

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

DIMENSIONAMENTO DE VASO DE PRESSÃO UTILIZANDO UM MÉTODO
NUMÉRICO DE OTIMIZAÇÃO

por

Cauê Vítor Anschau Corrêa

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

Porto Alegre, abril de 2023.

DADOS INTERNACIONAIS DE CATALOGAÇÃO

Anschau, Cauê Vítor

DIMENSIONAMENTO DE VASO DE PRESSÃO UTILIZANDO UM
MÉTODO NUMÉRICO DE OTIMIZAÇÃO / Cauê Vítor Anschau.

-- 2023.

25 f.

Orientador: Daniel Milbrath De Leon.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2023.

1. vasos de pressão. 2. otimização. 3.
dimensionamento. I. De Leon, Daniel Milbrath, orient.
II. Título.

Cauê Vitor Anschau Corrêa

DIMENSIONAMENTO DE VASO DE PRESSÃO UTILIZANDO UM MÉTODO
NUMÉRICO DE OTIMIZAÇÃO

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

Prof. Cirilo Seppi Bresolin
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Daniel Milbrath De Leon

Comissão de Avaliação:

Prof. Daniel Milbrath De Leon (Presidente)

Prof. Felipe Roman Centeno

Prof. Felipe Tempel Stumpf

Porto Alegre, abril de 2023.

AGRADECIMENTOS

A minha mãe, Dra. Silvia Anschau, pelo apoio em toda minha caminhada acadêmica e pelo envolvimento em minha trajetória.

A meu irmão, Eng. Jean Anschau, pelo apoio técnico e companheirismo.

A meus avós, Maria Anschau e Dr. Lauro Anschau (*in memorium*), pelo incondicional apoio e pelos belos conselhos que os levo até hoje.

Aos meus colegas e amigos da UFRGS, Matheus Lengler e Ana Paula Cavalheiro, pelo companheirismo e pela bela trajetória acadêmica que trilhamos juntos.

Aos meus colegas de trabalho e amigos já engenheiros, Jader Schmidt, Tiago Ligabue e Vinício Leite, por todo conhecimento técnico e pelos conselhos repassados que me fizeram crescer profissionalmente e pessoalmente.

A minha parceira, Daniela Lin, pelo apoio emocional, técnico e companheirismo ao longo do trabalho.

Este tem sido um de meus mantras - foco e simplicidade. O simples pode ser mais difícil do que o complexo: é preciso trabalhar duro para limpar seus pensamentos de forma a torná-los simples. Mas no final vale a pena, porque, quando chegamos lá, podemos mover montanhas.

Steve Jobs

RESUMO

Vasos de pressão são equipamentos presentes em diversos segmentos da indústria devido sua ampla aplicação. Trata-se de um equipamento com elevado grau de responsabilidade e devido à natureza de sua aplicação, faz-se necessário um dimensionamento preciso e capaz de proporcionar a segurança adequada. O trabalho tem por objetivo definir um método numérico de otimização da etapa de dimensionamento de vasos de pressão visando a redução de custo e considerando o espaço do qual o equipamento será instalado. Foi adotado como método de cálculo a norma ASME VIII Div. I, nesta etapa foi possível correlacionar as variáveis de entrada, estipular a função objetivo e determinar as restrições do problema. Com os equacionamentos, as variáveis definidas e a avaliação da influência do custo para o equipamento, foi definida uma curva que descreve a variação do custo em função das diferentes configurações de raio, altura e espessura do equipamento. Ao final pode-se notar que o método proporciona uma redução de até 47% no custo de fabricação do costado do equipamento, além disso, devido a limitação de espessuras de chapas comerciais no mercado, uma variação de 7% no diâmetro do equipamento pode apresentar uma redução de até 43% no custo de fabricação do equipamento.

PALAVRAS-CHAVE: vasos de pressão, otimização, dimensionamento.

ABSTRACT

Pressure vessels are equipment present in several industry segments due to their wide application. This is equipment with a high degree of responsibility and due to the nature of its application, it is necessary to have a precise dimensioning capable of providing adequate security. The objective of this work is to define a numerical method for optimizing the sizing step of pressure vessels in order to reduce costs and considering the space in which the equipment will be installed. The ASME VIII Div. I, in this step it was possible to correlate the input variables, stipulate the objective function and determine the constraints of the problem. With the equations, the defined variables and the evaluation of the influence of the cost for the equipment, a curve was defined that describes the variation of the cost in function of the different configurations of radius, height and thickness of the equipment. In the end, it can be noted that the method provides a 47% reduction in the cost of manufacturing the equipment side, in addition, due to the limitation of commercial plate thicknesses on the market, a 7% variation in the equipment diameter can present a reduction of up to 43% in the cost of manufacturing the equipment.

KEYWORDS: pressure vessels, optimization, dimensioning.

NOMENCLATURA

Símbolos

t	Mínima espessura requerida (costado)	[mm]
P	Pressão de projeto	[Mpa]
E	Efetividade de solda	[adimensional]
S	Máxima tensão permitida	[Mpa]
R	Raio interno do vaso de pressão	[mm]
D	Diâmetro do vaso de pressão	[mm]
V	Volume útil do vaso	[mm ³]
h	Altura do costado	[mm]
a	Comprimento disponível para instalação	[mm]
b	Largura disponível para instalação	[mm]
c	Altura disponível para instalação	[mm]
F	Força necessária para conformação	[N]
B	Largura da chapa a ser dobrada	[mm]
σ_f	Tensão de escoamento do material	[Mpa]
e	Espessura a ser dobrada	[mm]
l	Distância entre pontos de apoio	[mm]
A	Área chapa de fabricação do costado	[mm ²]
t_{nom}	Espessura nominal do costado	[mm]
C	Custo de material	[R\$]
$C1$	Custo de chapa	[R\$ mm ⁻²]
t_c	Sobre espessura de corrosão	[mm]

Símbolos gregos

α	Coefficiente angular (t x R)	[adimensional]
----------	------------------------------	----------------

Abreviaturas e acrônimos

NR-13	Norma Regulamentadora-13
PMTA	Pressão Máxima de Trabalho Admissível
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
1.1. Revisão Bibliográfica	1
1.1.1. Vasos de pressão.....	1
1.1.2. Código ASME	3
1.1.3. Otimização na Engenharia.....	3
1.2. Motivação	3
1.3. Objetivo	4
1.3.1. Objetivos específicos	5
2. METODOLOGIA.....	5
2.1 Etapa I.....	5
2.2. Etapa II	5
2.2.1. Equações de dimensionamento.....	6
2.2.2. Espaço disponível para instalação	7
2.2.3. Método construtivo do vaso de pressão.....	8
2.2.4. Análise das variáveis	10
2.3. Etapa III.....	11
3. RESULTADOS	12
3.1. Tabela de análise de configurações	12
3.2. Modelo numérico.....	14
3.3. Folha de dados de vaso de pressão	15
4. CONCLUSÃO.....	15
5. REFERÊNCIAS	16
APÊNDICE A	18
APÊNDICE B.....	19
APÊNDICE C.....	20
APÊNDICE D	22
ANEXO I.....	23
ANEXO II	24
ANEXO III.....	25

1. INTRODUÇÃO

Vasos de pressão são equipamentos capazes de armazenar certa quantidade de fluido sob pressão controlada. São equipamentos presentes desde em aplicações industriais a aplicações domésticas, devido a abrangência de sua definição. A norma brasileira regulamentadora NR-13 define: “[...] vasos de pressão são equipamentos que contêm fluidos sob pressão interna ou externa, diferente da atmosférica [...]”. (NR-13, item 13.5.1.1, 2019).

Tendo um enfoque no ramo industrial, vasos de pressão possuem ampla aplicação no que diz respeito a armazenamento e controle de processo de determinado fluido, estando presentes nas mais diversas áreas do meio fabril, desde industriais químicas, óleo e gás, metalúrgicas, graneleira, papel e celulose, dentre outras. Um vaso de pressão possui diversas aplicações sob o ponto de vista de processo no ambiente industrial, desde o armazenamento de fluido pressurizado (visando obter redução do volume, por exemplo) ao processamento do fluido devido a uma exigência de um determinado processo específico.

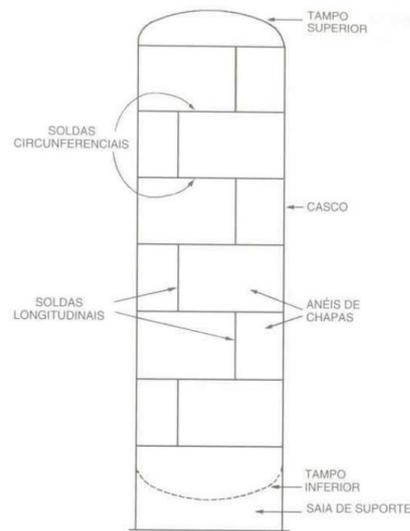
1.1. Revisão Bibliográfica

1.1.1. Vasos de pressão

O vaso de pressão é constituído de uma parede principal, denominado casco ou costado, que forma o invólucro externo do equipamento, a maioria dos costados (cascos) são em formato cilíndrico devido a maior facilidade de fabricação e transporte. (TELLES, 2007), e os tampos, que se tratam dos fechamentos superiores e inferiores, soldados ou parafusados ao costado. (NICOLA, M., et al, 2012).

O vaso de pressão possui geometria cilíndrica ou esférica, podendo estar posicionados na vertical, horizontal ou inclinados. Os vasos de pressão horizontais possuem, normalmente, menor custo e são normalmente utilizados para trocadores de calor, permutadores e vasos de acumulação; os vasos verticais são mais comuns para armazenagem de fluido pressurizado para processo, tendo a maior vantagem a otimização em relação ao espaço que ocupa o costado, de forma geral, se trata da principal estrutura do vaso de pressão, devido a maior facilidade de fabricação e transporte. (TELLES, 2007).

Figura 1: Vaso de pressão vertical típico



Fonte: TELLES, 2007.

Na Figura 1 pode ser verificado aspectos construtivos, o tampo é formado, geralmente, por chapa conformada (a exemplo do tampo torisférico apresentado na Figura 1) e possui normalmente maior espessura e soldagem com maior robustez, o costado, por sua vez, é formado por um conjunto de chapas calandradas com soldas longitudinais (para união das abas da chapa calandrada) e soldas circunferenciais para união entre anéis.

O projeto mecânico de um vaso de pressão se trata da etapa de fornecer informações necessárias para a fabricação do equipamento. De acordo com TELLES (2007) o projeto mecânico de um vaso de pressão de armazenagem de fluido deve conter, no mínimo:

- a) Material do equipamento;
- b) Dados de processo (pressão, temperatura, volume);
- c) Dimensões do vaso (altura, diâmetro, espessura);
- d) Normas e códigos de projeto, construção e inspeção;
- e) Eficiências de solda;

As informações mencionadas acima servirão de base para elaboração da especificação técnica do equipamento, onde é descrito os requisitos mínimos do vaso de pressão, se tratando de uma etapa anterior ao projeto mecânico.

1.1.2. Código ASME

A ASME se trata de uma organização americana sem fins lucrativos que visa a colaboração e compartilhamento do conhecimento e desenvolvimento de habilidade no âmbito da engenharia. O código ASME VIII trata sobre as regras de construção de vasos de pressão. No Brasil e no mundo, a norma mais utilizada é a ASME VIII Div. I (TELLES, 2007). NICOLA e VIEIRA (2012) utilizaram a ASME VIII Div. I para elaboração de estudo das etapas de fabricação de vaso de pressão. No estudo, foi incluída etapa de análise do custo para diferentes espessuras de anéis de reforço para os bocais dimensionados a fim de determinar o mais adequado para o projeto.

A ASME VIII Div. I apresenta o método de dimensionamento e construção de vasos de pressão com pressão de projeto superiores a 15 psig (100kPa) e inferiores a 200 bar (20Mpa), além disso, tendo o diâmetro interno do costado superior a 150 mm (6’’).

1.1.3. Otimização na Engenharia

Vasos de pressão são alvo de projetos de otimização na Engenharia. Geralmente, o projeto de otimização possui uma variável objetivo, que se busca maximizar ou reduzir. MIDDLETOWN e OWEN (1977) desenvolveram um estudo no ramo de otimização de vasos de pressão que buscou definir a variação de seção do costado do vaso com o abaulamento mais adequado considerando minimizar a variável tensão máxima cisalhante em que foi utilizado o método de elementos finitos. Ao final foi possível descrever a melhor configuração geométrica.

Analogamente, CARBONARI et al (2011) realizaram o projeto de otimização de tanques de gás natural considerando uma otimização de forma, novamente, tendo como variável a minimização das tensões de von Mises.

VIEIRA (2016) realizou os estudos incluindo métodos de definição de bocais de vasos de pressão buscando minimizar a variável tensão equivalente de von Mises para diferentes configurações de curvas de perfil dos bocais. Ao final pôde definir por meio de método iterativo, a curva mais adequada para tal aplicação.

1.2. Motivação

Vasos de pressão são equipamentos de elevado custo de material e de forma geral são equipamentos realizados especificamente para a aplicação destinada. De acordo com HUPPES (2019):

Vasos de pressão constituem em grande parte das indústrias de processo os elementos mais importantes, maiores em peso, tamanho e custo unitário, podendo chegar até 60% do custo total dos materiais e equipamentos.

Diferente do que acontece com a maioria dos equipamentos, a grande maioria dos vasos de pressão não são objetos de uma linha de fabricação de indústrias, normalmente são feitos sob encomenda, com dimensões para atender a cada caso uma determinada finalidade ou condições de desempenho (HUPPES; RICARDO, p.1, 2019).

Em relação à busca por minimizar o custo de material de vasos de pressão, BLACHUT (1997) realizou um estudo buscando a redução do peso dos tampos dos vasos de pressão. Como alternativa de otimização do equipamento, no estudo, foi equacionada a geometria de um tampo torisférico e definida a geometria do tampo mais adequado, o que gerou uma redução de aproximadamente 31% de massa.

O custo do equipamento está, também, associado à elevada confiabilidade requisitada pelo equipamento. De forma geral, atualmente, a incidência de acidentes está associada à falta de inspeção e manutenção dos vasos de pressão, e normalmente não está associada à etapa de projeto (muito em função da consolidação da norma ASME). Em relação à incidência de acidentes, conforme SOUSA (2008) em seu trabalho com enfoque nas atualizações da NR-13:

O problema da segurança e saúde no trabalho, que tem como consequência elevados índices de acidentes de trabalho, está vinculado à conceituação global de desrespeito aos indivíduos e às leis (MELO, 2002 apud SOUSA, p.3, 2008).

HUPPES (2019), em seus estudos, abordou a falha de um vaso de pressão buscando definir o motivo da falha do equipamento. Seguindo a metodologia de análise na busca das possíveis causas, foi concluído que a falha não ocorreu na etapa de projeto, e sim por um desvio de operação que acarretou em uma pressão excessiva que ultrapassou a tensão de ruptura do material.

Sendo assim, é possível explicitar a pergunta norteadora do projeto: como realizar o dimensionamento de um vaso de pressão que atenda a norma ASME VIII Div. 1, o espaço disponível de instalação e as condições de operação, com o menor custo possível mantendo a segurança adequada para o equipamento?

1.3. Objetivo

O objetivo do projeto é apresentar um método numérico de otimização do dimensionamento de vasos de pressão visando minimizar o custo material de fabricação do

equipamento tendo como referência as recomendações e equações do código ASME VIII Div. 1 e levando em consideração o espaço físico disponível para instalação do equipamento.

1.3.1. Objetivos específicos

- Realizar o equacionamento e determinar a função objetivo tendo como critério minimizar a variável custo.
- Realizar o estudo do método de fabricação dos vasos de pressão, afim de avaliar os parâmetros que possam vir a influenciar no custo de fabricação do vaso.
- Plotar a curva de custo material em função das variáveis de projeto a fim de determinar o ponto ótimo de utilização, considerando as espessuras de chapas comercial disponíveis.

2. METODOLOGIA

A metodologia utilizada para se chegar aos objetivos acima apresentados, foi dividida em três etapas, cada uma buscando se chegar nas informações necessárias para se consolidar o entendimento do projeto. O projeto contempla a etapa de especificação técnica do equipamento, onde será apresentado as exigências mínimas do vaso, não contemplará a etapa de detalhamento e desenhos de fabricação. Para o projeto visando delimitar o estudo, será avaliado, apenas, o costado cilíndrico do vaso de pressão, visto se tratar, normalmente, da principal estrutura do equipamento seguindo as recomendações da norma ASME VIII Div. I.

2.1 Etapa I

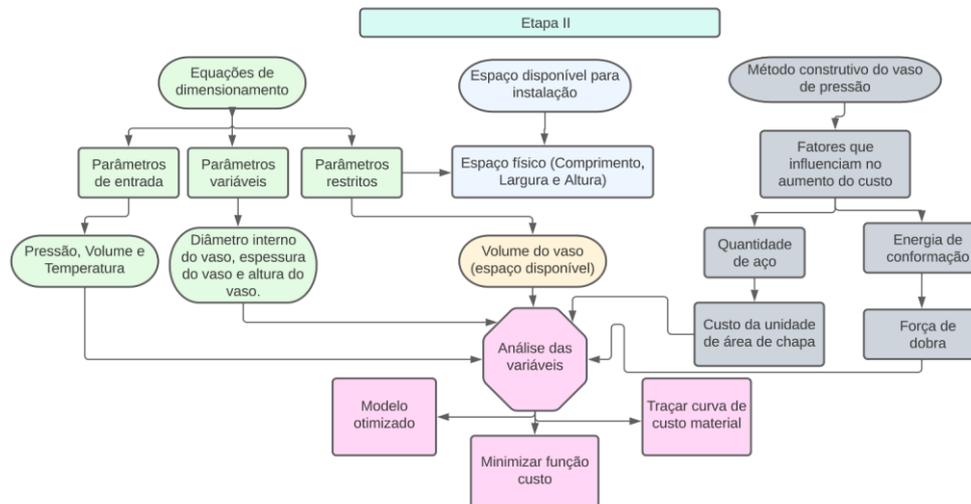
A Etapa I, buscou definir o tema do trabalho, identificando o problema associado e um amplo estudo da literatura para se consolidar o conhecimento técnico sobre o assunto. De forma geral, a etapa buscou a contextualização e definição dos critérios de projeto adotados. Incluindo a delimitação do tema e determinação das premissas a serem seguidas, algumas já citadas anteriormente.

2.2. Etapa II

A Etapa II buscou definir os parâmetros e variáveis que serão utilizados para o modelo de otimização, incluindo as equações de dimensionamento, os parâmetros restritos ao espaço disponível para instalação do equipamento, além de incluir uma análise detalhada dos principais

parâmetros que influenciam no custo final de compra de um vaso de pressão. A Figura 2 apresenta os marcos que foram seguidos na Etapa II do trabalho:

Figura 2 - Fluxograma de metodologia – Etapa II



2.2.1. Equações de dimensionamento

As equações utilizadas para definir os parâmetros do projeto foram retiradas da norma ASME VII Div. 1. Essa etapa buscou definir as equações e os parâmetros que influenciam no dimensionamento do equipamento. As equações 1 e 2 apresentam o cálculo da espessura mínima necessária em função das variáveis do vaso de pressão, de esforços circunferenciais (para juntas longitudinais) e longitudinais (para juntas circunferenciais) para cascos cilíndricos, que se trata do alvo determinado para a análise:

$$t = \frac{PR}{SE-0,6P} + t_c \quad | \quad P < 0,385SE \text{ ou } t < 0,5R \quad (1)$$

$$t = \frac{PR}{2SE+0,4P} + t_c \quad | \quad P < 1,25SE \text{ ou } t < 0,5R \quad (2)$$

onde t: mínima espessura requerida, P: pressão de projeto, S: máxima tensão permitida para o material, E: eficiência de solda, t_c : espessura de corrosão, R: raio interno do vaso.

Desta forma, visando identificar as correlações entre as variáveis, foi discutido individualmente cada variável descrita nas Eq. 1 e Eq. 2 a fim de determinar sua influência na análise de otimização.

A variável (S) se trata da máxima tensão permitida para o equipamento sob a temperatura de projeto do vaso. É função da temperatura de operação e do material do vaso, e é definida pela norma ASME VIII *PartD Material Properties*. Para o projeto foi considerado o

material SA-36 (ASTM A36), onde foi definido os valores conforme apresentado no Anexo I e Anexo II.

A variável (E) se trata de um adimensional, corresponde ao percentual de efetividade de solda. É definido em função de aspectos ligados a posição e características do cordão de solda, deve ser determinado juntamente com o soldador qualificado para tal fim e é determinado pela Tabela UW-12 da norma ASME VIII Div. I. Para o projeto foi considerado uma solda sem radiografia prévia e com cordão simétrico com o valor de efetividade de solda de 70% conforme é possível visualizar no Anexo III.

Desta forma, nota-se que, tendo a pressão e temperatura de projeto definidas na etapa inicial (dados de entrada), as Eq. 3 e Eq. 4 podem ser simplificadas da seguinte forma:

$$t(R) = \alpha R \quad (3)$$

$$\alpha = \max \left[\frac{P}{SE-0,6P}, \frac{P}{2SE+0,4P} \right] \quad (4)$$

onde t: mínima espessura requerida, R: raio interno do vaso de pressão, α : constante de proporcionalidade.

Portanto, pode-se notar que a espessura e raio do vaso possuem uma correlação linear, dadas pela constante (α) que determina o estado crítico entre tensão circunferencial e longitudinal.

2.2.2. Espaço disponível para instalação

Nesta etapa buscou realizar o equacionamento do espaço disponível para a instalação e determinar a correlação dessa variável ao dimensionamento do equipamento. De forma geral, serão definidas três dimensões, correspondendo elas a altura (c), largura (b) e comprimento disponível (a).

Nesse cenário, a restrição direta entre o vaso de pressão e o espaço disponível está em função do volume de armazenamento de fluido pressurizado do equipamento, que deve ser compatível com o espaço disponível. Dessa forma, pode-se notar que o volume do vaso aproximado, considerando apenas o costado, pode ser definido como:

$$V \approx \frac{\pi(2R)^2}{4} h \quad (5)$$

onde V: volume útil do vaso de pressão, h: altura do vaso de pressão.

Considerando que o volume, assim como pressão e temperatura é um parâmetro de entrada, em função da quantidade mássica de fluido pressurizado que se deseja armazenar, o parâmetro variável corresponde à altura, que pode ser escrita em termos do raio do vaso, conforme a Eq. 6:

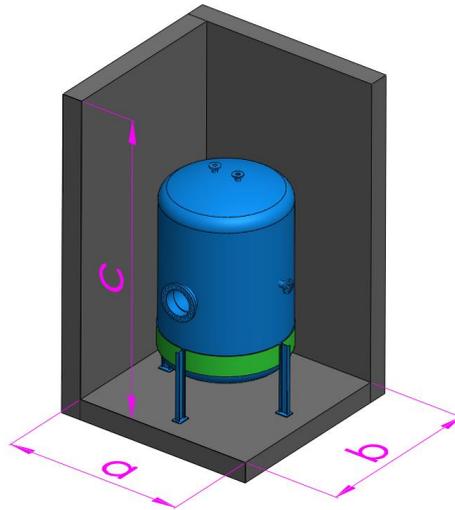
$$h(R) = \frac{4V}{\pi(2R)^2} \quad (6)$$

Dessa forma, pode-se notar que, considerando o espaço físico disponível, as restrições, quanto a instalação, podem ser escritas da seguinte forma:

$$R < \frac{a}{2} ; R < \frac{b}{2} ; h(R) < c \quad (7)$$

A Figura 3 apresenta um esquemático de instalação do equipamento considerando as variáveis acima mencionadas:

Figura 3: Esquemático da instalação de um vaso genérico conforme o espaço disponível



Além disso, em função da altura (c) é possível descrever o menor raio possível para atender ao volume (V), conforme Eq. 8:

$$R > \sqrt{\frac{V}{\pi c}} \quad (8)$$

2.2.3. Método construtivo do vaso de pressão

Os principais parâmetros que regem o processo de fabricação do costado do vaso de pressão é a espessura de chapa (matéria-prima) e a energia de conformação.

Sendo assim, buscou-se definir critérios de precificação dos parâmetros que influenciam diretamente no custo.

a) Matéria-prima

Para o custo de chapa metálica (matéria-prima de fabricação do costado) o processo é direto, visto que, por meio de procura comercial com fornecedores foi possível definir o preço médio da unidade de área de chapa de aço ASTM A36 laminado a quente para diferentes espessuras comerciais, conforme é mostrado na Tab. 1:

Tabela 1-Valores encontrados para custo de espessura de chapas

Custo por unidade de área (ASTM A36 – laminado a quente)		
i	Espessura - pol. (#mm)	Custo médio (R\$ / m ²)
1	0,1875 (#4,76)	R\$ 1.985,94
2	0,25 (#6,35)	R\$ 2.805,08
3	0,5 (#12,7)	R\$ 5.414,79
4	0,75 (#19,05)	R\$ 6.668,78
5	1 (#25,4)	R\$ 8.653,11
6	1,25 (#31,75)	R\$ 11.333,32
7	1,5 (#38,1)	R\$ 18.999,38

Fonte: ONLINE METALS (2023)

Os valores apresentados na Tab. 1 servirão de referência para fins de comparação de custo entre diferentes configurações de vasos de pressão para diferentes espessuras comerciais.

b) Energia de conformação

A energia de conformação é uma variável importante para determinar a robustez necessária para o equipamento de dobra, e, conseqüentemente, para definir o custo do processo de calandragem. Em relação a energia de conformação, a força de dobra entre dois pontos bi apoiados pode ser determinado pela Eq. 9. Segundo DANTAS (2019), a energia de deformação pode ser associada com a força de dobra:

$$F = \frac{2\sigma_f B e^2}{3l} \quad (9)$$

onde σ_f : tensão de escoamento do material, B: largura da chapa a ser dobrada, e: espessura da chapa a ser dobrada, l: distância entre pontos de apoio.

Nesse cenário, a largura B de conformação será equivalente à altura do vaso de pressão (considerando um costado formado por um único anel).

Adicionalmente, devido à natureza de conformação das chapas metálicas, um costado com seus anéis calandrados possui um comprimento de chapa total, aproximadamente, conforme Eq. 10, e uma área total de chapa conforme a Eq. 11:

$$L \approx 2\pi R \quad (10)$$

$$A = L \times B \quad (11)$$

onde L: comprimento da chapa a ser calandrada, A: área da chapa necessária para o costado do vaso.

Os parâmetros acima mencionados servirão de base para correlacionar o custo de material em função das dimensões do vaso.

2.2.4. Análise das variáveis

Essa etapa corresponde a determinação e avaliação da correlação entre as variáveis a fim de determinar a equação geral que rege o dimensionamento. A função objetivo será o custo de material. Foi utilizado para o trabalho a variável raio como sendo a variável base, de forma que se objetiva traçar uma curva em que o custo material é uma função de R.

a. Determinação da espessura do vaso

A espessura terá restrição de se enquadrar em algumas das espessuras comerciais avaliadas e listadas. Dessa forma, o cálculo iterativo será definido por um número de iterações iniciando do maior raio possível, definido pela Eq. 7 e o menor raio possível definido pela Eq. 8. Definidos os valores de raio, com a Eq. 3 e Eq. 4, será determinada a espessura calculada. Nessa etapa, deverá realizar a correção da espessura, seguindo o critério que a espessura calculada deverá ser inferior e com a maior proximidade dimensional dentre as espessuras nominais $t_{nom(i)}$ disponíveis:

$$t < t_{nom(i)} < t_{nom(i+1)} \quad (12)$$

onde t: espessura mínima requerida, $t_{nom(i)}$: espessura nominal, $t_{nom(i+1)}$: espessura nominal subsequente.

b. Determinação do custo do vaso

A Eq. 3 permite determinar uma espessura para cada valor da iteração do raio (R). Levando em consideração a Tab. 1, é possível determinar o valor de $C1(t_{nom})$, que fornece o custo por unidade de área da chapa. Com as Eq. 12 e Eq. 3, o custo C1 pode ser escrito em

função (R) para a respectiva iteração. Com a Eq. 11 e o valor de $C1(R)$, é possível determinar o custo de material em função do raio interno:

$$C(R) = \frac{2C1(t) \times V}{R} \quad (13)$$

onde $C1$: custo por unidade de área da chapa comercial equivalente a $t_{nom(i)}$, C : custo da matéria prima de fabricação do costado.

Sendo assim, para determinar o ponto ótimo visando minimizar o custo material do vaso, é necessário encontrar o ponto de mínimo, ou o ponto cuja derivada da função objetivo seja igual a zero:

$$\frac{d(C(R))}{dR} = 0 \quad (14)$$

onde C : custo da matéria prima de fabricação do costado, R : raio interno do vaso de pressão.

Ao final, o resultado passará por uma validação de esbeltez, tal que o vaso selecionado deve atender a razão descrita conforme Eq. 15 em função de necessidades quanto a conexões e bocais do vaso:

$$\frac{h}{D} > n \quad (15)$$

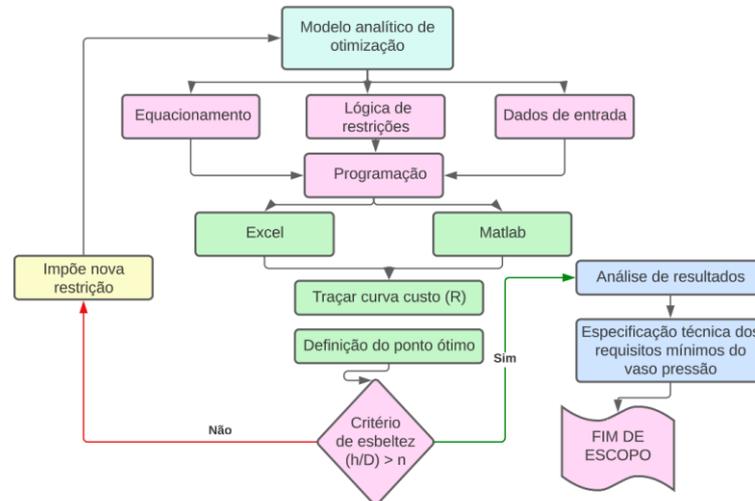
n : índice de esbeltez do vaso.

Normalmente n é superior a 1 e deverá ser selecionado baseado na necessidade de bocais, instrumentos, e boca de visita no costado. A ASME VIII Div. I não fornece diretamente o valor de esbeltez que deve ser utilizado. A norma da Petrobras N-253 apresenta a restrição que a relação de esbeltez deve ser tal que a força realizada pelo vento deve provocar uma flecha (flexão sobre o vaso vertical) inferior a 1/200 da altura do vaso de pressão. Para o projeto, serão desconsiderados a força do vento e efeitos ligados a carga crítica de flambagem, que deverão ser avaliados individualmente em análise posterior/futura.

2.3. Etapa III

A Etapa III busca definir os valores encontrados com os equacionamentos apresentados, ela inclui a etapa de *input* das equações e dados de entrada para *softwares* de otimização, para posteriormente ser realizada a lógica do algoritmo de otimização e definir o ponto ótimo para as dimensões do vaso de pressão, para ao final, elaborar a folha de dados (especificação técnica) do equipamento. A Figura 4 apresenta as etapas que foram seguidas:

Figura 4 - Fluxograma de metodologia – Etapa III



Essa etapa corresponde a incluir o equacionamento a fim de determinar os valores numéricos relevantes para a análise. Serão realizados dois métodos para resolução do problema de otimização, via planilhas em Excel e via programação numérica utilizando o Matlab, ambos com os mesmos equacionamentos, porém em plataformas diferentes.

3. RESULTADOS

De forma geral, serão três os resultados esperados para o projeto: a tabela gerada que delimita as diferentes configurações de vasos de pressão em função de seu custo, o modelo numérico que define o algoritmo/código que identifica o vaso de pressão de menor custo e a folha de dados do equipamento, onde serão incluídos todos os dados necessários para a especificação do vaso de pressão em função dos parâmetros calculados.

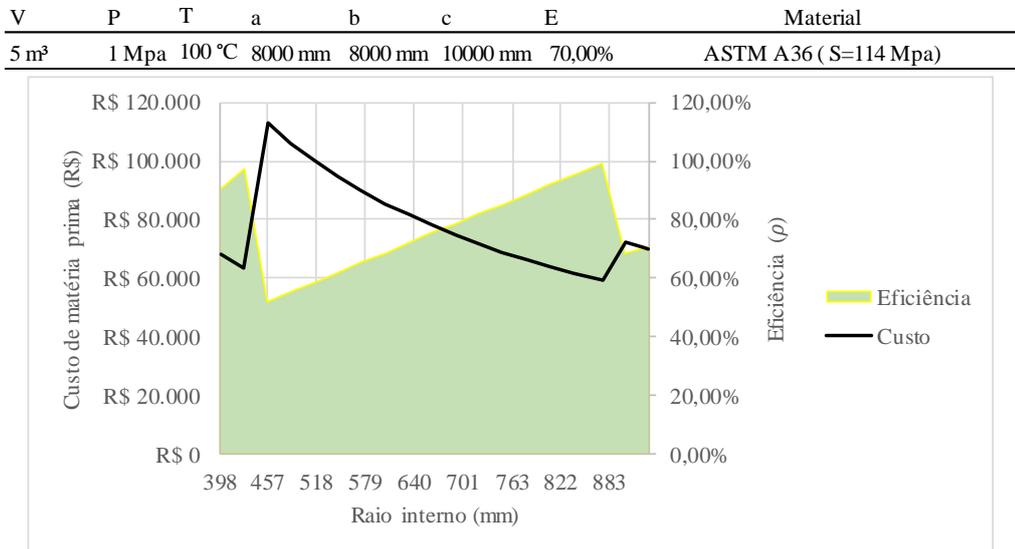
3.1. Tabela de análise de configurações

A tabela de análise de configurações busca definir a comparação analítica entre as diferentes configurações dos vasos de pressão. Adicionalmente, foi incluído uma variável denominada eficiência ρ que define a fração entre a espessura mínima requerida (t) e a espessura nominal t_{nom} , a eficiência é calculada da seguinte forma:

$$\rho = \frac{t}{t_{nom}} \quad (16)$$

A Figura 5 apresenta a curva de custo de fabricação (em preto) em função dos dados de entrada definidos (foram adotados dados hipotéticos para fins de avaliação de resultados):

Figura 5: Variação do custo em função do raio interno (R) do vaso de pressão



Conforme é mostrado na Figura 5, o custo do vaso de pressão varia significativamente ao ponto que o raio interno é modificado. O Apêndice A apresenta os valores que geraram o gráfico presente na Figura 5. Nota-se que o raio de 868,04 mm (Iteração 17 - R\$ 59.473) é o valor com menor custo e que o raio de 457,6 mm (Iteração 3 - R\$ 112.821) corresponde a configuração de maior custo.

É possível notar que, independentemente da configuração, o peso do vaso será o mesmo. Isso se dá devido a relação linear entre o raio e a espessura do vaso, conforme Eq. 3.

Nota-se ainda que, independentemente da configuração do vaso, o esforço associado ao processo de calandragem é constante (considerando a espessura mínima requerida). Novamente, o motivo está na ordem de relação entre as variáveis. Nota-se que, conforme Eq. 6 (onde relaciona altura do vaso com o raio) é possível concluir:

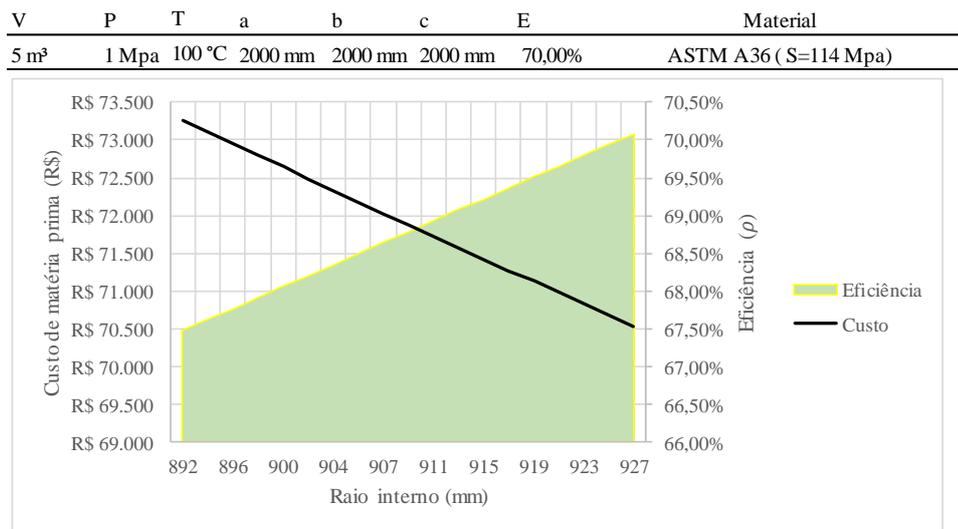
$$hR^2 = cte \quad (17)$$

Conforme Eq. 3, a espessura é linearmente proporcional ao raio, dessa forma, é justificável o fato da força de calandragem determinada pela Eq. 9 ser constante para quaisquer configurações de vaso apresentado.

Nota-se que o ponto de menor custo corresponde ao ponto de maior eficiência, em que é possível concluir que a redução do custo está diretamente associada com o grau de aproveitamento da espessura nominal, ou seja, configurações em que a espessura mínima requerida se aproxima da espessura nominal selecionada. Adicionalmente, é possível observar

que, na interface da mudança de espessuras nominais, a exemplo entre a Iteração 2 e 3 (Apêndice A), nota-se uma variação de até 44% no custo, devido à necessidade de utilização de uma chapa com espessura muito superior à requerida. A Figura 6 apresenta os mesmos valores definidos na Figura 5, porém, restringindo o espaço disponível para instalação do vaso de pressão:

Figura 6: Variação do custo em função do raio interno (R) do vaso de pressão



Conforme apresentado na Figura 6, nota-se que com a limitação de espaço o comportamento do custo tende a se tornar linear, de forma que se torna mais facilmente evidenciado o vaso de pressão de menor custo. Além disso, o gráfico da Figura 6 evidencia que à curva de eficiência é inversamente proporcional a curva de custo, conforme relatado anteriormente. Os valores que geraram o gráfico da Figura 6 podem ser visualizados no Apêndice B.

3.2. Modelo numérico

O modelo numérico utilizou o *Software* Matlab, onde se buscou, de forma otimizada, apresentar a melhor configuração dimensional. O Apêndice C apresenta o código gerado incluindo os mesmos valores iniciais adotados conforme Figura 6/Apêndice A. Como resultado do código, foi informado a melhor configuração de raio, onde foi possível notar que com o modelo numérico, devido ao maior número de iterações possíveis, foi possível se chegar em um resultado mais preciso, chegando ao valor de 875.23 mm (R\$ 58.984 - onde foi utilizado $n=500$, correspondendo ao número de iterações), tendo uma maior redução de custo em relação ao valor encontrado no item 3.1 (R\$ 59.473).

3.3. Folha de dados de vaso de pressão

A folha de dados de vaso de pressão se trata do objeto final da análise, visto que, após realizado os cálculos e definidas as dimensões do vaso de pressão, é possível determinar os requisitos mínimos do equipamento para orçamentação. A folha de dados gerada para o trabalho pode ser vista no Apêndice D. A folha de dados apresenta os dados construtivos, dimensional, exigências mínimas e esquemático do equipamento. A folha de dados servirá de base para a realização do projeto de fabricação do equipamento, arranjo de bocais, dimensional e detalhamento do restante da estrutura para instalação.

4. CONCLUSÃO

O modelo criado proporciona a análise dos mais diversos cenários, desde instalações com espaço restrito até instalações com maior espaço disponível e com maiores quantidades de configurações de vasos possíveis. O método auxilia na tomada de decisão do engenheiro projetista para definição das dimensões do vaso de pressão visando a redução de custo material para a fabricação. Visto se tratar de um equipamento com elevado custo para as mais diversas indústrias, o trabalho corrobora na busca otimização de recurso na fabricação de vasos de pressão. O trabalho define que a seleção das dimensões adequadas para o vaso de pressão pode garantir uma economia de até 47% no custo de fabricação do costado, e que a mínima variação do raio interno do vaso de pressão, pode proporcionar uma redução de até 43% do custo de fabricação do equipamento.

Além disso, é possível notar que o trabalho busca, também, evitar o gasto de material excessivo, visto que, a ASME VIII Div. I já se encontra consolidada no ramo de dimensionamento e fabricação de vasos de pressão, portanto, utilizar espessuras demasiadamente superiores, acaba por haver gasto adicional de material sem haver o retorno proporcional em vida útil e segurança do equipamento. Há de se atentar que a vida útil e segurança do equipamento, conforme apresentado, está majoritariamente associada aos procedimentos de manutenção periódica, inspeção do equipamento e operação adequada do processo.

O trabalho corresponde a um ramo da linha de otimização de custo de vaso de pressão, como proposta futura do trabalho, é possível realizar uma análise semelhante ao que foi realizado para o costado, porém considerando os tampos, bocais e suportaçoão de forma a prever o custo integral do equipamento.

5. REFERÊNCIAS

ASME Section VIII Division 1, ASME BPVC. VIII.1-2019. *ASME Boiler and Pressure Vessel Code an International Code*, 2019.

ASME Boiler and Pressure Vessel Code II, Material, 2013. *Part D, Properties (Customaty)*, 2013.

BLACHUT, J. *Minimum Weight of Internally Pressurised Domes Subject to Plastic Load Failure*. Department of Mechanical Engineering, The University of Liverpool, UK, 1997.

CARBONARI, R. *Design of pressure vessels using shape optimization: An integrated approach*. International Journal of Pressure Vessels and Piping, 2011.

DANTAS, R. C. **Análise dos esforços de dobramento aplicado por uma calandra de perfil**. Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2019.

Governo Federal, Ministério do Trabalho e Previdência. **NR-13 Caldeiras, Vasos de pressão, Tubulações E Tanques metálicos de armazenamento**, Portaria SEPRT nº915, de 30 de julho de 2019.

HUPPES R. **Análise de falha em um vaso de pressão**, Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

MAQFORTE. **Calandra para chapa com 3 rolos hidráulica série AH**. Site institucional, Portugal. Disponível em: < <https://www.maqfort.com/produtos/calandra-chapa-3-rolos-ah/>> Acesso em: 01 fev., 2023.

MIDDLETON, J.; OWEN, D. *Automated design optimization to minimize shearing stress in axisymmetric pressure-vessels*. Department of Civil Engineering, University College of Swansea, UK, 1977.

NICOLA, M.; VIEIRA, M. **Projeto mecânico e construção de vaso de pressão: Estudo do caso serviço com sulfeto de hidrogênio**. Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Espírito Santo, Vitória, 2012.

ONLINE METALS. **Carbon Steel Plate A36**. Disponível em: < encr.pw/QxmWY >, Acesso em: 10 jan. 2023.

PETROBRAS, Norma N-253. **Projeto de vaso de pressão**. 1ª Emenda, Rev. L, Brasil, setembro de 2017.

SOUSA, E. **Uma contribuição à reformulação da norma regulamentadora 13 (NR-13) na perspectiva da adoção de sistema de gestão de segurança e saúde ocupacional**. Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, 2008.

TELLES, P.C. **Vasos de Pressão**. 2. ed. Rio Janeiro, LTC, 2007. v.1, 302p.

VIEIRA, LUIZ. **Otimização de Forma Aplicado a Projetos de Vaso de Pressão**. Departamento de Engenharia Mecânica PUC-Rio, Rio de Janeiro, 2016.

APÊNDICE A

Dados de entrada									
V	P	T	a	b	c	E		Material	
5 m ³	1 Mpa	100 °C	8000 mm	8000 mm	10000 mm	70,00%		ASTM A36	
Iterações	R (mm)	t (mm)	t nominal (inch)	h (mm)	F(N)	kg	Eficiencia	R\$	h/d
1	398,95	5,75	0,25	10000,00	1,32E+05	1139,27	90,53%	R\$ 67.874	12,5
2	428,27	6,17	0,25	8677,71	1,32E+05	1139,27	97,18%	R\$ 63.227	10,1
3	457,58	6,59	0,50	7601,35	1,32E+05	1139,27	51,92%	R\$ 112.821	8,3
4	486,90	7,02	0,50	6713,50	1,32E+05	1139,27	55,24%	R\$ 106.027	6,9
5	516,22	7,44	0,50	5972,59	1,32E+05	1139,27	58,57%	R\$ 100.006	5,8
6	545,54	7,86	0,50	5347,89	1,32E+05	1139,27	61,90%	R\$ 94.631	4,9
7	574,86	8,28	0,50	4816,31	1,32E+05	1139,27	65,22%	R\$ 89.805	4,2
8	604,17	8,71	0,50	4360,22	1,32E+05	1139,27	68,55%	R\$ 85.447	3,6
9	633,49	9,13	0,50	3965,97	1,32E+05	1139,27	71,88%	R\$ 81.493	3,1
10	662,81	9,55	0,50	3622,88	1,32E+05	1139,27	75,20%	R\$ 77.888	2,7
11	692,13	9,97	0,50	3322,46	1,32E+05	1139,27	78,53%	R\$ 74.589	2,4
12	721,45	10,40	0,50	3057,91	1,32E+05	1139,27	81,85%	R\$ 71.558	2,1
13	750,76	10,82	0,50	2823,74	1,32E+05	1139,27	85,18%	R\$ 68.763	1,9
14	780,08	11,24	0,50	2615,48	1,32E+05	1139,27	88,51%	R\$ 66.179	1,7
15	809,40	11,66	0,50	2429,44	1,32E+05	1139,27	91,83%	R\$ 63.782	1,5
16	838,72	12,09	0,50	2262,56	1,32E+05	1139,27	95,16%	R\$ 61.552	1,3
17	868,04	12,51	0,50	2112,30	1,32E+05	1139,27	98,49%	R\$ 59.473	1,2
18	897,36	12,93	0,75	1976,53	1,32E+05	1139,27	67,88%	R\$ 72.836	1,1
19	926,67	13,35	0,75	1853,44	1,32E+05	1139,27	70,09%	R\$ 70.531	1,0
20	926,67	13,35	0,75	1853,44	1,32E+05	1139,27	70,09%	R\$ 70.531	1,0
Média								R\$ 77.951	
Desvio padrão								R\$ 12.458	
Maior Valor								R\$ 112.821	
Menor Valor								R\$ 59.473	

APÊNDICE B

Dados de entrada									
V	P	T	a	b	c	E		Material	
5 m³	1 Mpa	100 °C	2000 mm	2000 mm	2000 mm	70,00%		ASTM A36	
Iterações	R (mm)	t (mm)	t nominal (inch)	h (mm)	F(N)	kg	Eficiencia	R\$	h/d
1	892,08	12,85	0,75	2000,00	1,32E+05	1139,27	67,48%	R\$ 73.266,66	1,12
2	893,99	12,88	0,75	1991,43	1,32E+05	1139,27	67,62%	R\$ 73.109,60	1,11
3	895,91	12,91	0,75	1982,92	1,32E+05	1139,27	67,77%	R\$ 72.953,21	1,11
4	897,82	12,94	0,75	1974,47	1,32E+05	1139,27	67,91%	R\$ 72.797,48	1,10
5	899,74	12,96	0,75	1966,06	1,32E+05	1139,27	68,06%	R\$ 72.642,42	1,09
6	901,66	12,99	0,75	1957,72	1,32E+05	1139,27	68,20%	R\$ 72.488,02	1,09
7	903,57	13,02	0,75	1949,42	1,32E+05	1139,27	68,35%	R\$ 72.334,27	1,08
8	905,49	13,05	0,75	1941,18	1,32E+05	1139,27	68,49%	R\$ 72.181,18	1,07
9	907,41	13,08	0,75	1932,99	1,32E+05	1139,27	68,64%	R\$ 72.028,73	1,07
10	909,32	13,10	0,75	1924,85	1,32E+05	1139,27	68,78%	R\$ 71.876,92	1,06
11	911,24	13,13	0,75	1916,76	1,32E+05	1139,27	68,93%	R\$ 71.725,75	1,05
12	913,16	13,16	0,75	1908,72	1,32E+05	1139,27	69,07%	R\$ 71.575,22	1,05
13	915,07	13,19	0,75	1900,73	1,32E+05	1139,27	69,22%	R\$ 71.425,31	1,04
14	916,99	13,21	0,75	1892,80	1,32E+05	1139,27	69,36%	R\$ 71.276,04	1,03
15	918,91	13,24	0,75	1884,91	1,32E+05	1139,27	69,51%	R\$ 71.127,38	1,03
16	920,82	13,27	0,75	1877,07	1,32E+05	1139,27	69,65%	R\$ 70.979,35	1,02
17	922,74	13,30	0,75	1869,28	1,32E+05	1139,27	69,80%	R\$ 70.831,93	1,01
18	924,66	13,32	0,75	1861,54	1,32E+05	1139,27	69,94%	R\$ 70.685,12	1,01
19	926,57	13,35	0,75	1853,85	1,32E+05	1139,27	70,08%	R\$ 70.538,92	1,00
20	926,57	13,35	0,75	1853,85	1,32E+05	1139,27	70,08%	R\$ 70.538,92	1,00
Média								R\$ 71.819	
Desvio padrão								R\$ 749	
Maior Valor								R\$ 73.267	
Menor Valor								R\$ 70.539	

APÊNDICE C

```

clear all

%comprimentodisponivel = input ('Digite o espaço horizontal disponível em mm:');
%larguradisponivel = input ('Digite o espaço largura disponível em mm:');
%alturadisponivel = input ('Digite o espaço altura disponível em mm:');
%Vi = input ('Digite o volume que o vaso de pressão teria de ter em (m³):');
%V = Vi*1000000000 % transformando para mm³
%P = input ('Digite a pressão de operação teria ter em (Mpa):');
%T = input ('Digite a temperatura de operação do vaso em graus Celcius:');
%if T > 650
    % s = 'Valor inválido';
    %disp (s);
    %T = input ('Digite a temperatura de operação do vaso em graus Celcius:');
%end
%E= input ('Digite a eficiência de solda do vaso de pressão:');
n=500; %numero de iterações
comprimentodisponivel =8000;
larguradisponivel =8000;
alturadisponivel =10000;
V=5000000000;
P=1;
E=0.7;
S = 100; % tensão máxima permitida

%% Definição das restrições

Rmax = comprimentodisponivel/2;

if (Rmax < larguradisponivel)
    Rmax = larguradisponivel/2;
end

Rmin = ((V/(pi*alturadisponivel))^(1/2)); % definindo o raio mínimo e, além disse, definindo a máxima altura permitida do vaso, visto que quanto menor o raio maior a altura

for i = 1:1:n

    R(i) = Rmin + (Rmax-Rmin)*(i-1)/(n-1); % criando a matriz para os raios possíveis dentro dos intervalos Rmin e Rmax;

end

%% Cálculo das espessuras mínimas requeridas pela norma
C1 = P/(E*S-0.6*P); % Constante associada a esforços circunferencial (juntas longitudinais);
C2 = P/(2*E*S-0.6*P); % Constante associada e esforços longitudinais (solda circunferencial);

if C1 > C2 % Lógica para determinar o maior entre C1 e C2;
    C=C1;
else
    C=C2;
end

for i = 1:1:n

```

```

    t(i) = R(i)*C;

end
for i = 1:1:n

    tnom(i) = 6.35*floor(t(i)/6.35) + ceil((t(i) - 6.35*floor(t(i)/6.35))/6.35)*6.35; %definindo espessura
    comercial

end

for i = 1:1:n

    tpol(i) = tnom(i)/25.4; %definindo espessura comercial

end

for i = 1:1:n
    Constantedecusto (i)=0.0157*tpol(i).^3-0.0322*tpol(i).^2+0.0271*tpol(i)-0.0023; %definida equação do custo
    de chapa em função de espessura
    h(i)=(pi*R(i)*R(i))^(-1)*V;
    reais(i) = 2*Constantedecusto (i)*V/R(i);

end

for i = 1:1:n

    xx = (2*R(i))/h(i);

    if xx > 1
        reais (i) = max(reais);
    end
end

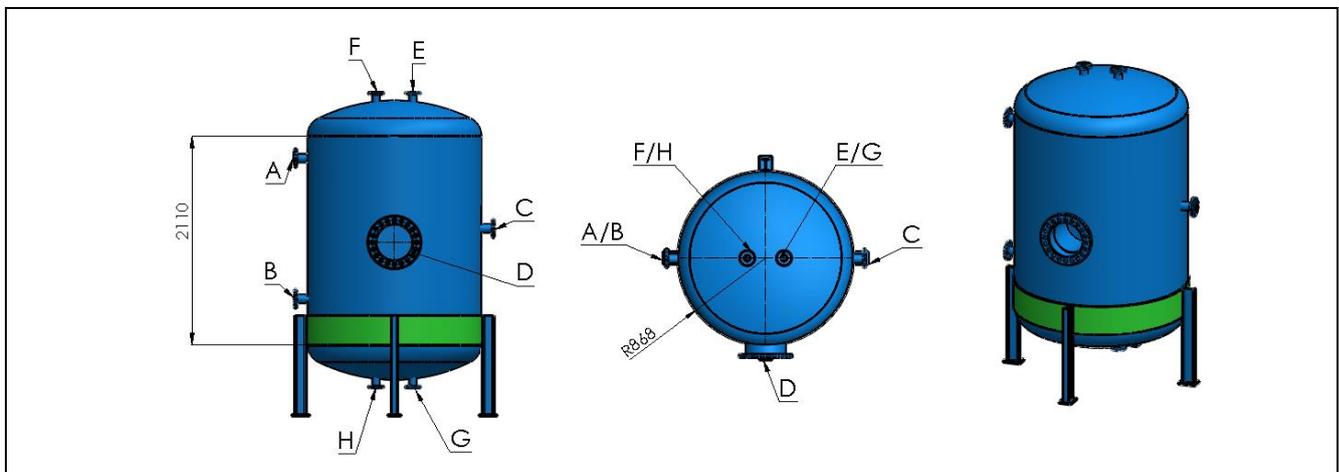
for i = 1:1:n
    if reais (i) == min(reais)
        kbarato=i;
    end
    if reais (i) == max(reais)
        kcaro=i;
    end
end
r=R(kbarato)
[X,Y,Z] = cylinder(r);
a=comprimentodisponivel/2;
b=larguradisponivel/2;
c=alturadisponivel;
Z=Z*h(kbarato);
surf (X,Y,Z);
axis equal
xlim([-a a])
ylim([-b b])
zlim([0 c])

disp(r) %raio menor custo

```

APÊNDICE D

DEMEC		FOLHA DE DADOS			UFRGS UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL	
Serviço: ARMAZENAMENTO DE AR COMPRIDO					Item N°:	*
Fabricante: *					Quant.:	01
DADOS DE OPERAÇÃO E PROJETO				MATERIAIS DE FABRICAÇÃO		
01	Norma/Código: ASME VIII Div. 1	Produto: AR	35	Tampo	AC - ASTM A36	
02	Edição:	2019	36	Casco	AC - ASTM A36	
03	Posição:	VERTICAL	37	Pescoço	Tubo AC - ASTM A36	
04	Capacidade	ÚTIL	5 m ³	38	Chapa AC - ASTM A36	
05		TOTAL	5 m ³	39	Suportes	
06	Diâmetro máx x Altura máx	1736mm x 2100mm		40	Flanges	Bocais: ASTM A105 (forjado)
07	Esp. costado	1/2" (#12,7)		41		Boca de visita
08	Pressão	Operação	20 kgf/cm ² (2 Mpa)	42	Parafuso/ Porca	SA 193 GR B7 / SA-194 Gr.2H
09		Projeto	20 kgf/cm ² (2 Mpa)	43		
10		Teste	25 kgf/cm ² (2,5 Mpa)	44		
11	Temperatura	Operação	60° C	45	Guarnição	N/A
12		Projeto	100° C	46	Curva	N/A
13	Teste	ESTANQUEIDADE		47	Luva	N/A
15		Casco	Tampo	49		
16	Sobr. de Corrosão	N/A	N/A	50	Chapas de Reforço	*
17	Radiografia	*	*	ACESSÓRIOS		
19	Eficiência de Soldas	70%	70%	52	Plataforma/Escada	NÃO



ESQUEMÁTICO DE BOCAIS

POSIÇÃO	DN	QTD.	CLASSE	SERVIÇO	OBS:
A	2"	1	FSO #150	Entrada/Saída de produto	Confirmar conforme aplicação
B	2"	1	FSO #150	Entrada/Saída de produto	Confirmar conforme aplicação
C	2"	1	FSO #150	Transmissor de temperatura	Confirmar conforme aplicação
D	14"	1	FSO #150	Bocal de inspeção	Confirmar conforme aplicação
E	2"	1	FSO #150	Vent/Bujão	Confirmar conforme aplicação
F	2"	1	FSO #150	Válvula de segurança (PSV)	Confirmar conforme aplicação
G	2"	1	FSO #150	Dreno/Purgador	Confirmar conforme aplicação
H	2"	1	FSO #150	Transmissor de pressão diferencial	Confirmar conforme aplicação

ANEXO I

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy Desig./UNS No.	Class/Condition/ Temper	Size/Thickness, in.	P-No.	Group No.
(13) 1	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-3	P275NH	--	--	$2\frac{1}{4} < t \leq 4$	1	1
2	Carbon steel	Bar	SA-675	55	--	--	--	1	1
3	Carbon steel	Bar	SA-675	55	--	--	--	1	1
4	Carbon steel	Wld. pipe	SA-134	A283C	K02401	--	--	1	1
5	Carbon steel	Plate	SA-283	C	K02401	--	--	1	1
6	Carbon steel	Plate	SA-285	C	K02801	--	--	1	1
7	Carbon steel	Sms. & wld. pipe	SA-333	1	K03008	--	--	1	1
8	Carbon steel	Sms. & wld. tube	SA-334	1	K03008	--	--	1	1
9	Carbon steel	Wld. tube	SA-334	1	K03008	--	--	1	1
10	Carbon steel	Plate	SA-516	55	K01800	--	--	1	1
11	Carbon steel	Sms. pipe	SA-524	II	K02104	--	--	1	1
12	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CA55	K02801	--	--	1	1
13	Carbon steel	Wld. pipe	SA-671	CE55	K02202	--	--	1	1
14	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	A55	K02801	--	--	1	1
15	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	B55	K02001	--	--	1	1
16	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	C55	K01800	--	--	1	1
17	Carbon steel	Wld. pipe	SA-672	E55	K02202	--	--	1	1
18	Carbon steel	Sheet	SA-414	C	K02503	--	--	1	1
(13) 19	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-3	P275NH	--	--	$\leq 2\frac{1}{4}$	1	1
20	Carbon steel	Bar	SA-36	--	K02600	--	--	1	1
21	Carbon steel	Plate, sheet	SA-36	--	K02600	--	--	1	1
22	Carbon steel	Plate, sheet	SA-662	A	K01701	--	--	1	1
(13) 23	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250A	--	--	$t > 1\frac{1}{2}$	1	1
(13) 24	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250B	--	--	$t > 1\frac{1}{2}$	1	1
(13) 25	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250C	--	--	$t > 1\frac{1}{2}$	1	1
(13) 26	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250A	--	--	$\frac{3}{8} < t \leq 1\frac{1}{2}$	1	1
(13) 27	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250B	--	--	$\frac{3}{8} < t \leq 1\frac{1}{2}$	1	1
(13) 28	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250C	--	--	$\frac{3}{8} < t \leq 1\frac{1}{2}$	1	1
(13) 29	Carbon steel	Plate	SA/EN 10028-2	P265GH	--	--	$\leq 2\frac{1}{4}$	1	1
(13) 30	Carbon steel	Sms. tube	SA/EN 10216-2	P265GH	--	--	$1\frac{3}{8} < t \leq 2\frac{1}{2}$	1	1
(13) 31	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250A	--	--	$t \leq \frac{3}{4}$	1	1
(13) 32	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250B	--	--	$t \leq \frac{3}{4}$	1	1
(13) 33	Carbon steel	Plate, bar, shapes	SA/IS 2062	E250C	--	--	$t \leq \frac{3}{4}$	1	1
(13) 34	Carbon steel	Sms. tube	SA/EN 10216-2	P265GH	--	--	$\frac{5}{8} < t \leq 1\frac{1}{8}$	1	1
(13) 35	Carbon steel	Sms. tube	SA/EN 10216-2	P265GH	--	--	$t \leq \frac{5}{8}$	1	1
36	Carbon steel	Forgings	SA-181	--	K03502	60	--	1	1
37	Carbon steel	Castings	SA-216	WCA	J02502	--	--	1	1
38	Carbon steel	Forgings	SA-266	1	K03506	--	--	1	1
39	Carbon steel	Forgings	SA-350	LF1	K03009	1	--	1	1
40	Carbon steel	Castings	SA-352	LCA	J02504	--	--	1	1

ANEXO II

2013 SECTION II, PART D (CUSTOMARY)

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3; Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values S for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Maximum Allowable Stress, ksi (Multiply by 1000 to Obtain psi), for Metal Temperature, °F, Not Exceeding														
-20														
Line No.	to 100	150	200	250	300	400	500	600	650	700	750	800	850	900
1	15.3	15.3	15.3	--	15.3	15.3	--	--	--	--	--	--	--	--
2	15.7	15.7	15.7	--	15.7	15.7	14.9	14.1	13.6	13.1	12.7	10.0	8.7	5.9
3	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	14.9	14.1	13.6	--	--	--	--	--
4	15.7	--	15.7	--	15.7	--	--	--	--	--	--	--	--	--
5	15.7	15.7	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	--	--	--	--	--
6	15.7	15.7	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
7	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
8	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
9	13.4	13.4	13.4	--	13.4	13.4	13.4	13.0	12.6	--	--	--	--	--
10	15.7	15.7	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
11	15.7	15.7	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
12	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
13	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
14	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
15	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
16	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
17	15.7	--	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--
18	15.7	15.7	15.7	--	15.7	15.7	15.7	15.7	15.7	15.6	13.0	10.0	8.7	5.9
19	16.1	16.1	16.1	--	16.1	16.1	--	--	--	--	--	--	--	--
20	16.6	16.6	16.6	--	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	15.6	13.0	10.0	8.7	5.9
21	16.6	--	16.6	--	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	15.6	--	--	--	--
22	16.6	16.6	16.6	--	16.6	16.6	16.6	16.6	16.6	15.6	--	--	--	--
23	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	16.5	--	--	--	--	--
24	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	16.5	--	--	--	--	--
25	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	16.5	--	--	--	--	--
26	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	--	--	--	--	--
27	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	--	--	--	--	--
28	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	--	--	--	--	--
29	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	15.6	--	--	--	--
30	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	13.0	10.0	8.7	5.9
31	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	--	--	--	--	--
32	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	--	--	--	--	--
33	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	--	--	--	--	--
34	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	13.0	10.0	8.7	5.9
35	17.0	--	17.0	--	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	17.0	13.0	10.0	8.7	5.9
36	17.1	17.1	17.1	--	17.1	17.1	16.3	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
37	17.1	--	17.1	--	17.1	17.1	16.3	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
38	17.1	17.1	17.1	--	17.1	17.1	16.3	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
39	17.1	17.1	17.1	--	17.1	17.1	16.3	15.3	14.8	14.3	13.0	10.0	8.7	5.9
40	17.1	--	17.1	--	17.1	17.1	16.3	15.3	14.8	14.3	--	--	--	--

ANEXO III

Table UW-12 Maximum Allowable Joint Efficiencies for Welded Joints						
Type No.	Joint Description	Limitations	Joint Category	Extent of Radiographic or Ultrasonic Examination [Note (1), Note (2), Note (3)]		
				(a) Full [Note (4)]	(b) Spot [Note (5)]	(c) None
(1)	Butt joints as attained by double-welding or by other means that will obtain the same quality of deposited weld metal on the inside and outside weld surfaces to agree with the requirements of UW-35. Welds using metal backing strips that remain in place are excluded.	None	A, B, C, and D	1.00	0.85	0.70
(2)	Single-welded butt joint with backing strip other than those included under (1)	(a) None except as in (b) below (b) Circumferential butt joints with one plate offset; see UW-13(b)(4) and Figure UW-13.1, sketch (i)	A, B, C, and D A, B, and C	0.90 0.90	0.80 0.80	0.65 0.65
(3)	Single-welded butt joint without use of backing strip	Circumferential butt joints only, not over 7/8 in. (16 mm) thick and not over 24 in. (600 mm) outside diameter	A, B, and C	NA	NA	0.60
(4)	Double full fillet lap joint	(a) Longitudinal joints not over 7/8 in. (10 mm) thick (b) Circumferential joints not over 7/8 in. (16 mm) thick	A B and C [Note (6)]	NA NA	NA NA	0.55 0.55
(5)	Single full fillet lap joints with plug welds conforming to UW-17	(a) Circumferential joints [Note (7)] for attachment of heads not over 24 in. (600 mm) outside diameter to shells not over 1/2 in. (13 mm) thick (b) Circumferential joints for the attachment to shells of jackets not over 7/8 in. (16 mm) in nominal thickness where the distance from the center of the plug weld to the edge of the plate is not less than 1 1/2 times the diameter of the hole for the plug.	B C	NA NA	NA NA	0.50 0.50
(6)	Single full fillet lap joints without plug welds	(a) For the attachment of heads convex to pressure to shells not over 7/8 in. (16 mm) required thickness, only with use of fillet weld on inside of shell; or (b) for attachment of heads having pressure on either side, to shells not over 24 in. (600 mm) inside diameter and not over 7/8 in. (6 mm) required thickness with fillet weld on outside of head flange only	A and B A and B	NA NA	NA NA	0.45 0.45
(7)	Corner joints, full penetration, partial penetration, and/or fillet welded	As limited by Figure UW-13.2 and Figure UW-16.1	C and D [Note (8)]	NA	NA	NA
(8)	Angle joints	Design per U-2(g) for Category B and C joints	B, C, and D	NA	NA	NA

GENERAL NOTE: $E = 1.00$ for butt joints in compression.

NOTES:

- Some welding processes require ultrasonic examination in addition to radiographic examination, and other processes require ultrasonic examination in lieu of radiographic examination. See UW-11 for some additional requirements and limitations that may apply.
- Joint efficiency assignment rules of UW-12(d) and UW-12(e) shall be considered and may further reduce the joint efficiencies to be used in the required thickness calculations.
- The rules of UW-12(f) may be used in lieu of the rules of this Table at the Manufacturer's option.
- See UW-12(a) and UW-51.
- See UW-12(b) and UW-52.
- For Type No. 4 Category C joint, limitation not applicable for bolted flange connections.
- Joints attaching hemispherical heads to shells are excluded.
- There is no joint efficiency E in the design equations of this Division for Category C and D corner joints. When needed, a value of E not greater than 1.00 may be used.

Case 4