



INSTITUTO FEDERAL DE CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE PERNAMBUCO  
CAMPUS CARUARU  
ENGENHARIA MECÂNICA

JULIO TEOFILU DOS SANTOS NETO

**PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO SEGUNDO A SEÇÃO VIII DA NORMA  
ASME BOILER & PRESSURE VESSEL CODE**

CARUARU

2020

JULIO TEOFILLO DOS SANTOS NETO

**PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO SEGUNDO A SEÇÃO VIII DA NORMA  
ASME BOILER & PRESSURE VESSEL CODE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica de Instituto Federal de Pernambuco, como requisito para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Manoel de Sousa

CARUARU

2020

S237p

Santos Neto, Júlio Teófilo dos Santos Neto

Projeto de um vaso de pressão segundo a seção VIII da norma ASME Boiler e Pressure Vessel Code/ Júlio Teófilo dos Santos Neto; orientação de José Manoel de Sousa. – Caruaru, 2020.

47 f.

Trabalho de Conclusão de Curso – (Graduação em Engenharia Mecânica) Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco, Departamento de Engenharia Mecânica, Curso de Engenharia Mecânica, 2020.

1. Vaso de pressão – Projeto. 2. American Society of Mechanical Engineers - ASME. 3. ASME – Norma - Código. 4. Vaso de pressão – Espessura. 5. Vaso de pressão – Tensão. 6. Vaso de pressão – Modelo tridimensional. 7. ASME – Cálculo das espessuras. 8. Teoria das Cascas. 9. Engenharia Mecânica - IFPE. I. Sousa, José Manoel de. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Pernambuco. III. Trabalho de Conclusão de Curso. IV. Título.

CDD: 621.183

CDU: 621

*Dedico este trabalho a minha família, que me deu todo o suporte e apoio, e a todos os meus amigos.*

## **AGRADECIMENTOS**

**JOSÉ MANOEL DE SOUSA** – Orientador – Pela paciência, orientação e auxílio de forma geral;

**Instituto Federal De Pernambuco Campus Caruaru**  
– Por me proporcionar crescimento acadêmico desde 2011;

A todos os meus colegas, família e amigos que ajudaram tanto com ideias, como com incentivos.

## RESUMO

No presente trabalho é abordado o projeto um vaso de pressão de acordo com as divisões I e II da seção 8 da norma *ASME Boiler & Pressure Vessel Code* (2015), de forma a atender todos os critérios de segurança requeridos, partindo das características como pressão e temperatura de trabalho e dimensões previamente definidas. Utilizando a teoria de cascas finas nas considerações do projeto, foi obtido como resultado as características de dois vasos, o vaso de pressão A (VP-A) obtido a partir da divisão I, e o vaso de pressão B (VP-B) obtido a partir da divisão II, bem como seus respectivos modelamentos em três dimensões por meio de software de CAD. A principal diferença entre eles é a espessura de seus componentes estruturais (costado, tampos, etc.). A diferença nos resultados obtidos pode ser crucial para viabilidade do projeto, pois interfere diretamente em variáveis como custo e logística de transporte.

Palavras-chave: Projeto, Vaso de Pressão, Norma ASME.

## **ABSTRACT**

The present work targets the project of a pressure vessel in accordance with divisions I and II of the section 8 of ASME's Boiler & Pressure Vessel Code (2015), in order to meet all the required safety criteria, starting from defined characteristics such as maximum allowed working pressure, working temperature and geometry. Based on the thin shell theory, as a result, the characteristics of two vessels were defined, pressure vessel A (VP-A) obtained from division I, and pressure vessel B (VP-B) obtained from division II, also their 3d models were created by CAD software. The main difference between them is the thickness of their structural components (shell, heads, etc.). The results can be crucial during the analysis of the project's viability because there could be interferences on variables such as cost and transport logistics.

Keywords: Design, Pressure Vessel, ASME Code.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - VASO DE PRESSÃO.....	12
Figura 2 – LONGO CILINDRO DE PAREDES FINAS COM PRESSÃO INTERNA E SUAS TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS ( $\sigma_1$ ) E AXIAIS ( $\sigma_2$ ).....	16
Figura 3 – NA FIGURA À ESQUERDA ESTÃO AS REPRESENTAÇÕES DAS TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS ( $\sigma_1$ ), E À DIREITA TENSÕES AXIAIS ( $\sigma_2$ ).....	17
Figura 4–TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS ( $\sigma_\theta$ ) E RADIAIS ( $\sigma_r$ ) DESTRIBUIDAS POR TODA A EXTENSÃO DA PAREDE EM UM VASO DE PAREDE ESPESSA.....	19
Figura 5 – ILUSTRAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO PROJETADO.....	24
Figura 6 – SUPORTE DE VASO DE PRESSÃO HORIZONTAL.....	30
Figura 7– VASO DE PRESSÃO APOIADO HORIZONTALMENTE.....	30
Figura 8 – TAMPO ELIPSOIDAL COM SEUS SEMIEIXOS “D” E “H” .....	32
Figura 9 – VASO DE PRESSÃO A (VP-A).....	37
Figura 10 – VASO DE PRESSÃO A (VP-B).....	38

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – COMPARAÇÃO DAS CATEGORIAS DE TENSÃO COM A TENSÃO ADMISSÍVEL ...	22
Tabela 2 – CARACTERÍSTICAS DO PROJETO DO VASO DE PRESSÃO. ....	23
Tabela 3 – CARACTERÍSTICAS DOS ACESSÓRIOS DO VASO DE PRESSÃO. ....	24
Tabela 4 – PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO ASTM A106 C .....	25
Tabela 5 – VASO DE PRESSÃO VP-A. ....	36
Tabela 6 – VASO DE PRESSÃO VP-B. ....	37

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	12
<b>2</b>	<b>OBJETIVOS</b>	13
2.1	OBJETIVO GERAL	13
2.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
<b>3</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	14
3.1	NORMAS DE REGULAMENTAÇÃO BRASILEIRAS (NR)	14
3.2	CÓDIGO ASME	14
3.2.1	CÓDIGO ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO I	15
3.2.2	CÓDIGO ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO II	15
3.3	PROJETOS DE VASOS DE PRESSÃO	15
3.4	TEORIA DAS CASCAS	16
3.5	CRITÉRIOS DE FALHA COM BASE EM ESCOAMENTO	20
3.5.1	CRITÉRIO DE VON MISES	21
3.5.2	CRITÉRIO DE TRESCA	21
3.5.3	FUNDAMENTOS DO PROJETO POR ANÁLISE	21
3.5.4	CATEGORIZAÇÃO DAS TENSÕES	22
3.5.5	CORRELAÇÃO ENTRE CATEGORIAS DE TENSÕES E TENSÕES LIMITANTES	22
<b>4</b>	<b>METODOLOGIA</b>	23
4.1	VASO DE PRESSÃO	23
4.2	SELEÇÃO DO MATERIAL DE CONFECÇÃO DO VASO DE PRESSÃO	24
4.3	CÁLCULO DAS ESPESSURAS ATRAVÉS DO CÓDIGO ASME	26
4.3.1	VASO DE PRESSÃO PELA DIVISÃO I (VP-A)	26
4.3.2	VASO DE PRESSÃO PELA DIVISÃO II (VP-B)	30
<b>5</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b>	36
<b>6</b>	<b>CONCLUSÕES</b>	39
<b>7</b>	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	40

## 1 INTRODUÇÃO

Embora muitas vezes passem despercebidos, vasos de pressão estão mais presentes no cotidiano do que se possa imaginar, vide a popular panela de pressão, que é um dos utensílios principais na cozinha brasileira. Segundo TELLES (1996), independente de formato, finalidade, tipo ou dimensões, todos os reservatórios herméticos capazes de conter um fluido pressurizado são designados genericamente como “Vaso de Pressão”. A Figura 1 apresenta um vaso de pressão.

Figura 1 - VASO DE PRESSÃO



Fonte: <http://brn-engg.com/wp-content/uploads/2012/08/pressure-vessel-sample.jpg>

Além de sua aplicação na área culinária, é no setor industrial onde a presença dos vasos de pressão se dá de forma mais expressiva, sendo geralmente de grande porte, elevado custo. A presença desse componente se estende desde tanques de armazenagem em processos de produção, até em reatores nucleares com elevadas pressão e temperatura. Essa vasta gama de aplicações é somada as características ímpares de cada planta industrial onde o vaso será aplicado, requer um projeto específico para uma dada aplicação.

Dada a importância do vaso de pressão na engenharia, e a falta de uma disciplina que aborde o tema de forma específica durante o curso, este trabalho foi definido como uma forma de introdução ao projeto de vasos de pressão. Como resultados foram obtidos dois vasos, sendo projetados de acordo com as divisões I e II da seção VIII da norma *ASME Boiler & Pressure Vessel Code*, e por fim seu modelamento utilizando um software de CAD.

## **2 OBJETIVOS**

### **2.1 OBJETIVO GERAL**

- Projetar um vaso de pressão com base na norma ASME Seção VIII Divisão I e II.

### **2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

- Com base na norma e nas condições de operação, projetar o vaso de pressão;
- Representar o vaso de pressão projetado em modelos tridimensionais;
- Analisar a espessura do vaso de pressão e evidenciar sua influência nas tensões e seu impacto no projeto.

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

#### 3.1 NORMAS DE REGULAMENTAÇÃO BRASILEIRAS (NR)

De acordo com a ABNT (2019), norma é o documento em que as regras para prevenção e solução de problemas estão formuladas, e que conta com o consenso e cooperação de todos os interessados.

Com a finalidade de garantir segurança durante seu uso, o projeto de vasos de pressão deve seguir normas e códigos que são confiáveis devido ao seu longo histórico empírico. Uma vez que o vaso de pressão pode ser submetido a altas pressões e temperaturas durante sua vida útil, deve-se evitar o risco de falhas e acidentes apoiando-se nas normas.

A Norma Regulamentadora número 13 (NR-13) é a base para a consulta dos requisitos operacionais de caldeiras a vapor, vasos de pressão e suas tubulações, visando à segurança e à saúde dos trabalhadores. Esta norma regulamentadora define vaso de pressão como equipamentos que contêm fluidos sob pressão interna ou externa, diferente da atmosférica. Dado seu caráter consultivo, a NR-13 orienta o uso de normas determinísticas para o projeto dos vasos, como por exemplo a norma ASME. A NR-13 também define procedimentos de operação, acompanhamento e manutenção, e inspeção, e as condutas obrigatórias nos locais onde se localizam os vasos de pressão e caldeiras.

As NRs fornecem orientações inerentes à segurança e medicina do trabalho. São de observância obrigatória em todas as empresas brasileiras regidas pela Consolidação das Leis do Trabalho (CLT), segundo a Portaria N° 3.214 de 8 de Junho de 1978, sendo citadas no Capítulo V, Título II da CLT.

#### 3.2 CÓDIGO ASME

A Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos, ASME (*American Society of Mechanical Engineers*), é uma organização profissional sem fins lucrativos fundada em 1880 que promove o papel do engenheiro na sociedade através da colaboração, partilha de conhecimento e desenvolvimento de habilidades em todas as disciplinas de engenharia através de programas em educação continuada, elaboração de códigos e normas, desenvolvimento profissional, etc., ASME (2019).

O código ASME possui diversas seções, dentre elas está a seção VIII que trata de caldeiras e vasos de pressão (*ASME Boiler and Pressure Vessel Code*). Embora a sua revisão mais nova, a edição 2019, a versão utilizada nesse trabalho é a 2015, devido a sua disponibilidade.

### 3.2.1 CÓDIGO ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO I

De acordo com ASME Seção VIII (2015), a divisão 1 provê os requisitos para o projeto, fabricação, inspeção, teste e certificação de vasos de pressão que operam a pressões internas ou externas acima de 15 psi (0,103 MPa) e até 2900 psi (20 MPa). Os vasos quando submetidos a chama são chamados de caldeiras e geralmente possuem como principal finalidade a geração de vapor. A pressão também pode ser obtida de uma fonte externa ou pela aplicação de calor de uma fonte direta ou indireta, ou ainda qualquer combinação destes.

Adicionalmente, a divisão 1 estabelece regras para a determinação dos componentes do vaso de pressão, como casco, tampos, reduções, flanges, bocais etc. Fornece também os métodos utilizados no projeto, construção e fabricação por meio de soldagem, forjamento, brasagem, e apêndices obrigatórios e não obrigatórios detalhando os critérios suplementares de design, ensaios não destrutivos e padrões de aceitação e inspeção.

### 3.2.2 CÓDIGO ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO II

Segundo ASME Seção VIII (2015), a divisão 2 permite maiores valores de intensificação de estresse no projeto de vasos de pressão, além de análises por meios matemáticos e simulações, porém requer um cuidado maior na escolha dos materiais empregados no projeto, e exames e ensaios não destrutivos mais rigorosos do que na divisão 1.

Diferente da divisão 1, em que o dimensionamento dos vasos de pressão dá-se basicamente pela tensão nos componentes principais, a divisão 2 atenta para uma classificação de tensões resultantes de cargas combinadas, análise de tensões em descontinuidades geométricas e análises de fadiga devido a ciclagens mecânicas e térmicas.

## 3.3 PROJETOS DE VASOS DE PRESSÃO

O projeto de vasos de pressão deve, dentre outros fatores e quando houver necessidade, levar em conta a pressão interna ou externa e a temperatura do vaso, o seu peso e dos seus acessórios, bem como suas reações estáticas, tanto durante seu uso, quanto durante teste

hidrostático. Vale salientar que vasos de pressão podem contar com aparatos como motores, válvulas de grande porte, tubulações etc. que podem gerar esforços consideráveis, ASME Seção VIII (2015).

Ainda de acordo com ASME Seção VIII (2015), outro fator importante e que deve ser levado em conta é a questão da fadiga. Ciclagens térmicas, e mecânicas tanto no vaso, quanto em seus anexos podem vir a ser a causa de falhar com o decorrer da vida útil do equipamento. Para agravar ainda mais, o choque entre fluidos dentro do vaso pode gerar cargas de impacto. Questões ambientais também devem ser levadas em consideração, pois abalos sísmicos, neve e o vento podem constituir esforços.

Este trabalho analisa um vaso de pressão cujo projeto foi desenvolvido sem que houvesse nenhum outro semelhante em uso. Os parâmetros levados em consideração são amplamente consolidados em norma, ASME Seção VIII Divisões I e II (2015), e sua aplicação é corriqueira na academia e indústria.

### 3.4 TEORIA DAS CASCAS

A teoria das cascas finas é o norte do projeto de vasos de pressão (BEER & JOHNSTON, 2017). Considerando uma longa e fina casca cilíndrica de raio “ $r$ ” e espessura “ $t$ ”, de comprimento “ $L$ ” ao longo do eixo X, e sob uma carga de pressão interna “ $p$ ”. O cilindro em questão também é fechado nas extremidades. A carga produz tensões na parede do cilindro, essas tensões são orientadas nas direções circunferencial e axial, respectivamente, consoante ilustrado na Figura 2 e 3.

Figura 2 – LONGO CILINDRO DE PAREDES FINAS COM PRESSÃO INTERNA E SUAS TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS ( $\sigma_1$ ) E AXIAIS ( $\sigma_2$ ).

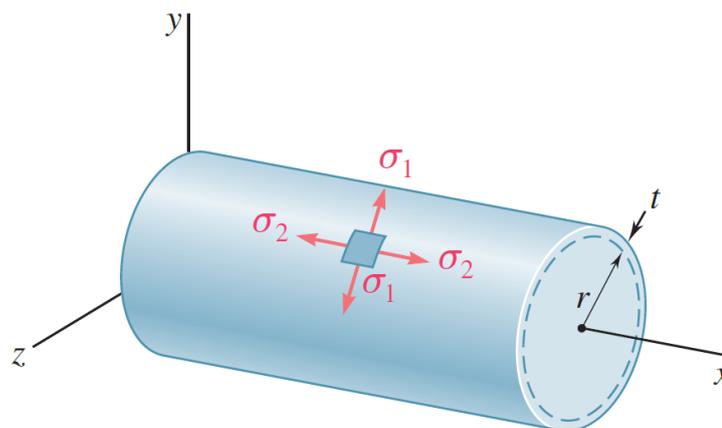
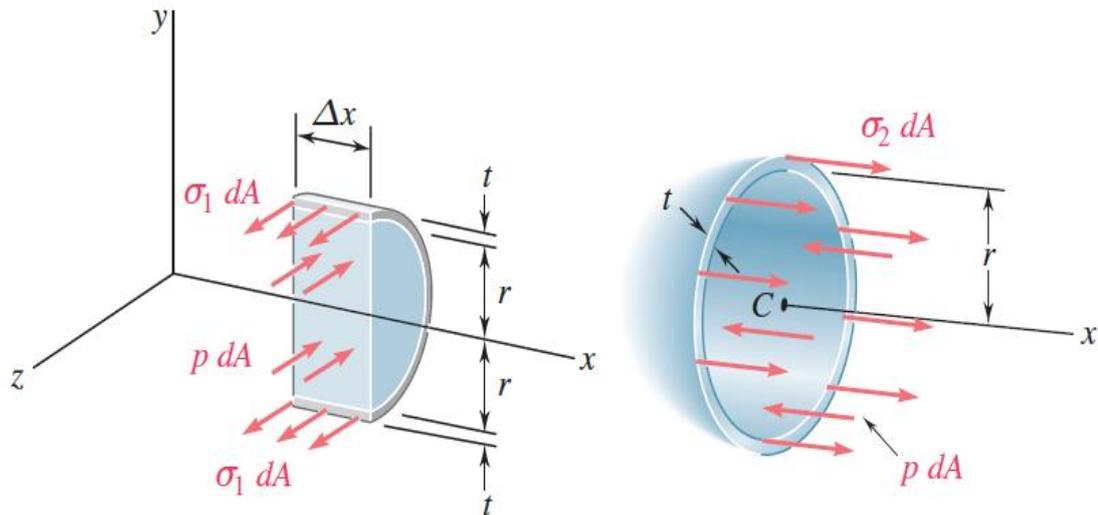


Figura 3 – NA FIGURA À ESQUERDA ESTÃO AS REPRESENTAÇÕES DAS TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS ( $\sigma_1$ ), E À DIREITA TENSÕES AXIAIS ( $\sigma_2$ ).



Fonte: Adaptado de BEER & JOHNSTON (2017).

Considerando o cilindro como longo o suficiente para que não haja esforços de flexão e fino o bastante, em outras palavras, sua espessura é muito menor que o seu raio ( $r \geq 10t$ ), as tensões podem ser consideradas como uniformes em toda a sua espessura e ao longo do seu comprimento. As tensões são consequência da pressão interna aplicada ao cilindro. A partir de agora a tensão circunferencial ( $\sigma_1$ ) será chamada de ( $\sigma_\theta$ ) e a tensão axial ( $\sigma_2$ ) será chamada de ( $\sigma_x$ ). Será também considerada a tensão radial ( $\sigma_r$ ), perpendicular à superfície do cilindro.

As tensões circunferenciais, axiais e radial são chamadas de tensões de membrana e são obtidas através das equações 3.1, 3.2 3.3, respectivamente.

$$2tL\sigma_\theta = 2rLp$$

$$\sigma_\theta = \frac{pr}{t} \quad (3.1)$$

Onde:

$\sigma_\theta$  = tensão circunferencial;

L = comprimento;

p = pressão;

r = raio;

t = espessura.

Para a tensão axial:

$$2\pi r t \sigma_x = \pi r^2 p$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} \quad (3.2)$$

Onde:

$\sigma_x$  = tensão axial.

Para a tensão radial:

$$\sigma_r = -p \quad (3.3)$$

Onde:

$\sigma_r$  = tensão radial.

Outro parâmetro a ser determinado é a tensão equivalente de Von Mises. Assumindo componentes de cisalhamento nulas no sistema principal, as tensões principais recebem as componentes de tensão circunferencial, axial e radial. Dessa forma,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_x$  e  $\sigma_r$  têm seus valores atribuídos à  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ , respectivamente. A equação 3.4 define a tensão equivalente de Von Mises.

$$S_e = \sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \quad (3.4)$$

Onde:

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

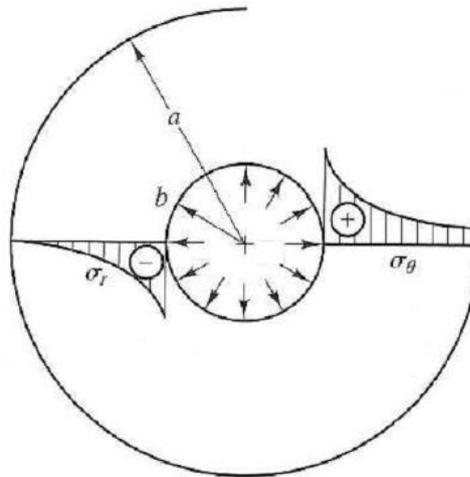
$\sigma_1$  = tensão principal no eixo 1;

$\sigma_2$  = tensão principal no eixo 2;

$\sigma_3$  = tensão principal no eixo 3.

Existem casos em que a espessura da casca do cilindro deve ser levada em consideração. Nesses casos, haverá um campo de distribuição de tensões dentro da parede do vaso. A Figura 4 ilustra a distribuição de tensões em um cilindro de parede espessa.

Figura 4–TENSÕES CIRCUNFERENCIAIS ( $\sigma_\theta$ ) E RADIAIS ( $\sigma_r$ ) DESTRIBUIDAS POR TODA A EXTENSÃO DA PAREDE EM UM VASO DE PAREDE ESPESSA.



Fonte: Adaptado de SPENCE E TOOTH (1994).

Nos casos em que a espessura ( $t$ ) e o raio ( $r$ ) não satisfazem a condição  $r/t \geq 10$ , tem-se um cilindro de parede espessa. Segundo SPENCE E TOOTH (1994), as equações de Lamé devem ser aplicadas, e estas são apresentadas nas equações 3.5, 3.6 e 3.7.

$$\sigma_\theta = \frac{p \left( 1 + \left( \frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left( \frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (3.5)$$

$$\sigma_r = \frac{p \left( 1 - \left( \frac{r_0}{r} \right)^2 \right)}{\left( \frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (3.6)$$

$$\sigma_x = \frac{p}{\left( \frac{r_0}{r_i} \right)^2 - 1} \quad (3.7)$$

Onde:

$\sigma_\theta$  = tensão circunferencial;

$\sigma_r$  = tensão radial;

$\sigma_x$  = tensão axial;

$r_0$  = raio externo;

$r_i$  = raio interno;

$r$  = raio;

$p$  = pressão.

Existe ainda o caso de vasos de pressão “moderadamente espessos”. Para esses cilindros é possível utilizar uma aproximação de um diâmetro médio para calcular a tensão circunferencial através da teoria das cascas finas. A equação 3.8 fornece o diâmetro médio.

$$D_m = D_i + t \quad (3.8)$$

Onde:

$D_m$  = diâmetro médio;

$D_i$  = diâmetro interno;

$t$  = espessura.

Aplicando o diâmetro médio ( $D_m$ ) na equação 3.1, tem-se a equação 3.9.

$$\sigma_\theta = \frac{pD_m}{2t} = \frac{p(D_i + t)}{2t} \quad (3.9)$$

Igualando a tensão circunferencial à tensão admissível de projeto ( $S$ ) na equação 3.9 e resolvendo para isolar a espessura ( $t$ ), obtém-se a equação 3.10.

$$t = \frac{pD_i}{2S - p} \quad (3.10)$$

Durante a etapa inicial de projetos de vasos de pressão, a equação 3.10 é muito utilizada pois fornece o valor aproximado para a espessura do vaso. Entretanto, segundo SPENCE E TOOTH (1994), as regiões onde tampos de fechamento ou derivações (bocas de visita, entradas, drenos etc.) são soldados a parte cilíndrica a distribuição de tensões nesses locais dá-se de forma complexa. Por isso a análise dessas regiões requer uma abordagem especial.

### 3.5 CRITÉRIOS DE FALHA COM BASE EM ESCOAMENTO

Na prática, as tensões atuam em duas ou três direções, o que configura um estado multiaxial de tensões. Logo, a falha por escoamento é resultado de todos os componentes de tensões combinados, e não de esforços individuais. No estudo de escoamento em materiais metálicos, as teorias mais difundidas e utilizadas são as baseadas no critério de Von Mises no critério de Tresca.

### 3.5.1 CRITÉRIO DE VON MISES

No critério de Von Mises, ou teoria da energia de deformação, a falha por escoamento ocorre em um determinado elemento cujas tensões principais são  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ , de acordo com a equação 3.11.

$$[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} = \pm \frac{\sigma_y}{2} \quad (3.11)$$

Onde:

$\sigma_y$  = tensão de escoamento do material.

### 3.5.2 CRITÉRIO DE TRESCA

No critério de Tresca, ou teoria da tensão cisalhante máxima, a falha por escoamento ocorre em um determinado elemento cujas tensões principais são  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ , de acordo com a equação 3.12.

$$\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)}{2} \text{ ou } \frac{(\sigma_2 - \sigma_3)}{2} \text{ ou } \frac{(\sigma_3 - \sigma_1)}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2} \quad (3.12)$$

Onde:

$\sigma_y$  = tensão de escoamento do material.

Cada um dos termos da equação 3.12 é chamado de tensão máxima de cisalhamento. De acordo com SPENCE E TOOTH (1994), devido aos diferentes tipos de tensão, estas podem ser categorizadas em graus de importância, sendo por fim computadas sob forma de intensidade de tensões.

### 3.5.3 FUNDAMENTOS DO PROJETO POR ANÁLISE

Um projeto de análise de tensões requer algumas considerações como equilíbrio, compatibilidade dos deslocamentos de deformação e continuidade nas suas relações constitutivas, SPENCE E TOOTH, 1994.

A primeira consideração é que haja equilíbrio entre os carregamentos, sejam eles internos ou externos. A segunda consideração é que haja compatibilidade dos deslocamentos de deformação, de forma que não se formem defeitos como trincas ou bicos, que atuariam como

acumuladores de tensões. Por último, considera-se que haja continuidade das relações constitutivas do material de maneira que a relação entre uma carga e a deformação produzida por ela possa ser compilada em um gráfico do tipo tensão-deformação.

É importante salientar que mesmo tendo essas três considerações, o modelo matemático é idealizado e muito dificilmente será igual a um modelo real. Logo, o que se tem é uma solução analítica proveniente de um modelamento matemático aproximado do real.

### 3.5.4 CATEGORIZAÇÃO DAS TENSÕES

O código ASME Seção VIII (2015) estabelece, para os variados tipos de cargas, categorias de limites de tensões admissíveis diferentes. A primeira categoria é a Tensão Primária, que é causada pelo carregamento imposto no sistema. Essa tensão mantém o equilíbrio entre as forças externas e internas do sistema. A Tensão Primária se divide ainda em Tensões de membrana primárias gerais ( $P_m$ ), Tensões de membrana primárias locais ( $P_l$ ) e Tensões de flexão primárias, ( $P_b$ ). A segunda categoria é a Tensão Secundária ( $Q$ ) que é gerada pela autorrestrrição do sistema. A última categoria é a Tensão de Pico ( $F$ ) que é tensão de maior intensidade de uma determinada região do sistema.

### 3.5.5 CORRELAÇÃO ENTRE CATEGORIAS DE TENSÕES E TENSÕES LIMITANTES

O código ASME Seção VIII (2015) correlaciona as categorias de intensidade de tensão com as tensões limitantes através de múltiplos da tensão admissível de projeto ( $S_{adm}$ ). Essa correlação está na Tabela 1.

Tabela 1 – COMPARAÇÃO DAS CATEGORIAS DE TENSÃO COM A TENSÃO ADMISSÍVEL

Categoria de Tensões	Tensões Admissíveis	Tensão de Escoamento
Primárias de membrana gerais ( $P_m$ )	$S_{adm}$	$2S_y / 3$
Primárias de membrana gerais ( $P_l$ )	$1,5 S_{adm}$	$S_y$
Primárias gerais + locais + flexão ( $P_m + P_l + P_b$ )	$1,5 S_{adm}$	$S_y$
Primárias + Secundárias ( $P_m + P_l + P_b + Q$ )	$3S_{adm}$	$2S_y$

Fonte: ASME SEÇÃO VIII DIVISÃO I, 2015

## 4 METODOLOGIA

Esse trabalho serve como uma introdução ao projeto de vasos de pressão, e para isso utiliza a norma ASME Seção VIII Divisões I e II como diretrizes de projeto. A metodologia adotada segue tomando como base o trabalho de SILVA (2015).

### 4.1 VASO DE PRESSÃO

O princípio do projeto de um vaso de pressão é dado com a definição das suas condições de projeto e operação. Respeitar essas condições, como a pressão e temperatura de projeto e de trabalho, é o requerimento mínimo que deve ser satisfeito para que o vaso possa operar em segurança. Depois disso as características do vaso em si são definidas. É nesse momento em que são determinadas as dimensões, componentes.

Neste trabalho será projetado um vaso de pressão virtual que não representa nenhum outro real. Embora o vaso projetado seja uma idealização, ele se aproximará muito de um sistema real, e todos os requisitos de projeto para garantir a segurança durante sua vida útil são respeitados e satisfeitos. A Tabela 2 expõe as características do projeto do vaso de pressão.

Tabela 2 – CARACTERÍSTICAS DO PROJETO DO VASO DE PRESSÃO.

<b>Características do Projeto do Vaso de Pressão</b>	
Fluído de Trabalho	Hidrocarboneto + água
Diâmetro Interno	1700 mm
Comprimento entre tangentes	4600 mm
Temperatura de Projeto	60° C
Temperatura de Trabalho	49° C
Tampos	ASME 2:1 Elipsoidal
Ensaio Não Destrutivo por Radiografia	100%
Pressão de Projeto (P. P.)	6 MPa (61,2 kgf/cm <sup>2</sup> )
Pressão de Trabalho	5 MPa (51 kgf/cm <sup>2</sup> )
Pressão Máxima de Trabalho	8 MPa (81,6 kgf/cm <sup>2</sup> )

Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

Uma vez definidas as características básicas do vaso, o projeto segue para a fase de definição de seus componentes anexos e suas dimensões. O projetado conta com uma boca de visita, um dreno, linha principal, poço de dreno, saída de líquido baixa, saída de vapor alta, válvulas de segurança e um vente. Cada um dos anexos possui peculiaridades e sua instalação deve ser feita respeitando as características do vaso de pressão. A Tabela 3 enumera os componentes anexos, bem como sua quantidade e características.

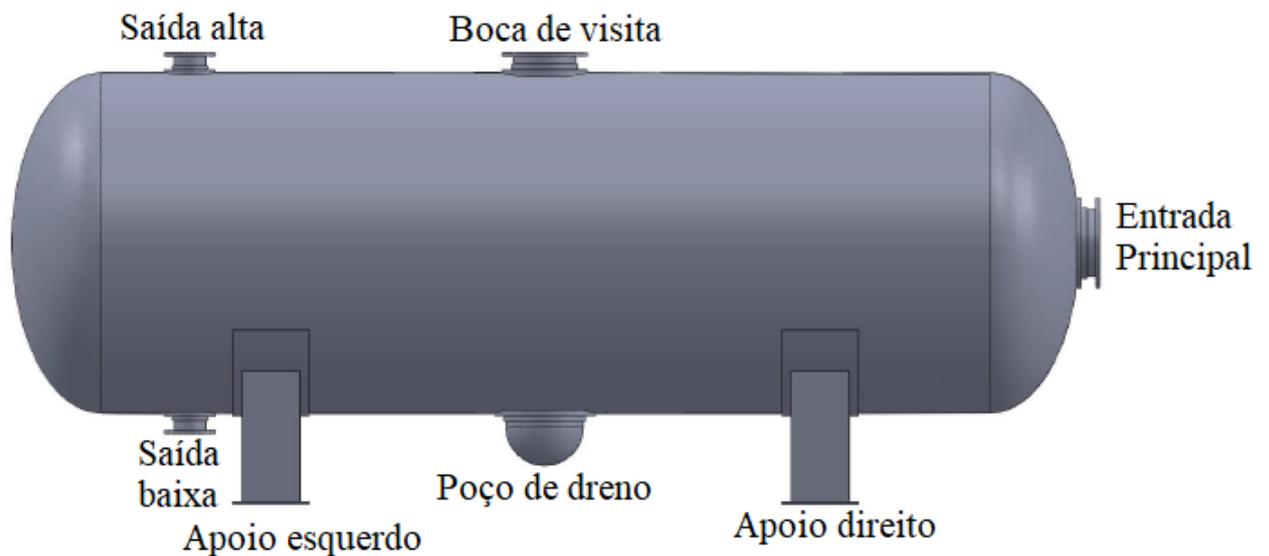
Tabela 3 – CARACTERÍSTICAS DOS ACESSÓRIOS DO VASO DE PRESSÃO.

<b>Características dos Acessórios do Vaso de Pressão</b>		
<b>ACESSÓRIO</b>	<b>QUANTIDADE</b>	<b>CARACTERÍSTICA</b>
Boca de Visita (BV)	01	12” Diam. Int. (305 mm)
Dreno (Dr)	01	1” (25,4 mm)
Linha Principal (MW)	01	13” Diam. Int. (330,2 mm)
Poço de dreno (B)	01	15” Diam. Ext. (380 mm)
Saída de líquido baixa (Sl)	01	6” Diam. Int. (152,4 mm)
Saída de vapor alta (Sv)	01	6” Diam. Int. (152,4 mm)
Válvula de segurança (Vs)	01	110% P. P. (6,6 MPa)
Vente (V)	01	1” (25,4 mm)

Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

Este trabalho baseia-se na seção VIII do código ASME, que trata do projeto de vasos de pressão, com o uso específico das divisões I e II desta seção. Também é utilizada a Norma Regulamentadora 13 (NR-13), que é a norma brasileira que versa sobre vasos de pressão. Uma ilustração global do vaso e seus acessórios anexados dá-se na Figura 5.

Figura 5 – ILUSTRAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO PROJETADO.



Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

#### 4.2 SELEÇÃO DO MATERIAL DE CONFECÇÃO DO VASO DE PRESSÃO

O vaso de pressão é um dispositivo que embora esteja imóvel, há uma dinâmica de ciclagens térmicas e de pressão durante sua utilização. Logo, o material que ele será feito deve ser capaz de suportar essas variações e ainda ser resistente a possíveis intempéries químicas causadas pelo fluido de trabalho. Dado o fluido de trabalho ser hidrocarbonetos e água, reações químicas podem ocorrer dentro do vaso e ter como produtos ácidos que podem corroê-lo. Por conta desse risco de corrosão uma sobre-espessura será adicionada ao vaso para compensar a perda de material devido a corrosão e assim suportar a pressão de trabalho.

O aço ASTM A106 C é um aço carbono de alta resistência e de baixa liga com boa soldabilidade. Este aço pode ser usado tanto para fins estruturais quanto mecânicos, e normalmente pode ser dobrado, bobinado e flangeado, possibilitando uma amplitude de aplicações em caldeiras, vasos de pressão, e uso industrial em geral. Tanto o vaso como os seus apoios serão feitos do mesmo material possibilitando uma maior consistência na estrutura. A Tabela 4 resume as propriedades mecânicas do aço em questão.

Tabela 4 – PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO ASTM A106 C

<b>PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO ASME A106 C</b>	
Tensão Última ( $S_u$ ) (temperatura ambiente)	485 MPa*
Tensão de Escoamento ( $S_y$ ) (temperatura ambiente)	275 MPa*
Elongação mínima	30%
Temperatura de projeto	60°C
Tensão Admissível ( $S_{adm}$ ) (temperatura de projeto na DIV I)	138 MPa**
Tensão Admissível ( $S_{adm}$ ) (temperatura de projeto na DIV II)	175,2 MPa**
Coefficiente de Poisson	0.30
Módulo de Young ( $E_\gamma$ )	200 GPa

Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

Na Tabela 4 os valores com “ \* ” foram obtidos da tabela 2 para o aço AS-106 C da Parte A da Seção II do código ASME BPVC (2015), já os itens com “ \*\* ” foram obtidos da tabela 1A e 5A da Parte D em unidades métricas da Seção II do código ASME BPVC (2015). Neste trabalho durante as análises considera-se que o material é homogêneo, ou seja, não apresenta nenhuma descontinuidade ou defeito interno. Se considera também que o material é isotrópico, em outras palavras, não há variação em suas propriedades mecânicas em nenhuma direção. Por fim, considera-se que os vasos passaram por ensaios não destrutivos com raios-X em toda a sua extensão, garantindo uma eficiência de soldagem de 100% ( $E=1$ ). Entretanto, é aconselhável pelas boas práticas industriais o uso de um coeficiente de segurança para eficiência de solda de  $E=0,85$ , o que será feito pois está de acordo com a norma.

### 4.3 CÁLCULO DAS ESPESSURAS ATRAVÉS DO CÓDIGO ASME

Com a finalidade de garantir os requisitos mínimos de segurança e otimizar o projeto dos vasos de pressão, este trabalho se fundamentou no Código ASME BPVC Seção VIII Divisões I e II na versão de 2015. Neste trabalho o vaso projetado com a divisão I é chamado VP-A e o projetado com a divisão II é chamado VP-B.

#### 4.3.1 VASO DE PRESSÃO PELA DIVISÃO I (VP-A)

Cada componente do VP-A foi calculado separadamente através das instruções da divisão I da seção VIII do ASME BPVC. Enumerados de 1 a 8, segue o projeto de cada componente ou elemento constituinte do vaso em questão.

##### 1 – Costado

Conforme a divisão I da Seção VIII do BPVC (2015) a espessura de vasos de pressão cilíndricos é calculada com a Equação 4.1 que fornece um valor mínimo para a espessura do costado do vaso.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6p} \quad (4.1)$$

A partir dos valores da Tabela 2 obteve-se o valor  $t = 44,85$  mm. A esse valor adiciona-se 4 mm de sobre-espessura de corrosão, assim obtendo-se  $t_c = 48,85$  mm, conferindo uma margem para corrosão que aumenta ainda mais a resistência do vaso, e por fim foi admitido como espessura final o valor  $t_f = 50,8$  mm (duas polegadas) que é uma medida comercial. A partir dessa nova espessura, com a Equação 4.2 foi calculado o valor de pressão que o costado poderia se submeter.

$$P_f = \frac{SEt_f}{R + 0,6t_f} \quad (4.2)$$

O valor fornecido pela Equação 4.2 foi  $P_f = 6,77$  MPa, que é maior que a pressão de projeto ( $P = 6$  MPa), assim o valor determinado satisfaz as condições de segurança da norma.

É necessário ainda confrontar se o vaso atende a classificação de parede fina, o que pode ser feito com a Equação 4.3, e ainda determinar a tensão circunferencial com a Equação 3.1 e a tensão axial com a Equação 3.2.

$$\sigma_{\theta} = \frac{pr}{t} \quad (3.1)$$

$$\sigma_x = \frac{pr}{2t} \quad (3.2)$$

$$\frac{R}{t_f} \geq 10 \quad (4.3)$$

Do quociente entre o raio do VP e a espessura final obteve-se o valor 16,73, o que satisfaz a Equação 4.3 classificando como finas as paredes do vaso de pressão. Das Equações 3.1 e 3.2 obteve-se os valores  $\sigma_{\theta} = 100,4$  MPa e  $\sigma_x = 50,2$  MPa, sendo ambas menores que a tensão admissível pela Divisão I que é  $S_{adm} = 138$  MPa.

## 2 – Tampo elipsoidal ASME 2:1

Este tipo de tampo tem seu nome devido a relação entre seus semieixos, o maior é o dobro do menor. Neste trabalho o semieixo maior tem o valor do raio do vaso de pressão ( $R=850$  mm), e o semieixo menor a metade (425 mm). Conforme a divisão I da Seção VIII do BPVC (2015) a espessura do tampo do vaso de pressão é calculada com a Equação 4.4.

$$t = \frac{PD}{2SE - 0.2P} \quad (4.4)$$

A partir dos valores de projeto obteve-se o valor  $t = 43,71$  mm. A esse valor adiciona-se 4 mm de sobre-espessura de corrosão, assim obtendo-se  $t_c = 47,71$  mm. Entretanto, com a finalidade de proporcionar uma maior uniformidade no vaso, aos tampos também foi admitido como espessura final o valor  $t_f = 50,8$  mm (medida comercial). Para este novo valor de espessura o valor de pressão que os tampos poderiam ser submetidos foi calculado com a Equação 4.5.

$$P_f = \frac{2SEt_f}{D + 0,2t_f} \quad (4.5)$$

O valor fornecido pela Equação 4.5 foi  $P_f = 6,97$  MPa, que é maior que a pressão de projeto ( $P = 6$  MPa), assim o valor determinado satisfaz as condições de segurança da norma.

## 3 – Boca de Visita

A boca de visita é um acessório que propicia a avaliação e manutenção do vaso de pressão. Para determinar a espessura da boca de visita é utilizado o procedimento do cálculo de espessura do costado, assim foi utilizada a Equação 4.1 e os dados da Tabela 3, resultando um valor de  $t = 8,05$  mm. Ao adicionar a sobre-espessura de corrosão, o valor final da espessura da boca de visita é  $t_c = 12,05$  mm, e por fim como espessura final o valor  $t_f = 12,7$  mm (meia polegada).

A boca de visita é fechada por um flange, logo, este também deve ser especificado. Como a pressão de projeto do VP é 6 MPa, segundo a norma ASME B16.5 (2013) o flange adequado é de classe 900#, onde o símbolo “#” representa a unidade psi (libra por polegada quadrada). A classe 900# suporta pressões de até 6,2 MPa (900 psi), por isso é compatível com o projeto.

Para incluir os acessórios do vaso de pressão é necessário fazer orifícios no costado, que geram acumuladores de tensões e assim o fragilizam. Há um dispositivo chamado Sela que é feita do mesmo material do vaso e serve para minimizar essas tensões. Segundo SILVA (2015), a Equação 4.6 determina a área mínima da sela.

$$A_S = d * t_c * F + 2 * t_c * t_n * F * (1 - f_{r1}) \quad (4.6)$$

O fator  $f_{r1}$  é o fator de correção de área é dado com base na tensão do material do bocal sobre a tensão do material do vaso, como ambos são feitos do mesmo material este fator é igual a 1,0 e assim o segundo termo da Equação 4.6 é nulo. Para o fator “d” a norma ASME estabelece assumir o menor valor dentre o diâmetro do vaso dividido por 3 (D/3) ou 1016. O fator  $t_c$  corresponde a espessura do costado e por fim o fator “F” é um coeficiente de valor 0,5.

Com os dados do parágrafo anterior a Equação 4.6 fornece uma área circular de  $A_S = 14167$  mm<sup>2</sup>. A Equação 4.7 fornece o comprimento equivalente de raio da sela.

$$r = \sqrt{\frac{A_S}{\pi}} \quad (4.7)$$

Da Equação 4.7 obtém-se o valor de  $r = 67,15$ mm. Esse valor é um comprimento mínimo, então foi decidido utilizar 60 mm na horizontal e 50 mm na vertical da sela de espessura de 12,7 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

4 – Saída Alta de Vapor / Saída Baixa de Líquido

Ambos dispositivos são dimensionados da mesma forma da boca de visita, ou seja, sua espessura é dada pela Equação 4.1, resultando em uma espessura de  $t = 4,02\text{mm}$  que levando em conta a sobre-espessura de corrosão será  $t_f = 8\text{mm}$ . Também de maneira semelhante ao item anterior, as suas selas são calculadas com as Equações 4.6 e 4.7, resultando em reforços de 50 mm na horizontal e 30 mm na vertical da sela de espessura de 12,7 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 5 – Entrada Principal

A entrada principal tem sua espessura determinada com a Equação 4.1 resultando em uma espessura de  $t = 8,71\text{ mm}$  que levando em conta a sobre-espessura de corrosão será  $t_f = 12,7\text{ mm}$ . A sua sela foi calculada com as Equações 4.6 e 4.7, resultando em reforços de 60 mm na horizontal e 60 mm na vertical da sela de espessura de 12,7 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 6 – Poço de Drenagem

O poço de drenagem serve para expurgar líquidos que se armazenam no fundo do VP. Sua espessura determinada com a Equação 4.1 resultando em uma espessura de  $t = 10,03\text{ mm}$  que levando em conta a sobre-espessura de corrosão será  $t_f = 12,7\text{ mm}$ . A sua sela foi calculada com as Equações 4.6 e 4.7, resultando em reforços de 60 mm na horizontal e 50 mm na vertical da sela de espessura de 12,7 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 7 – Tampo do Poço de Drenagem

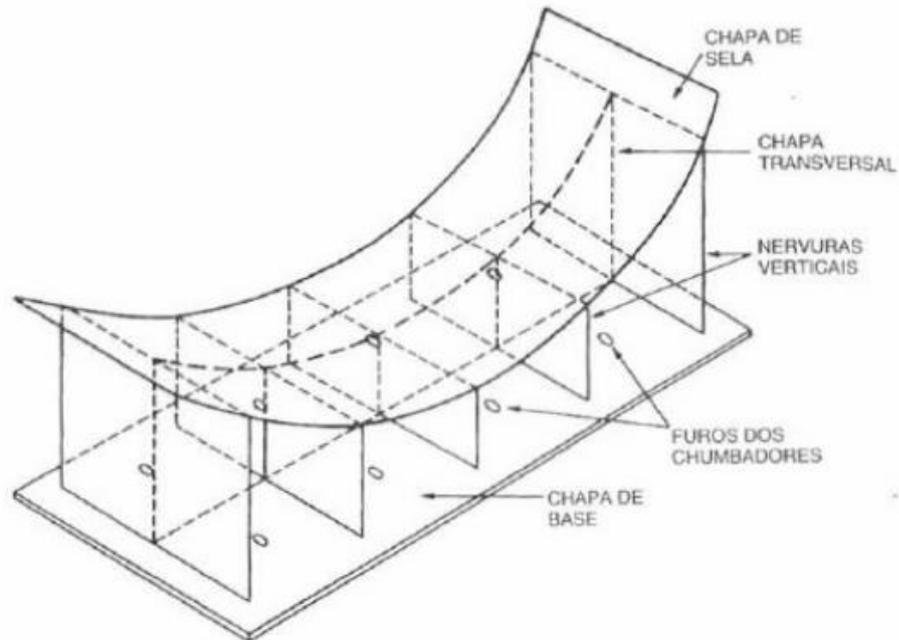
Este tampo teve a espessura calculada da mesma forma que o poço de drenagem, e será de formato semiesférico com a mesma espessura do poço de drenagem,  $t_f = 12,7\text{ mm}$ .

#### 8- Suportes

O vaso de pressão projetado nesse trabalho é horizontal e suportado por dois suportes, também chamados de berços. O projeto dos berços em si foge do escopo desse trabalho, porém há algumas informações pertinentes sobre os apoios que devem ser citadas. Segundo Telles (1996), os berços devem apoiar no mínimo  $120^\circ$  da circunferência dos vasos de pressão horizontais. Além disso, para compensar a dilatação do vaso, um dos suportes deve ser completamente fixo e o outro possuir ranhuras alongadas nos chumbadores. E por fim os suportes devem ser soldados ao costado do vaso de pressão com um cordão de solda contínuo

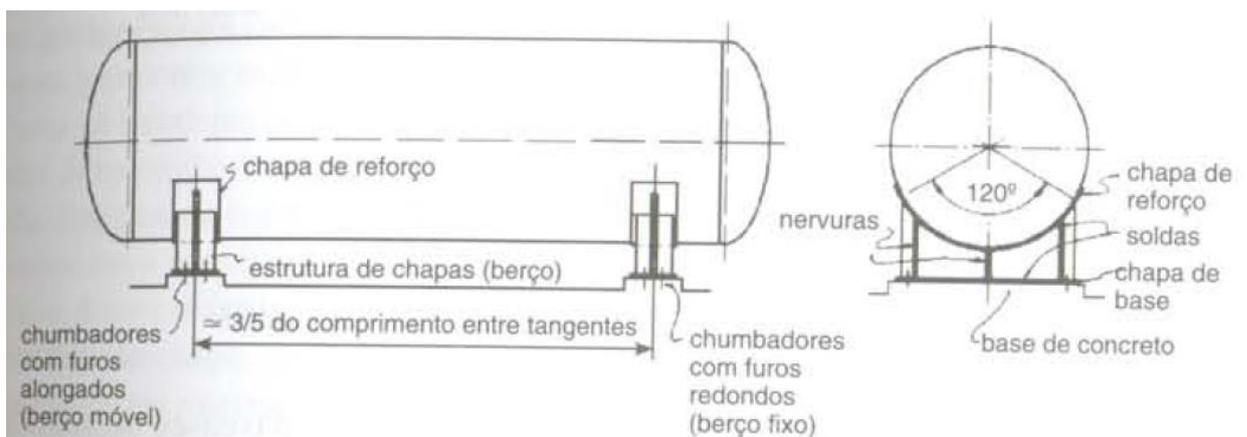
para impedir a entrada de água da chuva entre o suporte e o vaso de pressão. A Figura 6 ilustra um suporte de vasos horizontal e a Figura 7 um vaso apoiado horizontalmente.

Figura 6 – SUPORTE DE VASO DE PRESSÃO HORIZONTAL.



Fonte: Adaptado de TELLES (1996).

Figura 7– VASO DE PRESSÃO APOIADO HORIZONTALMENTE.



Fonte: Adaptado de TELLES (1996).

#### 4.3.2 VASO DE PRESSÃO PELA DIVISÃO II (VP-B)

Cada componente do VP-B foi calculado separadamente através das instruções da divisão II da seção VIII do ASME BPVC. Enumerados de 9 a 16, segue o projeto de cada componente ou elemento constituinte do vaso em questão.

#### 9 – Costado

Na divisão II da Seção VIII do BPVC (2015) está a Equação 4.8 que fornece um valor mínimo para a espessura do costado do vaso.

$$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right] \quad (4.8)$$

A partir dos valores de projeto obteve-se o valor  $t = 34,95$  mm. A esse valor adiciona-se 3,15 mm de sobre-espessura de corrosão, assim obtendo-se  $t_c = 38,1$  mm ( $1\frac{1}{2}$  polegadas), conferindo uma margem para corrosão que aumenta ainda mais a resistência do vaso, e por fim foi admitido como espessura final o valor  $t_f = 38,1$  mm. A partir dessa nova espessura, com a Equação 4.9 foi calculado o valor de pressão que o costado poderia se submeter.

$$P_f = SE * \ln\left(\frac{2t_f}{D} + 1\right) \quad (4.9)$$

O valor fornecido pela Equação 4.9 foi  $P_f = 6,53$  MPa, que é maior que a pressão de projeto ( $P = 6$  MPa), assim o valor determinado satisfaz as condições de segurança da norma.

É necessário ainda confrontar se o vaso atende a classificação de parede fina, o que pode ser feito com a Equação 4.3 que é o quociente entre o raio do VP e a espessura final, obtendo-se o valor 22,3, o que o classifica como vaso de pressão de paredes finas.

Por fim, ainda resta determinar a tensão circunferencial com a Equação 3.1 e a tensão axial com a Equação 3.2. Dessas equações obteve-se os valores  $\sigma_\theta = 133,86$  MPa e  $\sigma_x = 66,93$  MPa, sendo ambas menores que a tensão admissível pela Divisão II que é  $S_{adm} = 175,2$  MPa.

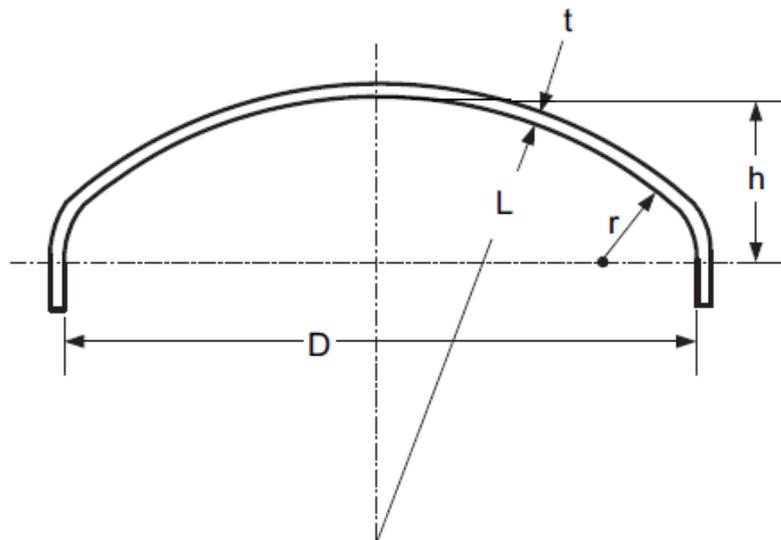
#### 10 – Tampo elipsoidal ASME 2:1

Para o VP-B foi escolhido o tampo elipsoidal ASME 2:1 com relação entre seus semieixos onde o maior tem o valor do raio do vaso de pressão ( $R=850$  mm), e o semieixo menor a metade (425 mm). Para determinar a espessura do tampo é necessário o algoritmo do cálculo da espessura dos tampos não esféricos elipsoidal da divisão II da Seção VIII do BPVC

(2015). O algoritmo será descrito através do conjunto de equações começando com a Equação 4.10 até a Equação 4.27.

A Figura 8 ilustra um tampo elíptico, bem como seus semieixos. No trabalho o semieixo maior “D” possui o mesmo valor do diâmetro do VP-B (1700 mm), e o semieixo menor a metade do seu raio (425 mm).

Figura 8 – TAMPO ELIPSOIDAL COM SEUS SEMIEIXOS “D” E “H”



Fonte: adaptado de ASME BPVC Sec. VIII Div. II (2015).

A Equação 4.10 é a razão “k” entre os semieixos do tampo, e necessita satisfazer a condição em que  $1,7 \leq k \leq 2,2$ .

$$k = \frac{D}{2h} \quad (4.10)$$

Aplicando os valores da Tabela 2 na Equação 4.10 obtém-se  $k = 2$ , o que satisfaz a condição da norma. O próximo passo é determinar do raio da coroa, L, através da Equação 4.11 e o raio da junta, r, através da Equação 4.12.

$$L = D * (0,44k + 0,02) \quad (4.11)$$

$$r = D * \left( \frac{0,5}{k} - 0,08 \right) \quad (4.12)$$

Aplicando os valores da Tabela 2 e  $k = 2$  nas Equação 4.11 e 4.12 obtém-se  $L = 1530\text{mm}$  e  $r = 289\text{ mm}$ . O próximo passo é determinar as razões  $L/D$ ,  $r/D$  e atribuir uma espessura t para

o tampo e depois calcular a razão  $L/t$  de modo que as condições das Equações 4.13, 4.14 e 4.15 sejam atendidas.

$$0,7 \leq \frac{L}{D} \leq 1,0 \quad (4.13)$$

$$\frac{r}{D} \geq 0,06 \quad (4.14)$$

$$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000 \quad (4.15)$$

Após todo o algoritmo ser efetuado, a pressão admissível no tampo será determinada e essa tem que ser maior que a pressão de projeto, caso isso não ocorra o valor de espessura atribuído desse passo deve ser refeito de forma iterativa até que o valor de pressão resultado do algoritmo seja maior que a pressão de projeto.

Aplicando os valores da Tabela 2,  $L = 1530\text{mm}$ ,  $r = 289\text{ mm}$  e atribuindo o mesmo valor de espessura do costado  $t = 38,1\text{ mm}$  (esse valor foi atribuído para evitar descontinuidades geométricas ao projeto) nas Equações 4.13, 4.14 e 4.15 obtém-se  $L/D = 0,9$ ,  $r/D = 0,17$  e  $L/t = 40,16$ , todos os valores satisfazem as condições impostas pela norma. O próximo passo é calcular um conjunto de constantes geométricas e coeficiente que estão definidos pelas Equações 4.16 até 4.20.

$$\beta_{th} = \arccos\left(\frac{0,5D - r}{L - r}\right) \quad (4.16)$$

$$\Phi_{th} = \frac{\sqrt{L * t}}{r} \quad (4.17)$$

Aplicando os valores da Tabela 2,  $L = 1530\text{mm}$ ,  $r = 289\text{ mm}$  e atribuindo o mesmo valor de espessura do costado  $t = 38,1\text{ mm}$  nas Equações 4.16 e 4.17 obtém-se  $\beta_{th} = 1,1017$  e  $\Phi_{th} = 0,835$ . Uma vez que  $\beta_{th} > \Phi_{th}$ , utiliza-se a Equação 4.18.

$$R_{th} = \frac{0,5D - r}{\cos(\beta_{th} - \Phi_{th})} + r \quad (4.18)$$

A Equação 4.18 fornece  $R_{th} = 870,49\text{ mm}$ . A seguir os coeficiente  $C_1$  e  $C_2$  são calculados com as Equações 4.19 e 4.20, pois o parâmetro  $r/D = 0,17 > 0,08$ .

$$C_1 = 0,692 * \left(\frac{r}{D}\right) + 0,605 \quad (4.19)$$

$$C_2 = 1,46 - 2,6 * \left(\frac{r}{D}\right) \quad (4.20)$$

As Equações 4.19 e 4.20 fornecem os valores  $C_1 = 0,723$  e  $C_2 = 1,018$ . O próximo passo é determinar o valor de pressão interna que causará a flambagem da junta, o que é definido pela Equação 4.21

$$P_{eth} = \frac{C_1 * E_\gamma * t^2}{C_2 * R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2} - r\right)} \quad (4.21)$$

A Equação 4.21 fornece o resultado  $P_{eth} = 161,97$  MPa. O próximo passo é determinar o valor de pressão interna que causará a tensão na junta ser igual a tensão admissível de projeto pela Divisão II da Seção VIII do ASME BPVC, o que é definida pela Equação 4.22.

$$P_y = \frac{S * t}{C_2 * R_{th} \left(\frac{R_{th}}{2r} - 1\right)} \quad (4.22)$$

A Equação 4.22 resulta em  $P_y = 14,88$  MPa. O próximo passo é determinar o valor de pressão interna que causará a falha da junta, que se dá pela Equação 4.23 e 4.24.

$$G = \frac{P_{eth}}{P_y} \quad (4.23)$$

Uma vez que  $G = 10,88 > 1,0$ , a fórmula a ser utilizada definida pela norma é a Equação 4.24.

$$P_{ck} = \left( \frac{0,77508 * G - 0,20354 * G^2 + 0,019274 * G^3}{1 + 0,19014 * G - 0,089534 * G^2 + 0,009365 * G^3} \right) * P_y \quad (4.24)$$

A Equação 4.24 resulta em  $P_{ck} = 30,08$  MPa. O próximo passo é determinar o valor de tensão admissível em função da falha da junta, que se dá pela Equação 4.25.

$$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1,5} \quad (4.25)$$

A Equação 4.25 resulta em  $P_{ak} = 20,06$  MPa. O próximo passo é determinar o valor de tensão admissível em função da falha da coroa, que se dá pela Equação 4.26.

$$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0,5} \quad (4.26)$$

A Equação 4.26 resulta em  $P_{ac} = 7,32$  MPa. Por fim, com a Equação 4.27 o valor mínimo entre  $P_{ak}$  e  $P_{ac}$  será o valor de tensão admissível pelo projeto do tampo com espessura escolhida no início do algoritmo ( $t = 38,1$  mm).

$$P_a = \min[P_{ak}, P_{ac}] \quad (4,27)$$

A Equação 4.27 resulta em  $P_a = P_{ac} = 7,32$  MPa, que é maior que a tensão de projeto (6 MPa), o que justifica a espessura  $t = 38,1$  mm para o tampo elíptico 2:1.

#### 11 – Boca de Visita

O procedimento do cálculo de espessura do costado é o mesmo utilizado para designar a espessura deste componente, assim foi utilizada a Equação 4.8 e os dados da Tabela 3, resultando um valor de  $t = 6,27$  mm. Ao adicionar a sobre-espessura de corrosão, o valor final da espessura da boca de visita é  $t_f = 6,35$  mm.

De acordo com a norma ASME B16.5 (2013) o flange adequado é de classe 900# que suporta pressões de até 6,2 MPa (900 psi), logo, compatível com a pressão de projeto (6 MPa).

Para a Sela que é feita do mesmo material do vaso e serve para minimizar essas tensões é determinada com a Equação 4.6, que fornece uma área circular de  $A_S = 11333,3$  mm<sup>2</sup>. A Equação 4.7 fornece o comprimento equivalente de raio da sela cujo valor é  $r = 60,06$  mm. Esse valor é um comprimento mínimo, então foi decidido utilizar 50 mm na horizontal e 40 mm na vertical da sela de espessura de 6,35 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 12 – Saída Alta de Vapor/Saída Baixa de Líquido

Os dois dispositivos são dimensionados da mesma forma da boca de visita, ou seja, sua espessura é dada pela Equação 4.8, resultando em uma espessura de  $t_f = 6,35$  mm levando em conta a sobre-espessura de corrosão. Também de maneira semelhante ao item anterior, as suas selas são calculadas com as Equações 4.6 e 4.7, resultando em reforços de 40 mm na horizontal e 30 mm na vertical da sela de espessura de 6,35 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 13 – Entrada Principal

A entrada principal tem sua espessura determinada com a Equação 4.8 resultando em uma espessura de  $t_f = 12,7$  mm levando em conta a sobre-espessura de corrosão. A sua sela foi calculada com as Equações 4.6 e 4.7, resultando em reforços de 50 mm na horizontal e 40 mm

na vertical da sela de espessura de 6,35 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 14 – Poço de Drenagem

O poço de drenagem teve sua espessura determinada com a Equação 4.8 resultando em uma espessura  $t_f = 12,7$  mm levando em conta a sobre-espessura de corrosão. A sua sela foi calculada com as Equações 4.6 e 4.7, resultando em reforços de 50 mm na horizontal e 40 mm na vertical da sela de espessura de 6,35 mm, que é a mesma da boca de visita e com soldas de comprimento máximo de 10mm.

#### 15 – Tampo do Poço de Drenagem

Este tampo teve a espessura calculada da mesma forma que o poço de drenagem, e será de formato semiesférico com a mesma espessura do poço de drenagem,  $t_f = 12,7$  mm.

## 5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este trabalho aborda o projeto de um vaso de pressão segundo as divisões I e II da seção VIII da norma ASME, logo, como resultados serão exibidos os dados das características do vaso, bem como seu modelamento com o auxílio de um software de CAD *SOLIDWORKS*®, sob licença estudantil de forma a não infringir nenhuma lei de propriedade.

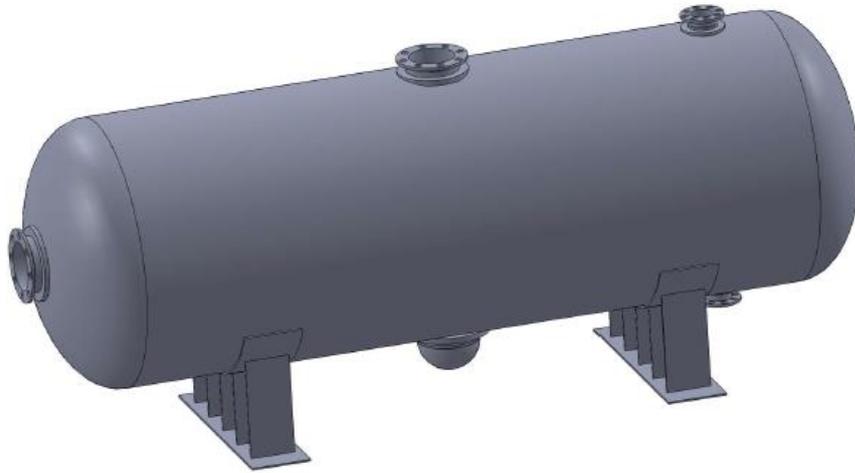
Para cada divisão da norma foi projetado um vaso com os mesmos parâmetros que estão definidos na Tabela 2. A Tabela 5 contém os resultados do projeto do vaso de pressão através da divisão I da seção VIII da norma ASME (VP-A), e ele está representado na Figura 9.

Tabela 5 – VASO DE PRESSÃO VP-A.

<b>VASO DE PRESSÃO A (VP-A)</b>		
<b>COMPONENTE</b>	<b>RAIO (mm)</b>	<b>ESPESSURA (mm)</b>
Costado	850	50,8
Tampo ASME Elipsoidal 2:1	850	50,8
Boca de visita	152,5	12,7
Saída baixa de líquido/alta de vapor	76,2	12,7
Entrada principal	165,1	12,7
Poço de dreno	190	12,7
Área de reforço	60	12,7

Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

Figura 9 – VASO DE PRESSÃO A (VP-A).



Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

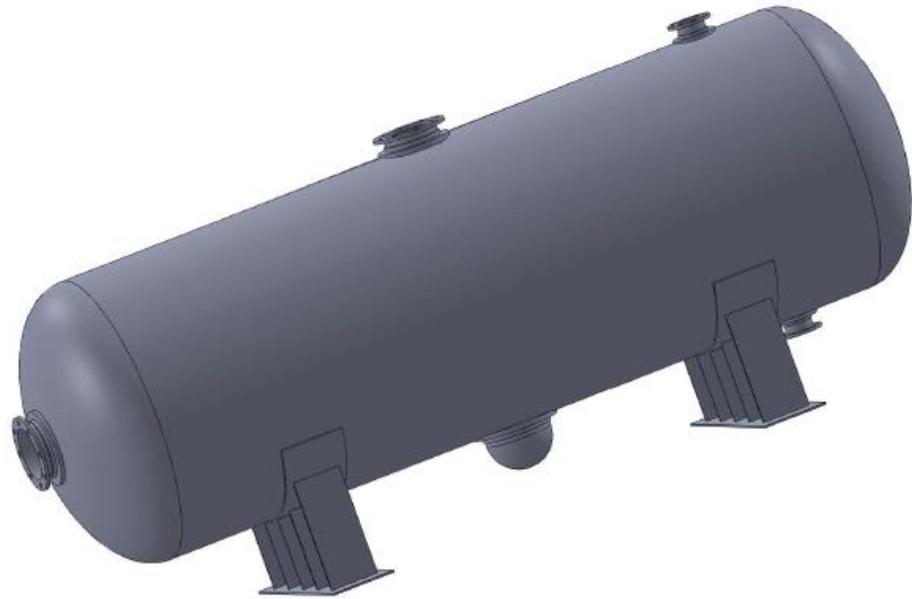
A Tabela 6 contém os resultados do projeto do vaso de pressão através da divisão II da seção VIII da norma ASME (VP-B), e ele está representado na Figura 10.

Tabela 6 – VASO DE PRESSÃO VP-B.

<b>VASO DE PRESSÃO B (VP-B)</b>		
<b>COMPONENTE</b>	<b>RAIO (mm)</b>	<b>ESPESSURA (mm)</b>
Costado	850	38,1
Tampo ASME Elipsoidal 2:1	850	38,1
Boca de visita	152,5	6,35
Saída baixa de líquido/alta de vapor	76,2	6,35
Entrada principal	165,1	12,7
Poço de dreno	190	12,7
Área de reforço	40	6,35

Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

Figura 10 – VASO DE PRESSÃO A (VP-B).



Fonte: ELABORADO PELO AUTOR (2020)

Segundo SILVA (2015), as características de projeto do vaso de pressão apresentadas nas Tabela 2 e Tabela 3 podem ser aplicadas a um vaso real que poderia desempenhar o papel de alimentador ou separador em uma planta industrial, embora o vaso desse trabalho seja virtual.

Comparando os resultados dos vasos projetados com as divisões I e II da seção VIII da norma ASME, observa-se que a espessura dos componentes é menor no projeto utilizando a divisão II. Embora ambas divisões utilizem o critério de tensão de membrana para determinar a espessura mínima dos componentes, a divisão II fornece um resultado que é mais vantajoso do ponto de vista econômico, pois com menores espessuras, menor o custo do projeto.

## 6 CONCLUSÕES

Através da comparação das características dos vasos obtidos, podemos concluir que o vaso de pressão elaborado através da Divisão II da seção VIII da norma ASME *Boiler & Pressure Vessel Code*:

- Mostra-se mais vantajoso economicamente, pois permite menores espessuras nas paredes do vaso, quando comparado com o projeto na divisão I;
- A diminuição da espessura das paredes do vaso permite que esse seja mais leve, facilitando, assim, seu transporte e diminuindo custos;
- Embora ocorra um aumento das tensões nas paredes dos vasos de pressão projetados através da Divisão II, esse aumento encontra-se dentro dos limites estabelecidos pelos critérios de segurança da norma.

## 7 BIBLIOGRAFIA

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. **NORMALIZAÇÃO – Definição**. Disponível em: <<http://www.abnt.org.br/normalizacao/o-que-e/o-que-e>>. Acesso em 11/04/2020.

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. (1978). **NR-13 CALDEIRAS, VASOS DE PRESSÃO, TUBULAÇÕES E TANQUES METÁLICOS DE ARMAZENAMENTO**. Disponível em: <[https://enit.trabalho.gov.br/portal/images/Arquivos\\_SST/SST\\_NR/NR-13.pdf](https://enit.trabalho.gov.br/portal/images/Arquivos_SST/SST_NR/NR-13.pdf)>. Acesso em 11/04/2020.

ASME. **About American Society of Mechanical Engineers**. Disponível em: <<https://www.asme.org/about-asme>>. Acesso em 11/04/2020.

ASME B16.5. 2013. **American Society of Mechanical Engineers Pipe Flanges and Flanged Fittings**. New York: ASME

ASME. 2015. **American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part A, Pressure Vessels**. New York: ASME.

ASME. 2015. **American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D, Pressure Vessels**. New York: ASME.

ASME. 2015. **American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division I, Pressure Vessels**. New York: ASME.

ASME. 2015. **American Society of Mechanical Engineers Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Division II, Pressure Vessels**. New York: ASME.

BEER, F. P., JOHNSTON Jr., E. R., **STATICS AND MECHANICS OF MATERIALS**, 2<sup>nd</sup> ed., New York, McGraw-Hill, 2017.

SILVA, A. B., **Projeto de um Vaso de Pressão Segundo Norma ASME e Análise pelo Método dos Elementos Finitos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro de Tecnologia e Geociências da Universidade Federal de Pernambuco, UFPE. Recife, 2015.

SPENCE, J.; TOOTH, A. S.. **Pressure Vessel Design – Concepts and Principles**, 1<sup>st</sup> ed., Oxford, Grã-Bretanha, Editora E & F Spon, 1994.

TELLES, P. C. S.. **Vasos de Pressão**, 2<sup>a</sup> ed., Rio de Janeiro, Editora TLC, 1996.

## APÊNDICE 1

### MEMÓRIA DE CÁLCULOS

#### DADOS DO PROJETO

<b>Características do Projeto do Vaso de Pressão</b>	
Fluído de Trabalho	Hidrocarboneto + água
Diâmetro Interno	1700 mm
Comprimento entre tangentes	4600 mm
Temperatura de Projeto	60° C
Temperatura de Trabalho	49° C
Tampas	ASME 2:1 Elipsoidal
Ensaio Não Destrutivo por Radiografia	100%
Pressão de Projeto (P.P.)	6 MPa (61,2 kgf/cm <sup>2</sup> )
Pressão de Trabalho	5 MPa (51 kgf/cm <sup>2</sup> )
Pressão Máxima de Trabalho	8 MPa (81,6 kgf/cm <sup>2</sup> )
Pressão de Teste Hidrostático	10 MPa (102 kgf/cm <sup>2</sup> )

<b>Características dos Acessórios do Vaso de Pressão</b>		
ACESSÓRIO	QUANTIDADE	CARACTERÍSTICA
Boca de Visita (BV)	01	12" Diam. Int. (305 mm)
Dreno (Dr)	01	1" (25,4 mm)
Linha Principal (MW)	01	13" Diam. Int. (330,2 mm)
Poço de dreno (B)	01	15" Diam. Ext. (380 mm)
Saída de líquido baixa (Sl)	01	6" Diam. Int. (152,4 mm)
Saída de vapor alta (Sv)	01	6" Diam. Int. (152,4 mm)
Válvula de segurança (Vs)	01	110% P. P. (6,6 MPa)
Vente (V)	01	1" (25,4 mm)

#### PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO ASTM A106 C

<b>PROPRIEDADES MECÂNICAS DO AÇO ASME A106 C</b>	
Tensão Última ( $S_u$ ) (temperatura ambiente)	485 MPa*
Tensão de Escoamento ( $S_y$ ) (temperatura ambiente)	275 MPa*
Elongação mínima	30%
Temperatura de projeto	60°C
Tensão Admissível ( $S_{adm}$ ) (temperatura de projeto na DIV I)	138 MPa**
Tensão Admissível ( $S_{adm}$ ) (temperatura de projeto na DIV II)	175,2 MPa**
Coefficiente de Poisson	0.30
Módulo de Young ( $E_y$ )	200 GPa

Na Tabela acima os valores com “ \* ” foram obtidos da tabela 2 para o aço AS-106 C da Parte A da Seção II do código ASME BPVC (2015), já os itens com “ \*\* ” foram obtidos da tabela 1A e 5A da Parte D em unidades métricas da Seção II do código ASME BPVC (2015).

## Cálculos do VP-A

1 - Costado		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 0,85}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 44,85 \text{ mm}$
$t_c = 44,85 + 4,0 = 48,85 \text{ mm}$		$t_f = 50,8 \text{ mm}$
$P_f = \frac{SEt_f}{R + 0,6t_f}$	$P_f = \frac{138 * 10^6 * 0,85 * 0,0508}{0,85 + 0,6 * 0,0508}$	$P_f = 6,77 \text{ MPa}$
$\frac{R}{t} \geq 10$		$\frac{R}{t} = \frac{0,85}{0,0508} = 16,73$
$\sigma_\theta = \frac{pr}{t_f}$	$\sigma_\theta = \frac{6 * 10^6 * 0,85}{0,0508}$	$\sigma_\theta = 100,4 \text{ MPa}$
$\sigma_x = \frac{pr}{2t_f}$	$\sigma_x = \frac{6 * 10^6 * 0,85}{2 * 0,0508}$	$\sigma_x = 50,2 \text{ MPa}$

2 - Tampo		
$t = \frac{PD}{2SE - 0,2P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 1,7}{2 * 138 * 10^6 * 0,85 - 0,2 * 6 * 10^6}$	$t = 43,71 \text{ mm}$
$t_c = 43,71 + 4,0 = 47,71 \text{ mm}$		$t_f = 50,8 \text{ mm}$
$P_f = \frac{2SEt_f}{D + 0,2t_f}$	$P_f = \frac{2 * 138 * 10^6 * 0,85 * 0,0508}{1,7 + 0,2 * 0,0508}$	$P_f = 6,97 \text{ MPa}$

3 - Boca de Visita		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 0,1525}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 8,05 \text{ mm}$
$t_c = 8,05 + 4,0 = 12,05 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm}$

3.1 - Sela da Boca de Visita		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 50 * 0,5 = 14166,67 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{14166,67}{\pi}} = 67,15 \text{ mm}$		

4 – Saída Alta de Vapor		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 76,2}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 4,02 \text{ mm}$
$t_c = 4,02 + 4,0 = 8,02 \text{ mm}$		$t_f = 8 \text{ mm}$

4.1 – Sela da Saída Alta de Vapor		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 50 * 0,5 = 14166,67 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{14166,67}{\pi}} = 67,15 \text{ mm}$		

5 – Saída Baixa de Líquido		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 76,2}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 4,02 \text{ mm}$
$t_c = 4,02 + 4,0 = 8,02 \text{ mm}$		$t_f = 8 \text{ mm}$

5.1 – Sela da Saída Baixa de Líquido		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 50 * 0,5 = 14166,67 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{14166,67}{\pi}} = 67,15 \text{ mm}$		

6 – Entrada Principal		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 0,1651}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 8,71 \text{ mm}$
$t_c = 8,71 + 4,0 = 12,71 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm}$

6.1 – Sela da Entrada Principal		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 50 * 0,5 = 14166,67 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{14166,67}{\pi}} = 67,15 \text{ mm}$		

7 – Poço de Drenagem		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 0,19}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 10,03 \text{ mm}$
$t_c = 10,03 + 2,67 = 12,7 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm} (\frac{1}{2} \text{ polegada})$

7.1 – Sela do Poço de Drenagem		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 50 * 0,5 = 14166,67 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{14166,67}{\pi}} = 67,15 \text{ mm}$		

8 – Tampo do Poço de Drenagem		
$t = \frac{PR}{SE - 0,6P}$	$t = \frac{6 * 10^6 * 0,19}{138 * 10^6 * 0,85 - 0,6 * 6 * 10^6}$	$t = 10,03 \text{ mm}$
$t_c = 10,03 + 2,67 = 12,7 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm} (\frac{1}{2} \text{ polegada})$

## Cálculos do VP-B

9 - Costado		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{1,7}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 34,95 \text{ mm}$
$t_c = 34,95 + 3,15 = 38,1 \text{ mm}$	$t_f = 38,1 \text{ mm} \left(1\frac{1}{2} \text{ polegadas}\right)$	
$P_f = SE * \ln\left(\frac{2t_f}{D} + 1\right)$	$P_f = 175,2 * 10^6 * 0,85 * \ln\left(\frac{2 * 38,1}{1700} + 1\right)$	$P_f = 6,53 \text{ MPa}$
$\frac{R}{t} \geq 10$	$\frac{R}{t} = \frac{0,85}{0,0381} = 22,3$	
$\sigma_\theta = \frac{pr}{t_f}$	$\sigma_\theta = \frac{6 * 10^6 * 0,85}{0,04}$	$\sigma_\theta = 133,86 \text{ MPa}$
$\sigma_x = \frac{pr}{2t_f}$	$\sigma_x = \frac{6 * 10^6 * 0,85}{2 * 0,04}$	$\sigma_x = 66,93 \text{ MPa}$

10 - Tampo		
$k = \frac{D}{2h}$ sendo $1,7 \leq k \leq 2,2$	$k = \frac{1700}{2 * 425}$	$k = 2$
$L = D * (0,44k + 0,02)$	$L = D * (0,44 * 2 + 0,02)$	$L = 1530 \text{ mm}$
$r = D * \left(\frac{0,5}{k} - 0,08\right)$	$r = 1,7 * \left(\frac{0,5}{2} - 0,08\right)$	$r = 289 \text{ mm}$
$0,7 \leq \frac{L}{D} \leq 1,0$	$\frac{L}{D} = 0,9$	
$\frac{r}{D} \geq 0,06$	$\frac{r}{D} = 0,17$	
$t = 38,1 \text{ mm}$	$20 \leq \frac{L}{t} \leq 2000$	$\frac{L}{t} = 40,16$
$\beta_{th} = \arccos\left(\frac{0,5D - r}{L - r}\right)$	$\beta_{th} = \arccos\left(\frac{0,5 * 1,7 - 0,289}{1,530 - 0,289}\right)$	$\beta_{th} = 1,1017$
$\Phi_{th} = \frac{\sqrt{L * t}}{r}$	$\Phi_{th} = \frac{\sqrt{1530 * 38,1}}{289}$	$\Phi_{th} = 0,835$
$R_{th} = \frac{0,5D - r}{\cos(\beta_{th} - \Phi_{th})} + r$	$R_{th} = \frac{0,5 * 1,7 - 0,289}{\cos(1,1017 - 0,835)} + 0,289$	$R_{th} = 870,49 \text{ mm}$
$C_1 = 0,692 * \left(\frac{r}{D}\right) + 0,605$	$C_1 = 0,692 * (0,06) + 0,605$	$C_1 = 0,723$
$C_2 = 1,46 - 2,6 * \left(\frac{r}{D}\right)$	$C_2 = 1,46 - 2,6 * (0,06)$	$C_2 = 1,018$

$P_{eth} = \frac{C_1 * E_y * t^2}{C_2 * R_{th} \left( \frac{R_{th}}{2} - r \right)}$		$P_{eth} = \frac{0,723 * 200 * 10^9 * 38,1^2}{1,018 * 870,49 * \left( \frac{870,49}{2} - 289 \right)}$	
$P_{eth} = 161,97 \text{ MPa}$			
$P_y = \frac{S * t}{C_2 * R_{th} \left( \frac{R_{th}}{2r} - 1 \right)}$		$P_y = \frac{175,2 * 10^6 * 38,1}{1,018 * 870,49 * \left( \frac{870,49}{2 * 289} - 1 \right)}$	
$P_y = 14,88 \text{ MPa}$			
$G = \frac{P_{eth}}{P_y}$	$G = \frac{161,97}{14,88}$	$G = 10,88$	
$P_{ck} = \left( \frac{0,77508 * G - 0,20354 * G^2 + 0,019274 * G^3}{1 + 0,19014 * G - 0,089534 * G^2 + 0,009365 * G} \right) * P_y$			
$P_{ck} = \left( \frac{0,77508 * 10,88 - 0,20354 * 10,88^2 + 0,019274 * 10,88^3}{1 + 0,19014 * 10,88 - 0,089534 * 10,88^2 + 0,009365 * 10,88^3} \right) * 14,88$			
$P_{ck} = 30,08 \text{ MPa}$			
$P_{ak} = \frac{P_{ck}}{1,5}$	$P_{ak} = \frac{30,08}{1,5}$	$P_{ak} = 20,06 \text{ MPa}$	
$P_{ac} = \frac{2SE}{\frac{L}{t} + 0,5}$	$P_{ac} = \frac{2 * 175,2 * 10^6 * 0,85}{40,16 + 0,5}$	$P_{ac} = 7,32 \text{ MPa}$	
$P_a = \min[P_{ak}, P_{ac}]$	$P_a = \min[20,06, 7,32]$	$P_a = 7,32 \text{ MPa}$	

11 – Boca de Visita		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{0,305}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 6,27 \text{ mm}$
$t_c = 6,27 + 0,08 = 6,35 \text{ mm}$	$t_f = 6,35 \text{ mm} \left( \frac{1}{4} \text{ polegada} \right)$	

11.1 – Sela da Boca de Visita	
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$	
$A_s = \frac{1700}{3} * 40 * 0,5 = 11333,3 \text{ mm}^2$	
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$	
$r = \sqrt{\frac{11333,3}{\pi}} = 60,06 \text{ mm}$	

12 – Saída Alta de Vapor		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{152,4}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 3,13 \text{ mm}$
$t_c = 3,13 + 3,22 = 6,35 \text{ mm}$		$t_f = 6,35 \text{ mm}$

12.1 – Sela da Saída Alta de Vapor		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 40 * 0,5 = 11333,3 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{11333,3}{\pi}} = 60,06 \text{ mm}$		

13 – Saída Baixa de Líquido		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{152,4}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 3,13 \text{ mm}$
$t_c = 3,13 + 3,22 = 6,35 \text{ mm}$		$t_f = 6,35 \text{ mm}$

13.1 – Sela da Saída Baixa de Líquido		
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$		
$A_s = \frac{1700}{3} * 40 * 0,5 = 11333,3 \text{ mm}^2$		
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$		
$r = \sqrt{\frac{11333,3}{\pi}} = 60,06 \text{ mm}$		

14 – Entrada Principal		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{330,2}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 6,91 \text{ mm}$
$t_c = 6,91 + 4,0 = 10,91 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm}$

14.1 – Sela da Entrada Principal	
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$	
$A_s = \frac{1700}{3} * 40 * 0,5 = 11333,3 \text{ mm}^2$	
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$	
$r = \sqrt{\frac{11333,3}{\pi}} = 60,06 \text{ mm}$	

15 – Poço de Drenagem		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{0,38}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 7,81 \text{ mm}$
$t_c = 7,81 + 4,0 = 11,81 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm}$

15.1 – Sela do Poço de Drenagem	
$A_s = d * t_r * F + 2 * t_r * t_n * F * (1 - f_{r1})$	
$A_s = \frac{1700}{3} * 40 * 0,5 = 11333,3 \text{ mm}^2$	
$r = \sqrt{\frac{A_s}{\pi}}$	
$r = \sqrt{\frac{11333,3}{\pi}} = 60,06 \text{ mm}$	

16 – Tampo do Poço de Drenagem		
$t = \frac{D}{2} * \left[ \exp\left(\frac{P}{SE}\right) - 1 \right]$	$t = \frac{0,38}{2} * \left[ \exp\left(\frac{6 * 10^6}{175,2 * 10^6 * 0,85}\right) - 1 \right]$	$t = 7,81 \text{ mm}$
$t_c = 7,81 + 4,0 = 11,81 \text{ mm}$		$t_f = 12,7 \text{ mm}$