnologia mecânica**. 2. ed. São Paulo: McGraw-Hill, 1986. v. 2. 315 p.
- CLAUSMEYER, H.; HANTSCH, H. Manufacture of thick-walled pressure vessels in particular consideration of advanced welding processes and measures for quality assurance. **Nuclear Engineering and Design**, v. 129, n. 3, p. 255-276, 1991.
- DEMOLINER, F. **Análise e comparação das especificações da norma ASME Seção VIII, Divisão I e Divisão II**. 2015. 34 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.
- FALCÃO, C. **Projeto mecânico: vasos de pressão e trocadores de calor casco e tubos**. Rio de Janeiro: Fundação Biblioteca Nacional do Ministério da Cultura, 2008.
- FÉODOSIEV, V. I. **Resistencia de materiales**. Moscou: MIR, 1980. 583 p.
- GERDAU. **Catálogo de chapa grossa de aço**. Pindamonhangaba, 2022. Disponível em: <https://www2.gerdau.com.br/produtos/chapa-grossa>. Acesso em: 2 mar. 2022.

GHASEMI, H. *et al.* Fatigue and fracture behavior of A516 steel used in thick-walled pressure vessels. **Scientia Iranica**, v. 27, n. 6, p. 2902-2914, 2020.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos materiais**. 5. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2004. 670 p.

MENDONÇA, D. P. **Análise de tensões através do método dos elementos finitos de um vaso de pressão projetado conforme código ASME**. 2011. 137 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

MOSS, D. R.; BASIC, M. **Pressure vessel design manual**. 4. ed. Oxford: Elsevier, 2013. 813 p.

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

RAMOS JUNIOR, R. **Vasos de pressão de parede espessa**. São Paulo: Departamento de Engenharia Mecânica / POLI-USP. Disponível em: http://sites.poli.usp.br/d/pme2350/Aula_7.pdf. Acesso em: 22 fev. 2022.

ROY, A. K.; TSAI, S. W. Design of thick composite cylinders. **Journal of Pressure Vessel Technology**, v. 110, n. 3, p. 255-262, 1988.

SILVA, A. B. **Projeto de vaso de pressão segundo norma ASME e análise pelo método dos elementos finitos**. 2015. 141 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica – Projetos, ênfase em Projeto Mecânico) – Centro de Tecnologia e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

SILVA, K. O. **Estudo teórico de vasos de pressão de paredes grossas e paredes compostas**. 2017. 64 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2017.

SILVA, T. C. **Tratamento térmico de normalização em tampos de vasos de pressão fabricados de material P275NH**. 2015. 49 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

SILVA JUNIOR, V. F. **Projeto estrutural e de fabricação de vaso de pressão esférico**. 2011. 86 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

TELLES, P. C. S. **Vasos de pressão**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1996. 302 p.

TIMOSHENKO, S. P.; GOODIER, J. N. **Theory of elasticity**. 3. ed. New York: McGraw-Hill, 1951. 567 p.

TOMAZINI, G. A. **Diretrizes básicas para projetos de vasos de pressão segundo a ASME.** 2014. 43 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2015.

VOORHEES, H. R.; SLIEPCEVICH, C. M.; FREEMAN, J. W. Thick-walled pressure vessels. **Industrial & Engineering Chemistry**, v. 48, n. 5, p. 872-881, 1956.

VULLO, V. **Circular cylinders and pressure vessels: stress analysis and design.** Roma: Springer International Publishing, 2014. 388 p.

WAGEMAKER, T. L. **Distribuição de tensões em bocais de vasos de pressão.** 2011. 32 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

XIA, M.; TAKAYANAGI, H.; KEMMOCHI, K. Analysis of multi-layered filament-wound composite pipes under internal pressure. **Composite structures**, v. 53, n. 4, p. 483-491, 2001.