

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
CAMPUS CACHOEIRA DO SUL
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Jefferson Fagundes da Silva

**DIMENSIONAMENTO DE UM REATOR DE HIDRÓLISE DE AÇO
INOXIDÁVEL PARA USO EM UMA UNIDADE LABORATORIAL
MULTIPROPÓSITO**

Cachoeira do Sul, RS
2021

Jefferson Fagundes da Silva

**DIMENSIONAMENTO DE UM REATOR DE HIDRÓLISE DE AÇO
INOXIDÁVEL PARA USO EM UMA UNIDADE LABORATORIAL
MULTIPROPÓSITO**

Trabalho de conclusão de curso, apresentado ao curso de Engenharia Mecânica, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS) – Campus Cachoeira do Sul, como requisito parcial para obtenção do título de **Engenheiro Mecânico.**

Orientador: Prof. Dr. Giovani Leone Zobot

Cachoeira do Sul, RS
2021

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos os familiares, amigos e conhecidos que direta ou indiretamente participaram desta jornada e que tornaram este caminho mais fácil. Mas em especial, agradeço:

Aos meus pais, Telma Thomaz Fagundes e Adriano Santos da Silva, pela educação que me deram, pelo suporte nos momentos de dúvidas e por todo carinho e amor. Vocês foram elementos fundamentais nessa caminhada.

À minha irmã, Déborah Fagundes da Silva, pela parceria e por estar presente em todos os momentos, sempre disposta a ajudar e tornar essa jornada mais leve.

Ao meu orientador, Giovani Leone Zobot, pela dedicação em todas as orientações dadas, pela paciência e pela amizade. O senhor teve uma grande contribuição na minha formação e eu o considero uma grande referência como ser humano e profissional.

Aos integrantes do Laboratório de Engenharia de Processos Agroindustriais (LAPE), por serem excelentes amigos, companheiros e por tornarem este período de longa dedicação em algo divertido.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e à Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado do Rio Grande do Sul (FAPERGS), por me proporcionarem a experiência de participar do programa de Bolsas de Iniciação Científica, contribuindo para o meu desenvolvimento pessoal e minha formação.

À Universidade Federal de Santa Maria Campus Cachoeira do Sul, por me proporcionar uma formação gratuita e de qualidade.

Um dos aspectos mais importantes da vida é a maneira como sua carreira atinge as pessoas ao seu redor. Este é o verdadeiro significado de excelência.

(Kobe Bryant)

RESUMO

DIMENSIONAMENTO DE UM REATOR DE HIDRÓLISE DE AÇO INOXIDÁVEL PARA USO EM UMA UNIDADE LABORATORIAL MULTIPROPÓSITO

AUTOR: Jefferson Fagundes da Silva
ORIENTADOR: Prof. Dr. Giovani Leone Zabot

Neste trabalho foram pesquisadas tecnologias de produção de etanol de segunda geração, sendo considerada uma das alternativas mais promissoras para geração de energia a partir de fontes não fósseis. Um dos processos utilizados na obtenção deste biocombustível é o pré-processamento de biomassas residuais a partir da hidrólise subcrítica, que utiliza água em condições próximas ao ponto crítico para a conversão da biomassa em açúcares fermentescíveis. Entretanto, para a realização de cada ensaio de hidrólise são requeridos longos períodos de aquecimento e resfriamento do vaso de pressão utilizado. Com o objetivo de reduzir o tempo de processo destes ensaios, foram determinados os critérios, restrições e parâmetros de operação necessários para a elaboração do projeto mecânico de um vaso de pressão de aço inox 316 e de seus componentes principais e parâmetros críticos, seguindo as normativas da ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas). Primeiramente, definiu-se a temperatura de projeto em 400 °C e a pressão de projeto de 45 MPa. Nestas condições, a tensão admissível do aço inoxidável 316 é de 111 MPa. A partir destas definições, foram conduzidos os cálculos para o dimensionamento do equipamento. Utilizando as equações de Lamè para cálculo das tensões do casco do vaso de pressão, foram obtidos os valores de 68,4375 MPa, -45 MPa e 11,7187 MPa para as tensões circunferencial, radial e longitudinal, respectivamente. Adicionalmente, foram avaliadas as tensões desenvolvidas em função do gradiente térmico para as fibras internas e para as fibras externas do vaso. Para as fibras internas, o valor obtido para as tensões circunferencial e longitudinal foi de 6,35 MPa. Já para as fibras externas, as tensões circunferencial e longitudinal apresentaram a intensidade de -3,79 MPa. No dimensionamento das tampas roscadas, foram calculadas as tensões axial e de cisalhamento para rasgamento de rosca, que apresentaram os valores de 107,36 MPa e 157,02 MPa, respectivamente. Já para o dimensionamento do apoio vertical do vaso de pressão, foram definidas as dimensões e determinadas as tensões de flexão e de cisalhamento considerando o peso próprio do casco cilíndrico. A tensão de flexão calculada foi de 28,66 kPa, enquanto a tensão de cisalhamento foi de 121,28 kPa. Por último, foi determinada a potência de 2500 W requerida pela manta térmica elétrica para o aquecimento do reator até a temperatura de processo de 220 °C. Constatou-se que, para as condições de projeto de 400°C e 45 MPa, os resultados estavam em conformidade com os critérios de aceitação definidos por norma, fundamentados na comparação da tensão admissível do material do vaso com as tensões calculadas.

Palavras-chave: Hidrólise subcrítica. Reatores de alta pressão. Dimensionamento de vasos de pressão.

ABSTRACT

DESIGN OF A STAINLESS-STEEL REACTOR FOR USE IN A MULTIPURPOSE LABORATORY EQUIPMENT OF HYDROLISIS

AUTHOR: Jefferson Fagundes da Silva
ADVISOR: Prof. Dr. Giovani Leone Zobot

In this work, technologies to produce second-generation ethanol were researched, which is considered one of the most promising alternatives for generating energy from non-fossil sources. One of the processes used to obtain this biofuel is the pre-processing of residual biomass using subcritical water hydrolysis, which uses water in conditions close to the critical point for the conversion of biomass into fermentable sugars. However, long periods of heating and cooling of the vessel are required to perform each assay of hydrolysis. The restrictions and operating parameters necessary for elaborating the mechanical design of a 316 stainless-steel vessel for high-pressure operation and its main components and critical parameters were determined to reduce the process time of these assays, following the ABNT rules (Brazilian Technical Rules Association). First, the design temperature was set at 400 °C and the design pressure was set at 45 MPa. Under these conditions, the permissible stress of 316 stainless-steel is 111 MPa. From these definitions, calculations were done to scale the equipment. Using the Lamè equations to calculate the vessel shell stresses, the values of 68.4375 MPa, -45 MPa and 11.7187 MPa were obtained for the circumferential, radial and longitudinal stresses, respectively. In addition, the stresses developed as function of the thermal gradient for the inner fibers and the outer fibers of the vessel were evaluated. For internal fibers, the value obtained for the circumferential and longitudinal stresses was 6.35 MPa. As for the external fibers, the circumferential and longitudinal stresses showed an intensity of -3.79 MPa. In the dimensioning of threaded caps, the axial and shear stresses for thread tearing were calculated, which showed the values of 107.36 MPa and 157.02 MPa, respectively. As for the dimensioning of the vertical support of the vessel, the dimensions were defined, and the bending and shear stresses were determined considering the weight of the cylindrical shell. The calculated bending stress was 28.66 kPa, while the shear stress was 121.28 kPa. Finally, the 2500 W power required by the electric band heater to achieve the process temperature of 220 °C was determined. For the design conditions of 400 °C and 45 MPa, the results were in accordance with the acceptance criteria defined by the Brazilian rules, based on the comparison of the allowable stress of the vessel material with the calculated stresses.

Keywords: Subcritical water hydrolysis. High pressure reactors. Sizing of pressure vessels.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	9
1.1	OBJETIVO GERAL	10
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	10
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1	BIOCOMBUSTÍVEIS	11
2.2	BIOETANOL DE SEGUNDA GERAÇÃO	12
2.3	HIDRÓLISE SUBCRÍTICA	14
2.4	VASOS DE ALTA PRESSÃO	14
2.5	NORMAS DE PROJETO	17
2.5.1	Código ASME, seção VIII, Divisão 1	18
2.5.2	Código ASME, seção VIII, Divisão 2	19
2.6	TENSÕES EM UM VASO DE PRESSÃO	19
2.6.1	Tensões primárias	19
2.6.2	Tensões secundárias	19
2.6.3	Tensões localizadas máximas	20
2.7	CASCOS CILÍNDRICOS	20
3	METODOLOGIA	21
3.1	VASO DE PRESSÃO	21
3.2	SELEÇÃO DOS MATERIAIS	22
3.3	CASCO CILÍNDRICO	22
3.3.1	Determinação das tensões e espessura em cascos cilíndricos	22
3.4	POTÊNCIA DA MANTA TÉRMICA	25
3.5	TAMPAS ROSCADAS	26
3.6	SUPORTE VERTICAL	28
4	RESULTADOS	30
4.1	CÁLCULO DAS TENSÕES E DA ESPESSURA DA PAREDE DO VASO DE PRESSÃO	30
4.2	CÁLCULO DA POTÊNCIA DA MANTA TÉRMICA	32
4.3	CÁLCULO DAS TAMPAS ROSCADAS	33
4.4	CÁLCULO DO SUPORTE VERTICAL	35
4.5	DESIGN FINAL	37
5	CONCLUSÃO	40
5.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	40

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Processo simplificado da produção de etanol de segunda geração.....	13
Figura 2 – Representação dos vasos de pressão mais utilizados.....	16
Figura 3 – Procedimento de dimensionamento de vasos de pressão.....	17
Figura 4 – Vista frontal do casco cilíndrico.....	38
Figura 5 – Vista superior do casco cilíndrico.....	38
Figura 6 – Vista isométrica da tampa superior.....	39
Figura 7 – Vista isométrica da tampa inferior.....	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de projeto do Vaso de pressão.	21
Tabela 2 – Propriedades mecânicas do aço inox 316	22
Tabela 3 – Tensões determinadas para o vaso de pressão	37

LISTA DE SÍMBOLOS

σ_C	Tensão circunferencial;
σ_R	Tensão radial;
σ_X	Tensão longitudinal;
P	Pressão;
r	Raio;
r_e	Raio externo;
r_i	Raio interno;
D	Diâmetro interno;
P	Pressão;
SE	Tensão admissível do código de projeto;
σ_{TC}	Tensão térmica circunferencial;
σ_{TR}	Tensão térmica radial;
σ_{TX}	Tensão térmica longitudinal;
E	Módulo de elasticidade;
α	Coefficiente de expansão térmica;
μ	Coefficiente de Poisson;
ΔT	Variação de temperatura;
σ_1	Tensão principal no eixo 1;
σ_2	Tensão principal no eixo 2;
σ_3	Tensão principal no eixo 3;
S	Tensão equivalente de Von Mises;
P_m	Tensões de membrana;
P_b	Tensões de flexão;
$R_{T,cond}$	Resistência térmica de condução;
γ	Condutividade térmica;
L	Comprimento do vaso;
q	Potência térmica;
$R_{T,cond}$	Resistência térmica de condução;
ΔT	Variação de temperatura;
d_r	Diâmetro de raiz;
d_p	Diâmetro primitivo;
d	Diâmetro externo;
p	Passo da rosca;
σ_t	Tensão axial;
F	Força axial;
A_t	Área de tração;
F_P	Força do elemento roscado;
$\sigma_{mín}$	Resistência mínima de escoamento;
τ_s	Tensão de cisalhamento para rasgamento;
A_s	Área sob cisalhamento;
w	Fator de área para área de cisalhamento por rasgamento de roscas;
σ_F	Tensão de flexão;
τ	Tensão de cisalhamento;
M	Momento fletor;
c	Distância do eixo;
I	Momento de inércia;

V Esforço cortante interno;
 Q Momento estático de área;
 b Largura da seção de corte.

1 INTRODUÇÃO

Em razão do constante crescimento populacional e do conseqüente aumento na demanda de energia, a tendência ao esgotamento dos recursos naturais se consolida em um caminho natural. Grande parte da energia consumida atualmente é proveniente da queima de produtos derivados de combustíveis que, além de emitirem grandes quantidades de dióxido de carbono na atmosfera, contribuem para o efeito estufa e apresentam fontes de reservas finitas (DRUMM et al., 2013).

Na busca por alternativas para geração de energia não fóssil, os biocombustíveis têm se apresentado como opções promissoras, pois podem ser obtidos a partir da queima de biomassa ou de seus derivados. Sua maior vantagem consiste no reaproveitamento de resíduos de materiais que, em sua grande maioria, são descartados e que apresentam caráter renovável além de grande disponibilidade geográfica (AGUIAR, 2017).

Dentre os diversos tipos de biocombustíveis, merece ênfase o bioetanol de segunda geração, obtido a partir da fermentação de açúcares fermentescíveis dissociados de biomassas lignocelulósicas. Para isto, uma das alternativas é utilizar uma tecnologia que realiza o pré-processamento das biomassas residuais, denominada hidrólise subcrítica, que utiliza água em condições próximas ao ponto crítico para conversão de biomassas em açúcares fermentescíveis (ABAIDE, 2019).

Além da fermentação, existem outras técnicas de maior complexidade que podem ser empregadas para a produção de etanol. A primeira delas é a hidratação do etileno, que produz etanol a partir da síntese das moléculas de água e de etileno com o uso de um ácido como catalizador. Outro método empregado é a redução por acetaldeído. O acetaldeído, também conhecido por etanal, possui uma estrutura molecular muito similar ao etanol, diferenciando-se apenas pela ausência da hidroxila. Quando utilizado um agente redutor, a molécula de etanal recebe um íon de hidrogênio que se une ao átomo de hidrogênio formando a hidroxila, transformando-se em etanol (NOVACANA, 2020).

Ainda de acordo com Novacana (2020), por mais que existam métodos alternativos para a produção de etanol, a fermentação segue como o procedimento mais empregado na produção deste biocombustível. O alto emprego deste método deve-se, em grande parte, a simplicidade do processo e a maturidade do procedimento.

O grande desafio no uso da hidrólise subcrítica como etapa na produção de bioetanol consiste nos longos períodos de aquecimento e resfriamento do reator. Quando comparado ao tempo de ensaio, o período de resfriamento surge como um grande limitador em termos de

produtividade, podendo atingir mais de uma hora para ensaios que requerem apenas alguns minutos.

Uma das estratégias para a redução do tempo de processo é o uso de um reator de hidrólise com características que possibilitem a troca de biomassa ao término de cada ensaio para um aquecimento único.

Adicionalmente, o dimensionamento de vasos de alta pressão necessita do atendimento de códigos de projeto e das normas regulamentadoras do país em que se realiza o estudo. No Brasil, a norma que regulamenta a operação de vasos de pressão, caldeiras e tubulações é a NR-13, cuja finalidade é estabelecer as condições mínimas de segurança do projeto (ME, 2019).

Estão contidas nos códigos e normas de projeto metodologias e critérios de dimensionamento, fabricação, realização de ensaios não destrutivos além da lista de materiais adequados para construção de vasos de pressão (FALCÃO, 2008). Em suma, é considerado um vaso de pressão qualquer recipiente capaz de conter um fluido pressurizado. São componentes fundamentais em diversos setores industriais que apresentam dimensões, formatos e finalidades diferentes em decorrência do tipo de fluido a ser contido (ANNARATONE, 2007).

1.1 OBJETIVO GERAL

Este estudo tem como objetivo geral dimensionar um reator de aço inoxidável 316 visando a redução do tempo de processo da hidrólise subcrítica de biomassas lignocelulósicas em uma unidade laboratorial multipropósito.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Determinar os critérios e parâmetros de projeto mecânico dos componentes principais do vaso de alta pressão a ser implementado em uma unidade laboratorial multipropósito;
- Calcular as tensões desenvolvidas em função da pressão de trabalho e do gradiente de temperatura no casco do vaso de pressão;
- Calcular a potência térmica requerida para o aquecimento do reator de hidrólise.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Grande parte da energia consumida mundialmente é proveniente da queima de produtos derivados de recursos fósseis que tem contribuído, juntamente com o desmatamento, para o acúmulo de gases poluentes na atmosfera, responsáveis pelo efeito estufa e o crescimento das alterações/mudanças climáticas (DRUMM et al., 2013; QUIROGA, 2009).

Com a possibilidade de escassez a médio e longo prazo destes recursos, tem crescido o interesse por fontes renováveis de energia e alternativas ao uso de combustíveis fósseis. Diante disso, os biocombustíveis têm se apresentado como opções promissoras, destacando-se pelo menor impacto ambiental gerado pela sua combustão quando comparados aos combustíveis derivados do petróleo (CABRAL, 2013).

2.1 BIOCOMBUSTÍVEIS

De acordo com Aguiar (2017), os biocombustíveis podem ser definidos como combustíveis produzidos a partir da matéria orgânica, também conhecida como biomassa, de origem vegetal ou animal. Alguns dos produtos vegetais mais utilizados na produção de biocombustíveis são a cana-de-açúcar, milho, soja, madeira e celulose. Estes combustíveis podem ser produzidos tanto na forma líquida quanto na forma gasosa. Metanol, etanol, butanol e biodiesel são alguns exemplos de biocombustíveis encontrados na forma líquida, podendo ser utilizados em veículos, motores de combustão interna, turbinas ou células de combustível. Por outro lado, gases hidrogênio e metano são alguns exemplos de biocombustíveis na forma gasosa.

Diferentemente dos combustíveis derivados de recursos fósseis, os biocombustíveis são fontes de energia que não contribuem diretamente para o agravamento do efeito estufa. Isso se dá pelo equilíbrio existente entre a emissão e a absorção dos poluentes gerados pela queima dos gases, que são reabsorvidos no crescimento da safra seguinte. Além disso, os gases de efeito estufa, como o dióxido de carbono, liberado a partir da queima de combustíveis derivados de recursos fósseis, são mais propensos a retenção de radiações caloríficas e, conseqüentemente, contribuem para o agravamento do efeito estufa (BRASIL, 2007).

Ainda que o uso de biocombustíveis apresente grandes vantagens ambientais, Aguiar (2007) ressalta que, na sua produção, surgem limitações quanto ao uso de biomassas que exigem extensas áreas de cultivo, facilitando o surgimento de conflitos de terra quanto à produção de biocombustíveis ou alimentos. De acordo com a Agência Nacional do Petróleo, Gás Natural e Biocombustíveis (ANP), os biocombustíveis mais utilizados no Brasil são o bioetanol e o

biodiesel. Juntamente com os Estados Unidos, o Brasil se consolida como um dos maiores produtores de etanol, produzindo o combustível de 1ª e 2ª gerações.

2.2 BIOETANOL DE SEGUNDA GERAÇÃO

A produção de biocombustível pode ser classificada como primária ou secundária. Os biocombustíveis primários dispensam uma etapa de processamento para preparo da matéria-prima como, por exemplo, o uso de madeira para geração de energia. Já os biocombustíveis secundários são aqueles que necessitam passar por uma etapa de pré-tratamento da matéria prima para a sua produção, sendo predominantemente divididos em biocombustíveis de primeira, segunda ou terceira geração, de acordo com a matéria prima utilizada (FARIAS, 2014).

Os biocombustíveis de primeira geração são aqueles obtidos a partir de culturas alimentares cujo único objetivo é a produção de combustíveis. Como exemplo destas culturas, temos o açúcar, amido ou óleo vegetal, que são convertidos em etanol ou biodiesel por meio da fermentação (PLANAS, 2018).

Na produção de biocombustíveis de terceira geração, são utilizadas algas marinhas como matéria-prima. A partir delas, é possível produzir diversos tipos de biocombustíveis, como o etanol, biodiesel e o biogás. O tipo de combustível produzido depende das características do processo empregado para a sua produção e da espécie de alga utilizada. Diferentemente dos biocombustíveis de primeira geração, os biocombustíveis de terceira geração apresentam maior poder calorífico, menor densidade e viscosidade (SILVA; SILVA, 2019).

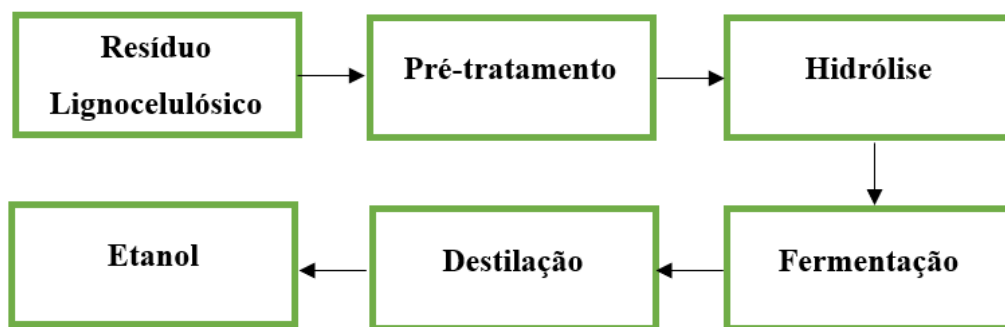
Há ainda a quarta geração de biocombustíveis, que são produzidos a partir de culturas de alta eficiência de captação solar. As células fotossintéticas em crescimento são manipuladas geneticamente para absorver maior quantidade de dióxido de carbono do ambiente e minimizar a emissão de carbono na atmosfera. Além da manipulação genética, a pirólise e a gaseificação são algumas das tecnologias que também podem ser empregadas na produção de combustíveis de quarta geração. Estas tecnologias ainda se encontram em fase inicial de desenvolvimento e necessitam de melhorias (ALALWAN; ALMINSHID; ALJAAFARI, 2019; BRANCO, 2013).

Para a produção de etanol de segunda geração, a matéria prima utilizada é a lignocelulose, presente na constituição de resíduos de origem vegetal. Este tipo de combustível pode ser obtido a partir de resíduos vegetais que em sua grande maioria seriam descartados, como é o caso do bagaço e da palha da cana-de-açúcar. Após a extração do caldo utilizado para produção de etanol de primeira geração, os materiais residuais da cana-de-açúcar podem ser

utilizados para produção de etanol de segunda geração, garantindo não somente o reaproveitamento destes resíduos como também o aumento de produtividade em etanol sem a necessidade de ampliar a área de cultivo (FARIAS, 2014; AGUIAR, 2017).

Aguiar (2017) divide a produção de etanol de segunda geração em quatro etapas principais: pré-tratamento da biomassa, hidrólise com produção dos açúcares, fermentação e separação do produto por destilação. Estas etapas podem ser visualizadas na Figura 1.

Figura 1 – Processo simplificado da produção de etanol de segunda geração.



Fonte: Adaptado de Aguiar (2017)

Atualmente, o Brasil conta com duas usinas destinadas à produção de bioetanol de segunda geração. A primeira delas entrou em operação em 2014, no município de São Miguel dos Campos, localizado no estado de Alagoas. Chamada de Bioflex 1, a unidade industrial da empresa GranBio foi a primeira biorefinaria produtora de etanol celulósico em escala comercial do Hemisfério Sul. Com capacidade de produção anual de 60 milhões de litros de combustível, a Bioflex é uma das grandes responsáveis pela produção de etanol de segunda geração a partir de resíduos da cana-de-açúcar (GRANBIO, 2020).

Em 2015, foi inaugurada a segunda usina de produção de etanol de segunda geração. Situada no município de Piracicaba, no interior do estado de São Paulo, a Unidade Costa Pinto da empresa Raizen produziu 16,5 milhões de litros de etanol de segunda geração a partir da biomassa de cana-de-açúcar na safra de 2018/2019. A empresa fabrica diferentes tipos de etanol para vários segmentos industriais, como, por exemplo, o etanol hidratado carburante, que abastece os motores dos veículos, e o hidratado neutro, utilizado para a fabricação de bebidas, cosméticos e produtos farmacêuticos (RAÍZEN, 2020).

2.3 HIDRÓLISE SUBCRÍTICA

Como exposto, a produção de biocombustíveis de segunda geração necessita de uma etapa de pré-processamento da matéria-prima. Uma das tecnologias empregadas na transformação de resíduos lignocelulósicos em açúcares fermentescíveis para a produção de etanol é a hidrólise subcrítica. Considerada uma tecnologia com passivo ambiental mais atenuado, a hidrólise subcrítica utiliza água em condições próximas ao ponto crítico para conversão de biomassas em açúcares fermentescíveis (ABAIDE, 2019).

Em condições de alta pressão e temperatura, próximas ao ponto supercrítico da água ($T = 374,2^{\circ}\text{C}$ e $P = 22 \text{ MPa}$), a água apresenta comportamento semelhante a um solvente orgânico em temperatura ambiente, com alta difusividade e baixa viscosidade (ALMEIDA, 2016).

O uso de água no estado subcrítico como meio de reação surge como alternativa ao uso de solventes orgânicos, sendo evidenciada pelas considerações acerca da segurança, economia e meio ambiente. Diferentemente dos solventes convencionais, a água é barata, não-tóxica, não combustível ou explosiva e ambientalmente segura (MORESCHI, 2004).

De acordo com Abaide (2019), hidrólises de biomassas lignocelulósicas em condições subcríticas apresentam potencial na obtenção de açúcares fermentescíveis, com menor produção de compostos inibidores e produtos de degradação. Nos experimentos conduzidos por Abaide (2019) utilizando palha de arroz como matéria-prima, a pressão foi fixada em 25 MPa enquanto a temperatura variou de 180°C a 260°C . De todas as condições avaliadas, os experimentos demonstraram que a maior concentração de açúcares fermentescíveis foi obtida na condição de 25 MPa e 220°C .

No trabalho desenvolvido por Santos et al. (2020), os experimentos foram realizados com resíduos de noz-pecã. Em seu estudo, a pressão foi fixada em 30 MPa e as temperaturas de 180°C , 220°C e 260°C foram utilizadas. Santos et al. (2020) obteve a maior concentração de açúcares fermentescíveis utilizando casca de noz-pecã na condição de 30 MPa e 220°C .

2.4 VASOS DE ALTA PRESSÃO

Um vaso de pressão é definido como um recipiente que é submetido a uma pressão externa ou interna que seja significativamente diferente da pressão ambiente. Vasos, tanques e tubulações que transportam, armazenam ou recebem algum tipo de fluido podem ser considerados vasos de pressão. Eles são considerados componentes fundamentais em diversos

setores industriais, podendo ser encontrados na indústria química, nuclear, petroquímica e espacial (THATTIL; PANY, 2017; CHATTOPADYAY, 2004).

De acordo com Thattil e Pany (2017), botijões de gás, tanques de propulsão, tanques de armazenamento e cabines pressurizadas são alguns exemplos de vasos de pressão submetidos a pressões internas, predominantemente utilizados na indústria espacial. Já Ross (2011) apresenta cascos de submarinos, fuselagens de aeronaves e ônibus espaciais, tubos imersos e tanques de armazenamento subaquático como exemplos de vasos submetidos a pressões externas.

A quantidade de fluidos que podem estar contidas nos vasos é muito ampla, incluindo-se praticamente todos os fluidos de uso industrial. O fluido presente no interior do vaso de pressão pode se encontrar tanto na fase gasosa quanto na líquida. O fluido pode ser resultado de uma mistura entre líquidos e gases ou até mesmo passar por uma transformação em seu estado, como ocorre no interior das caldeiras. Em alguns casos, os vasos de pressão podem ser submetidos a uma combinação entre alta pressão e alta temperatura, podendo ter em seu interior fluidos inflamáveis ou materiais radioativos. Desta maneira, é fundamental que os vasos de pressão sejam dimensionados corretamente para operarem dentro das condições estabelecidas e livres de acidentes operacionais (THATTIL; PANY, 2017; CHATTOPADYAY, 2004).

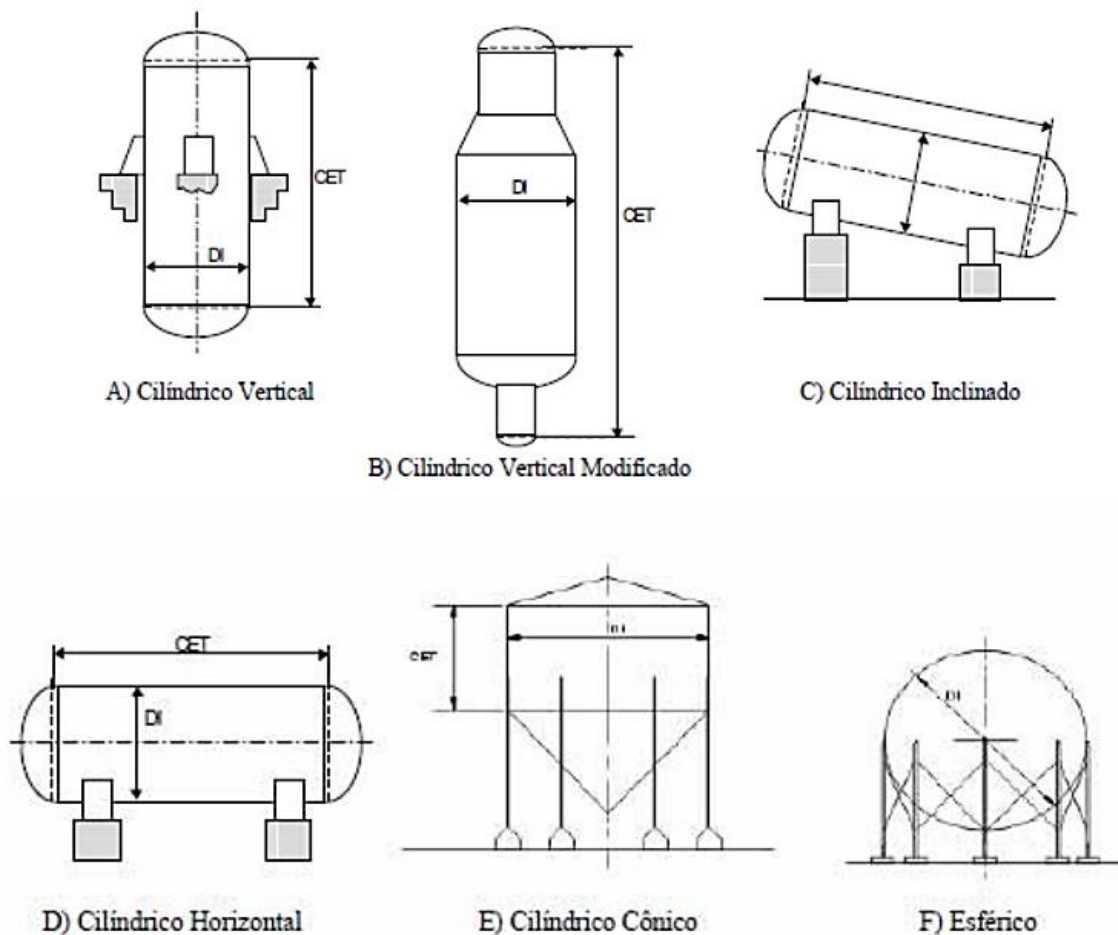
Diferentemente da maioria dos equipamentos, máquinas, veículos e materiais de uso corrente, os vasos de alta pressão não são considerados itens de linha de fabricação industrial. Em sua grande maioria, os vasos são projetados e construídos por encomenda para atender uma determinada finalidade, tornando cada projeto único (TELLES, 2007).

A fase de projeto engloba não somente o seu dimensionamento físico, como também a seleção técnica dos materiais, processos de fabricação, detalhes e peças interna. Suas dimensões e geometria podem variar significativamente, desde grandes cilindros usados para armazenamento de gás a alta pressão até pequenas unidades hidráulicas utilizadas em aeronaves (CHATTOPADHYAY, 2004).

Quanto à posição de instalação, os vasos de pressão podem ser verticais, horizontais ou inclinados. O seu posicionamento vai depender exclusivamente do tipo de finalidade ou serviço. Vasos verticais são utilizados principalmente quando a ação da gravidade é necessária para o escoamento de um fluido, como, por exemplo, no caso das torres de fracionamento. Os vasos horizontais são os mais usuais, sendo frequentemente utilizados como vasos de acumulação e, em alguns casos, como trocadores de calor. Por outro lado, vasos em posições inclinadas são menos frequentes. São empregados em situações que exijam o escoamento por gravidade de materiais mais difíceis de escoar (TELLES, 2007).

Na Figura 2 são apresentados os vasos de pressão comumente utilizados nas indústrias.

Figura 2 – Representação dos vasos de pressão mais utilizados.



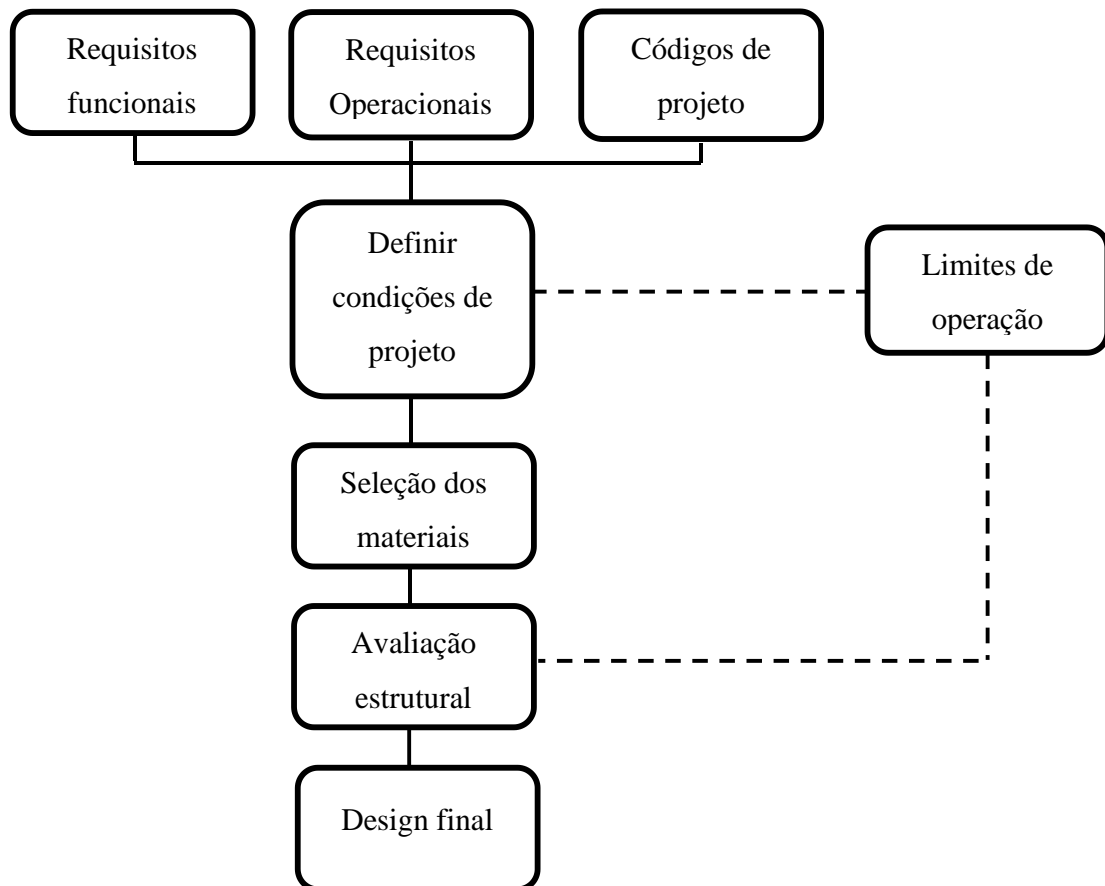
Fonte: (TELLES, 2007, p. 8).

O dimensionamento dos vasos de pressão e seus componentes depende dos requisitos determinados pelo projetista. O primeiro passo consiste em selecionar as informações relevantes e estabelecer um conjunto de requisitos de projeto. Assim que forem definidos os requisitos, devem ser selecionados os materiais adequados e o código de projeto, que fornecerá um modelo de projeto permitido e as tensões nominais que podem ser utilizadas para encontrar a espessura do vaso. Estes códigos fornecem também informações relevantes para o dimensionamento dos componentes do vaso, como tampas e acessórios. Ao término destas etapas, a falha estrutural do conjunto deve ser analisada. A maioria das falhas de projeto depende da tensão. Portanto, é necessário verificar a distribuição de tensão e os diferentes modos de falha, que devem estar de acordo com as bibliografias. Por fim, o projeto proposto

deve ser avaliado até que se atinja um produto seguro e economicamente viável (CHATTOPADHYAY, 2004).

O procedimento de dimensionamento de vasos de pressão é descrito na Figura 3.

Figura 3 – Procedimento de dimensionamento de vasos de pressão



Fonte: Adaptado de Chattopadhyay (2004).

2.5 NORMAS DE PROJETO

As normas de projeto de vasos de pressão abrangem critérios, fórmulas de cálculo e detalhes de projeto, além de regras e exigências relativas à fabricação, montagem, inspeção e limitações dos materiais utilizados em vasos de pressão. Além de uniformizar o projeto dos vasos de pressão, as normas de projeto são aplicadas, principalmente, para garantir as condições mínimas de segurança para sua operação (SILVA, 2015).

No Brasil, o projeto e operação de vasos de pressão são regulamentados pelas Normas Regulamentadoras, também conhecidas como NRs, e pelas Normas Técnicas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), que têm como sigla “NBR”.

A norma regulamentadora que abrange vasos de pressão é a NR-13. Ela estabelece requisitos mínimos para administração da integridade estrutural de caldeiras, vasos de pressão, tubulações e tanques de armazenamento no que diz respeito à instalação, inspeção, operação e manutenção.

Quanto ao projeto destes equipamentos, ele é abordado pelas normas ABNT ISO 16528, sob título geral “Caldeiras e vasos de pressão” e ABNT ISO 16035, cujo título geral é “Caldeiras e vasos de pressão – Requisitos mínimos para a construção”.

Enquanto a ABNT ISO 16528 define os requisitos mínimos que fabricantes e usuários devem atender para a construção de caldeiras e vasos de pressão, a ABNT ISO 16035 estabelece os requisitos técnicos para o atendimento aos códigos e normas de construção de caldeiras e vasos de pressão mais empregados no território brasileiro. De acordo com estas normas, o projeto de vasos de pressão ou de caldeiras deve estar em conformidade com os códigos da ASME para construção de vasos de pressão.

De acordo com Falcão (2008), o primeiro código americano para vasos de pressão foi publicado pela ASME (American Society of Mechanical Engineers) em 1995, com o título “Rules for Construction of Pressure Vessels, Section VIII, 1925 Edition”. Periodicamente, os códigos são revisados e atualizados, incorporando novos tópicos e alterações decorrentes do avanço tecnológico. Atualmente, o código ASME possui mais de 20 atualizações e é um dos mais empregados em projetos mecânicos de vasos de pressão. O código ASME VIII possui 3 divisões, sendo a Divisão 1 e a Divisão 2 as mais empregadas.

2.5.1 Código ASME, seção VIII, Divisão 1

A Divisão 1 estabelece regras apenas para o dimensionamento dos componentes fundamentais do vaso de pressão, como o casco, tampos, reduções, reforços e bocais, que são submetidos a pressão interna ou externa. O código instrui sobre diferentes tipos de carregamentos, como cargas sísmicas, peso próprio e do conteúdo, esforços localizados em suportes soldados ou em bocais, gradientes e expansões térmicas, mas não define uma metodologia para análise destes esforços.

A utilização deste código é limitada a projetos que apresentem pressão interna máxima de 20,685 MPa e mínima de 0,103 MPa. Para vasos submetidos a pressões externas, a pressão está limitada a 0,103 MPa. Além disso, o código define que as tensões primárias, normais às

paredes dos vasos, não devem ser superiores aos valores estabelecidos para as tensões admissíveis (FALCÃO, 2008).

2.5.2 Código ASME, seção VIII, Divisão 2

Diferentemente da Divisão 1, a Divisão 2 aborda critérios e detalhes de projeto, fabricação, exames e testes mais rigorosos, tensões admissíveis superiores e não limita a pressão de projeto. Como critério de análise, é adotada a teoria da máxima tensão de cisalhamento ou Critério de Tresca, por sua facilidade de aplicação, e o critério de Von Mises. Esta Divisão também permite o projeto de vasos com espessuras mais finas, uma vez que as tensões admissíveis são mais altas (IECKER, 2014).

2.6 TENSÕES EM UM VASO DE PRESSÃO

Um vaso de pressão pode contar com diferentes tipos de tensões atuando em sua parede como consequência dos diversos carregamentos solicitantes. Estas tensões podem ser classificadas em três categorias gerais: tensões primárias, tensões secundárias e tensões localizadas máximas (SILVA, 2015).

2.6.1 Tensões primárias

São consideradas tensões primárias as tensões que se desenvolvem no material para atender as condições de equilíbrio estático em relação aos carregamentos atuantes, como o peso ou pressão interna ou externa. Sua característica básica é o fato de não serem autolimitantes ou aliviadas em consequência das deformações. Elas podem ser normais ou de cisalhamento, atuando paralelamente ou perpendicularmente à parede do vaso de pressão, respectivamente. As tensões primárias normais podem ser classificadas em tensões de membrana ou de flexão. A tensão de membrana é a componente da tensão primária que é considerada constante ao longo de toda a espessura da parede do vaso. Vale ressaltar que as tensões primárias se diferem das tensões gerais e locais, que atuam em toda a parede ou em uma região limitada do vaso, respectivamente (TELLES, 2007).

2.6.2 Tensões secundárias

Tensões secundárias são resultantes de restrições geométricas no próprio vaso ou em estruturas anexadas que não possuem a liberdade de se deformar ou de se dilatar livremente.

Ao contrário das tensões primárias, as tensões secundárias são consideradas autolimitantes (FALCÃO, 2008).

2.6.3 Tensões localizadas máximas

São tensões que atingem seus valores máximos em uma região limitada, onde ocorre uma concentração de tensões. Geralmente, elas não causam deformações significativas, mas podem causar falha por fadiga. Esta concentração de tensões pode ser resultado de descontinuidades geométricas locais ou gerais presentes no vaso como, por exemplo, regiões de transição de formato, suportes e reforços de solda (KRÜGER, 2014).

2.7 CASCOS CILÍNDRICOS

Cascos cilíndricos são amplamente utilizados na indústria, podendo ser encontrados na indústria nuclear, fóssil ou petroquímica. Estes vasos apresentam posição de destaque principalmente pela simplicidade de fabricação e por serem mais baratos de manter. Desta maneira, a geometria escolhida para o reator é uma geometria cilíndrica.

O projeto de vasos cilíndricos é norteado pela definição da espessura da parede que, geralmente, é definida pela pressão interna ou pressão externa. Outras cargas aplicadas sobre o cilindro também devem ser consideradas no momento de definir a espessura das paredes, como as cargas resultantes de variações térmicas. Mas, de maneira geral, a espessura mínima da casca cilíndrica é definida a partir de uma análise simplificada das tensões aplicadas e da tensão admissível do material utilizado para construção do vaso (CHATTOPADHYAY, 2004).

3 METODOLOGIA

3.1 VASO DE PRESSÃO

O primeiro passo no projeto de um vaso de pressão consiste na definição das condições de projeto e de operação do equipamento. Ou seja, suas dimensões, pressões de projeto e de trabalho, temperaturas de projeto e de trabalho e seus componentes. Na ausência de uma referência para construção do modelo de vaso proposto, as características definidas para o equipamento são resultado de uma extensa pesquisa e de questionamentos que surgiram na realização deste estudo.

Para os valores de pressão e temperatura de trabalho, por exemplo, foi considerada a melhor condição relatada por Santos et al. (2020) para a obtenção de açúcares fermentescíveis a partir dos resíduos de Noz-pecã.

Diante disso, as condições de projeto do vaso de pressão são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Condições de projeto do Vaso de pressão

Diâmetro Interno	25 mm
Altura do Vaso	11 mm
Volume interno do vaso	50 mL
Pressão de projeto	45 MPa
Pressão de trabalho	30 MPa
Temperatura de projeto	400 °C
Temperatura de trabalho	220 °C

Fonte: Autor.

Além da definição das condições de projeto, é exigida pela ABNT (2008) a definição de um sistema de proteção contra sobre pressão. Neste caso, os dispositivos e acessórios de segurança utilizados para limitação e monitoramento da pressão e temperatura serão instalados diretamente na unidade.

Definidas as condições básicas de projeto, procedeu-se para a etapa de seleção dos materiais.

3.2 SELEÇÃO DOS MATERIAIS

Uma das etapas que influenciam significativamente no projeto de vasos de pressão é a seleção do material para sua confecção. Os vasos de pressão podem operar em faixas variadas de temperatura e em altas pressões. Alguns destes equipamentos podem ainda ser submetidos a fluidos extremamente corrosivos ou a ambientes altamente radioativos. Desta forma, é imprescindível que o material escolhido para o vaso esteja de acordo com a severidade de sua aplicação (CHATTOPADHYAY, 2004).

Para um vaso de pressão destinado à realização de hidrólise subcrítica, deve-se considerar a água como fluido de trabalho e as condições de temperatura e pressão requeridas para atingir o seu ponto subcrítico. Com base nas condições descritas, o material exigido deve apresentar alta resistência à corrosão e suportar as condições extremas de temperatura e pressão. Partindo disso, o aço escolhido para a confecção do casco do vaso é o aço inoxidável 316. Suas características foram retiradas de um catálogo de especificações da Sandmeyer Steel Company (2021) e são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2 – Propriedades mecânicas do aço inox 316.

Módulo de rigidez	200 GPa
Coefficiente de expansão térmica	$1,82 \times 10^{-5} \text{ cm/cm.}^\circ\text{C}$
Condutividade térmica	14,6 W/m.K
Peso específico	7,95 g/cm ³
Coefficiente de Poisson	0,3

Fonte: (SANDMEYER STEEL COMPANY, 2021).

3.3 CASCO CILÍNDRICO

3.3.1 Determinação das tensões e espessura em cascos cilíndricos

Um vaso de pressão submetido a uma pressão interna está sujeito a três tipos de tensões: tensão circunferencial (σ_C), tensão radial (σ_R) e tensão longitudinal (σ_X). Annaratone (2007) recomenda o uso das equações de Lamè na determinação de tensões em vasos submetidos à altas pressões. Elas também são apresentadas por ASME (2014) para projetos da Divisão 2 e foram aplicadas neste trabalho.

As equações de Lamè são apresentadas abaixo:

$$\sigma_C = \frac{P}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} \left(1 + \frac{r_e^2}{r_i^2}\right) \quad (3.1)$$

$$\sigma_R = \frac{P}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} \left(1 - \frac{r_e^2}{r_i^2}\right) \quad (3.2)$$

$$\sigma_X = \frac{P}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} \quad (3.3)$$

Onde:

σ_C = Tensão circunferencial;

σ_R = Tensão radial;

σ_X = Tensão longitudinal;

P = Pressão;

r = Raio;

r_e = Raio externo;

r_i = Raio interno.

De forma análoga, ASME (2014) apresenta a equação (3.4) para determinar a espessura da parede de vasos cilíndricos (t) submetidos a pressões internas. Esta equação pode ser aplicada tanto para vasos de paredes grossas como vasos de paredes finas.

$$t = \frac{D}{2} \left(\exp \frac{P}{SE} - 1 \right) \quad (3.4)$$

Onde:

D = Diâmetro interno;

P = Pressão;

SE = Tensão admissível do código de projeto.

Quando cascos cilíndricos são submetidos a fluxos de calor centrípetos ou centrífugos, surgem nas paredes tensões térmicas para reestabelecer o equilíbrio afetado pelas deformações

ocasionadas pela dilatação do material (ANNARATONE, 2007). Métodos para determinação destas tensões não são abordados nas normas da ASME. Apesar disso, julgou-se importante avaliar a intensidade destes esforços.

Neste trabalho, as tensões térmicas circunferencial (σ_{TC}), radial (σ_{TR}) e longitudinal (σ_{TX}) foram determinadas a partir das equações apresentadas por Annaratone (2007).

$$\sigma_{TC} = \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\mu)} \left[\frac{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 + \left(\frac{r_e}{r}\right)^2}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} - \frac{1 + \log_e \frac{r}{r_i}}{\log_e \frac{r_e}{r_i}} \right] \quad (3.5)$$

$$\sigma_{TR} = \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\mu)} \left[\frac{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - \left(\frac{r_e}{r}\right)^2}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} - \frac{\log_e \frac{r}{r_i}}{\log_e \frac{r_e}{r_i}} \right] \quad (3.6)$$

$$\sigma_{TX} = \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\mu)} \left[\frac{2\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} - \frac{1 + 2\log_e \frac{r}{r_i}}{\log_e \frac{r_e}{r_i}} \right] \quad (3.7)$$

Em que:

σ_{TC} = Tensão térmica circunferencial;

σ_{TR} = Tensão térmica radial;

σ_{TX} = Tensão térmica longitudinal;

E = Módulo de elasticidade;

α = Coeficiente de expansão térmica;

μ = Coeficiente de Poisson;

ΔT = Variação de temperatura.

A análise de tensões é baseada no critério de falha de Von Mises, onde as componentes das tensões devem ser transferidas para os planos principais de tensão e comparadas à tensão de escoamento do material. Além disso, ASME (2014) estabelece um critério de aprovação para vasos de pressão onde as tensões primárias de membrana (P_m) e de flexão (P_b) equivalentes devem ser avaliadas. A avaliação das tensões primárias é realizada a partir das equações (3.8) e (3.9), onde SE corresponde à tensão admissível do material.

$$P_m \leq SE \quad (3.8)$$

$$P_m + P_b \leq 1,5SE \quad (3.9)$$

Para vasos cilíndricos submetidos a pressões internas, as tensões principais são as próprias tensões circunferencial, longitudinal e radial. Sendo assim, a tensão equivalente de Von Mises é definida por ASME (2014) como:

$$\frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0,5} \leq S \quad (3.10)$$

Sendo:

σ_1 = Tensão principal no eixo 1;

σ_2 = Tensão principal no eixo 2;

σ_3 = Tensão principal no eixo 3;

S = Tensão equivalente de Von Mises.

Todas as equações mencionadas acima foram aplicadas para se obter as tensões em um vaso cilíndrico de aço inoxidável 316 submetido a altas pressões e temperaturas.

3.4 POTÊNCIA DA MANTA TÉRMICA

O aquecimento do reator é realizado por uma manta térmica elétrica de aquecimento, que transfere o calor gerado para o vaso e aquece a biomassa até atingir a temperatura de processo. De acordo com Incropera (2017), em sistemas cilíndricos, os gradientes de temperatura existem predominantemente na direção radial, permitindo a análise como sistemas unidimensionais. Sendo assim, o calor gerado pela manta é transferido à biomassa pelas paredes cilíndricas por condução radial, cuja resistência térmica tem a forma da equação (3.11).

$$R_{T,cond} = \frac{\ln \frac{r_e}{r_i}}{2\pi L\gamma} \quad (3.11)$$

Sendo:

$R_{T,cond}$ = Resistência térmica de condução;

γ = Condutividade térmica;

r_e = Raio externo;

r_i = Raio interno;

L = Comprimento do vaso.

Uma vez que a resistência térmica é conhecida, a potência térmica mínima requerida para a manta de aquecimento foi obtida a partir da equação 3.12.

$$q = \frac{\Delta T}{R_{T,cond}} \quad (3.12)$$

Onde:

q = Potência térmica;

$R_{T,cond}$ = Resistência térmica de condução;

ΔT = Variação de temperatura.

3.5 TAMPAS ROSCADAS

O reator contará com duas tampas roscadas: uma tampa superior cilíndrica com rosca interna padrão e hastes para fechamento localizadas na parede externa e uma tampa inferior de geometria sextavada com rosca externa padrão. Tanto as normas da ASME quanto as bibliografias pesquisadas não apresentam metodologias para o dimensionamento deste tipo de elemento roscado. Sendo assim, o dimensionamento das roscas foi realizado com base na metodologia empregada por Norton (2013) para roscas de parafusos de fixação.

O dimensionamento de roscas depende do conhecimento ou determinação de alguns parâmetros básicos, como o passo, diâmetro de raiz, diâmetro primitivo e número de filetes. Para roscas de padrão ISO, que seguem o padrão métrico, os diâmetros primitivo e de raiz foram obtidos a partir das equações (3.13) e (3.14), respectivamente.

$$d_p = d - 0,649519p \quad (3.13)$$

$$d_r = d - 1,226869p \quad (3.14)$$

Em que:

d_r = Diâmetro de raiz;

d_p = Diâmetro primitivo;

d = diâmetro externo;

p = passo da rosca.

Quando uma barra ou elemento roscado é submetido a uma carga de tração pura, a sua resistência à tração é limitada pela sua área, definida pela média dos diâmetros primitivos e de raiz. A área sob tração A_t é definida como:

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_p + d_r}{2} \right)^2 \quad (3.15)$$

Normalmente, elementos roscados de fixação são submetidos apenas à uma carga axial de tração, cuja tensão é definida por:

$$\sigma_t = \frac{F}{A_t} \quad (3.16)$$

Onde:

σ_t = Tensão axial;

F = Força axial;

A_t = Área de tração.

Uma das possíveis falhas em elementos roscados é o rasgamento de filetes de rosca resultantes do cisalhamento, que depende das resistências relativas dos materiais roscados (NORTON, 2013).

A tensão de cisalhamento para rasgamento de rosca foi encontrada utilizando a equação (3.17) conhecendo a área sob cisalhamento para um filete de rosca, definida pela equação (3.18).

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} \quad (3.17)$$

$$A_s = \pi d w p \quad (3.18)$$

Sendo:

τ_s = Tensão de cisalhamento para rasgamento;

A_s = Área sob cisalhamento;

w = Fator de área para área de cisalhamento por rasgamento de roscas.

O fator de área para área sob cisalhamento pode ser encontrado em tabelas apresentadas por Norton (2013), que contam com dimensões padronizadas.

3.6 SUPORTE VERTICAL

O dimensionamento de suportes para vasos de pressão não faz parte do objetivo geral das normas de projeto porque, na maioria das vezes, as tensões adicionais produzidas no casco são pequenas demais quando comparadas às tensões desenvolvidas pela pressão interna. Sendo assim, esta seção será destinada apenas a determinação das tensões desenvolvidas pelo peso próprio do vaso que devem ser suportadas pelo suporte. As análises referentes à resistência da solda não serão abordadas neste trabalho.

O reator será preso à estrutura da unidade multipropósito a partir de um suporte metálico de aço 316 soldado ao seu casco, com altura de 80 mm, largura de 65 mm e espessura de 10 mm. Além disso, são realizados furos no suporte para utilização de fixadores. Uma vez que o modelo de suporte não é apresentado nas normas ASME, o seu projeto foi baseado no cálculo de tensões apresentado por Philpot (2013).

O vaso é fixado na orientação vertical, de maneira que surgem tensões de flexão e cisalhamento em pontos de fixação do suporte ao vaso dado pelo seu peso próprio. De acordo com Philpot (2013), as tensões de flexão e de cisalhamento podem ser determinadas pelas equações (3.19) e (3.20), respectivamente.

$$\sigma_F = \frac{Mc}{I} \quad (3.19)$$

$$\tau = \frac{VQ}{Ib} \quad (3.20)$$

Em que:

σ_F = Tensão de flexão;

τ = Tensão de cisalhamento;

M = Momento fletor;

c = Distância do eixo;

I = Momento de inércia;

V = Esforço cortante interno;

Q = Momento estático de área;

b = Largura da seção de corte.

4 RESULTADOS

4.1 CÁLCULO DAS TENSÕES E DA ESPESSURA DA PAREDE DO VASO DE PRESSÃO

Com base nos dados descritos nas Tabelas 1 e 2, foi possível determinar a espessura e as tensões desenvolvidas na parede do vaso. Os cálculos desta e das seções seguintes foram realizados no *software* de planilhas eletrônicas. O único parâmetro que deve ser determinado e que não foi apresentado na Tabela 2 é a tensão admissível do código de projeto, que corresponde à tensão admissível do material escolhido para a temperatura de projeto adotada.

De acordo com ASME (2015), a tensão admissível do aço inoxidável 316, para uma temperatura de projeto de 400 °C, é 111 MPa.

Para a equação (3.4), a espessura mínima obtida foi:

$$t = \frac{25mm}{2} \left(\exp \frac{45MPa}{111} - 1 \right) \quad (3.4a)$$

$$t = 6,2489 \text{ mm}$$

Com base no resultado obtido, a espessura adotada para o vaso foi de 15 mm. A partir dela, foi calculado o raio externo do vaso, cujo resultado foi 27,5 mm.

Para as equações (3.1), (3.2) e (3.3), foram obtidos os seguintes resultados:

$$\sigma_c = \frac{45 \text{ MPa}}{\left(\frac{27,5mm}{12,5mm}\right)^2 - 1} \left(1 + \frac{27,5^2}{12,5^2} \right) \quad (3.1a)$$

$$\sigma_c = 68,4375 \text{ MPa}$$

$$\sigma_R = \frac{50MPa}{\left(\frac{27,5mm}{12,5mm}\right)^2 - 1} \left(1 - \frac{27,5mm^2}{12,5mm^2} \right) \quad (3.2a)$$

$$\sigma_R = -45 \text{ MPa}$$

$$\sigma_x = \frac{50MPa}{\left(\frac{27,5mm}{12,5mm}\right)^2 - 1} \quad (3.3a)$$

$$\sigma_x = 11,7187 \text{ MPa}$$

Determinadas as tensões atuantes no vaso, procedeu-se para a etapa de análise das tensões. A análise foi realizada por meio da avaliação das tensões de membrana e da tensão de Von Mises.

Considerando $\sigma_1 = \sigma_C$, $\sigma_2 = \sigma_X$ e $\sigma_3 = \sigma_R$, a tensão equivalente de Von Mises é

$$\frac{1}{\sqrt{2}} [(68,4375 - 11,71875)^2 + (11,71875 - (-45))^2 + (-45 - 68,4375)^2]^{0,5} = S \quad (3.10a)$$

$$S = \mathbf{98,240 MPa}$$

No caso das tensões de membrana, elas devem atender as condições das equações (3.8) e (3.9). As tensões de flexão (P_b) só estão presentes em vasos de pressão de geometria esférica. Portanto, a análise destas tensões se resumirá apenas ao uso da equação (3.8), que considera o menor valor para tensão admissível (SE).

$$P_m \leq \mathbf{111 MPa} \quad (3.8a)$$

Comparando cada uma das tensões calculadas pelas equações individualmente com a tensão admissível de projeto, vemos que a condição é atendida. Além disso, ao comparar a tensão admissível de projeto com a tensão de Von Mises, percebe-se que os valores são adequados.

Além das tensões causadas pela pressão interna, é importante avaliar as tensões originadas pelo gradiente de temperatura que o equipamento é submetido, ainda que o seu cálculo não seja previsto pelas normas. Nestes cálculos, o gradiente de temperatura será o resultado da variação entre a temperatura de processo, de 220°C, e a temperatura ambiente de 25°C.

Os cálculos das tensões térmicas serão realizados tanto para as fibras externas quanto para as fibras internas. De acordo com Annaratone (2007), ao considerar o raio (r) como o raio das fibras externas e das fibras internas, as equações (3.5), (3.6) e (3.7) transformam-se nas equações (3.21) e (3.22).

$$\sigma_{TC} = \sigma_{TX} = \frac{E\alpha\Delta T}{2(1-\mu)} \left[\frac{2\left(\frac{r_e}{r}\right)^2}{\left(\frac{r_e}{r_i}\right)^2 - 1} - \frac{1}{\log_e \frac{r_e}{r_i}} \right] \quad (3.21)$$

$$\sigma_{TR} = 0 \quad (3.22)$$

- Para as fibras internas ($r = r_i = 12,5mm$):

Considerando uma variação de temperatura $\Delta T = 220 - 25 = 195 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\sigma_{TCi} = \sigma_{TXi} = \mathbf{6,35 MPa} \quad (3.21a)$$

$$\sigma_{TR} = \mathbf{0} \quad (3.22a)$$

- Para as fibras externas ($r = r_e = 27,5mm$):

Considerando uma variação de temperatura $\Delta T = 220 - 25 = 195 \text{ }^\circ\text{C}$:

$$\sigma_{TCe} = \sigma_{TXe} = \mathbf{-3,79 MPa} \quad (3.21b)$$

$$\sigma_{TR} = \mathbf{0} \quad (3.22b)$$

Quando comparadas às tensões de Lamè, as tensões térmicas são muito menores. A presença simultânea da pressão interna e das tensões térmicas é responsável pelo desenvolvimento do valor máximo da tensão circunferencial (σ_c) para um fluxo de calor centrífugo, em que a temperatura externa é inferior à temperatura interna (ANNARATONE, 2007).

Se realizarmos o somatório da tensão circunferencial causada pela pressão e do maior valor obtido para tensão térmica circunferencial, e compararmos com a tensão admissível de projeto, também temos a condição da equação (3.8) atendida.

$$\sigma_c + \sigma_{TCi} \leq SE \quad (3.8b)$$

$$\mathbf{77,788 MPa < 111MPa}$$

4.2 CÁLCULO DA POTÊNCIA DA MANTA TÉRMICA

O cálculo da manta térmica foi realizado a partir das equações (3.11) e (3.12), utilizando as informações apresentadas na Tabela 2. Além destes dados, foi utilizado o raio externo, determinado na subseção anterior, e o gradiente de temperatura utilizado na análise das tensões térmicas.

Substituindo os valores na equação (3.11), a resistência térmica de condução é:

$$R_{T,cond} = \frac{\ln \frac{0,0275m}{0,0125m}}{2\pi(0,11)14,6 W/m.K} \quad (3.11a)$$

$$\mathbf{R_{T,cond} = 0,07813 K/W}$$

Conhecida a resistência térmica de condução, é possível encontrar a potência mínima requerida para a manta térmica a partir da equação (3.12).

$$q = \frac{195 K}{0,07813 K/W} \quad (3.12a)$$

$$\mathbf{q = 2495,64 W}$$

A potência mínima que a manta térmica elétrica deve possuir para aquecer o vaso de 25°C até a temperatura de processo, de 220°C, é de 2500 W.

4.3 CÁLCULO DAS TAMPAS ROSCADAS

Diante da ausência de uma metodologia própria para o dimensionamento de tampas roscadas, as tensões desenvolvidas nos elementos roscados serão aproximadas utilizando equações para parafusos de fixação. Todos os parâmetros, com exceção daqueles definidos para o vaso de pressão nas seções anteriores, serão obtidos das tabelas padronizadas para parafusos, apresentadas por Norton (2013).

O primeiro passo para o dimensionamento de elementos roscados, consiste na determinação dos diâmetros primitivo e de raiz. Para isso, é necessário a definição de um diâmetro maior, que servirá de parâmetro para determinação das outras dimensões.

Neste caso, o diâmetro maior foi definido em 35 mm, tanto para a tampa superior como para a tampa inferior para a acomodação de uma válvula destinada à passagem do fluido de trabalho. A partir deste valor, foi obtido o passo de rosca em uma tabela de roscas de parafusos padrão ISO, apresentada por Norton (2013). Para roscas grossas, o passo correspondente ao diâmetro maior de 35 mm é de 3,5 mm.

Com isso, o diâmetro primitivo (d_p) e o diâmetro de raiz (d_r) são definidos pelas equações (3.13a) e (3.14a):

$$d_p = 35 mm - 0,649519(3,5 mm) \quad (3.13a)$$

$$\mathbf{d_p = 32,727 mm}$$

$$d_r = 35 \text{ mm} - 1,226869(3,5 \text{ mm}) \quad (3.14a)$$

$$d_r = \mathbf{30,706 \text{ mm}}$$

Conhecidos os diâmetros primitivo e de raiz, a área sob tração pode ser encontrada pela equação (3.15):

$$A_t = \frac{\pi}{4} \left(\frac{32,727 + 30,706}{2} \right)^2 \quad (3.15a)$$

$$A_t = \mathbf{790,052 \text{ mm}^2}$$

Para o cálculo da tensão axial, foi necessário encontrar a força axial: F. Para isto, considerou-se que o esforço responsável pelo rompimento do elemento roscado seria resultado da pressão interna do cilindro. Isolando a força F na equação geral da tensão, definida pela razão entre a força e a área, e considerando a área do cilindro para os raios definidos, a intensidade da força axial é $F = 84823 \text{ N}$.

Substituindo a força axial e a área de tração na equação (3.16), temos que:

$$\sigma_t = \frac{84823 \text{ N}}{790,052 \text{ mm}^2} \quad (3.16a)$$

$$\sigma_t = \mathbf{107,36 \text{ MPa}}$$

Na análise de um projeto de parafuso é comum o uso da força do parafuso como parâmetro de resistência. Para a análise deste esforço é utilizada a tensão mínima a tração, baseada no número de classe do parafuso e do material. Uma vez que este parâmetro não é fornecido para o elemento roscado estudado, serão utilizados os valores tabelados para parafusos de fixação de aço, apresentados por Norton (2013).

O material desejado para a confecção das tampas roscadas é o Inconel 625, que apresenta grande resistência a altas temperaturas e à corrosão. Sendo assim, foi considerado para este cálculo o número de classe 4,6 para material do tipo aço-carbono baixo. O valor de resistência mínima à tração correspondente a estas características é de 400 MPa.

Geralmente, o valor utilizado nestes cálculos comparativos é o da resistência mínima de escoamento. Para classe 4,6, a resistência mínima de escoamento corresponde a 60% da resistência mínima à tração.

Desta forma, a força do elemento roscado (F_p) pode ser encontrada pela equação (3.23), considerando a área de tração (A_t) e a resistência mínima de escoamento (σ_{min}).

$$F_p = \sigma_{min}.A_t \quad (3.23)$$

$$F_p = (240 \text{ MPa}).790,52 \text{ mm}^2 \quad (3.23a)$$

$$F_p = \mathbf{189,72 \text{ kN}}$$

Comparando a força do elemento roscado com a força axial resultante da pressão de projeto, a intensidade da força do elemento roscado é superior a força axial. Sendo assim, o elemento roscado deve suportar este tipo de esforço.

Após a avaliação do esforço axial, procedeu-se com o cálculo de rasgamento dos filetes. No cálculo da tensão de rasgamento dos filetes é necessário determinar o fator de área (w) para área de cisalhamento por rasgamento de roscas (A_s) a partir da equação (3.18).

No cálculo de rasgamento de filetes, foi utilizado o fator de área para roscas ISO obtido na tabela apresentada por Norton (2013). Neste cálculo, foi considerada a tensão cisalhante para apenas um filete de rosca.

$$A_s = \pi(30,706 \text{ mm})(0,88)(3,5 \text{ mm}) \quad (3.18a)$$

$$A_s = \mathbf{540,207 \text{ mm}^2}$$

Para tampa, a tensão de cisalhamento é encontrada a partir da equação (3.17):

$$\tau_s = \frac{84823 \text{ N}}{540,207 \text{ mm}^2} \quad (3.17a)$$

$$\tau_s = \mathbf{157,02 \text{ MPa}}$$

4.4 CÁLCULO DO SUPORTE VERTICAL

O cálculo do suporte vertical se iniciou com a determinação da força peso do cilindro. Para isto, foi determinada a massa utilizando o peso específico do aço inox 316, que possui o valor de $7,95 \text{ g/cm}^3$. Multiplicando o volume do cilindro, $207,345 \text{ cm}^3$, pelo peso específico do aço, obteve-se a massa de 1,6484 kg. Considerando a aceleração da gravidade como $9,81 \text{ m/s}^2$, a força peso resultante da massa do cilindro é de 16,170N.

Para o cálculo da tensão de flexão, é necessário conhecer o momento fletor. Uma vez que o apoio será fixado na parede externa do cilindro, foi considerado para o cálculo do momento o valor do raio externo do vaso, assumindo que a força peso atuaria diretamente no

centro de massa do cilindro. Multiplicando a força peso pelo raio externo do cilindro, de 27,5 mm, obteve-se o valor de 444,695 N.mm para o momento fletor.

Conforme descrito na seção 3.6, o apoio foi construído em aço 316 e possui um formato retangular. Suas dimensões são 80 mm de altura, 65 mm de largura e 10 mm de espessura.

Além do momento fletor, é preciso conhecer o valor do momento de inércia. Para um elemento retangular, o momento de inércia da seção transversal do apoio é dado pela equação (3.24):

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (3.24)$$

$$I = \frac{10 \text{ mm}(80 \text{ mm})^3}{12} \quad (3.24a)$$

$$I = 426666,67 \text{ mm}^4$$

Onde b é a espessura e h é a altura do apoio.

A tensão de flexão para o apoio é calculada a partir da equação (3.19):

$$\sigma_F = \frac{444695 \text{ N} \cdot \text{mm} (27,5 \text{ mm})}{426666,67 \text{ mm}^4} \quad (3.19a)$$

$$\sigma_F = \mathbf{28,66 \text{ kPa}}$$

Já para o cálculo da tensão de cisalhamento, é necessário o cálculo do momento estático de área (Q), definida pela equação (3.25), em que foi considerada como y a distância do centro de massa da seção transversal do apoio até a sua extremidade, que é onde ocorre o cisalhamento máximo. Além disso, o esforço cortante (V) foi considerado como a força peso do vaso.

$$Q = A \cdot y \quad (3.25)$$

$$Q = (10 \text{ mm} \times 80 \text{ mm}) \cdot 40 \text{ mm} \quad (3.25a)$$

$$Q = 32000 \text{ mm}^3$$

Finalmente, a tensão de cisalhamento estimada para o apoio do vaso de pressão é encontrada a partir da equação (3.20):

$$\tau = \frac{(16170,74 \text{ N}) \cdot 32000 \text{ mm}^3}{426666,67 \text{ mm}^4 \cdot (10 \text{ mm})} \quad (3.20a)$$

$$\tau = \mathbf{121,28 \text{ kPa}}$$

Na Tabela 3 estão resumidas as tensões calculadas para o vaso de pressão.

Tabela 3 – Tensões determinadas para o vaso de pressão.

Tensões do casco		Tensão admissível
Tensões de Lamê	Tensões Térmicas	
$\sigma_C = 68,4375 \text{ MPa}$	$\sigma_{TCi} = \sigma_{TXi} = 6,35 \text{ MPa}$	111 MPa
$\sigma_R = -45 \text{ MPa}$	$\sigma_{TCe} = \sigma_{TXe} = -3,79 \text{ MPa}$	
$\sigma_X = 11,7187 \text{ MPa}$	$\sigma_{TR} = 0$	
Tensões das tampas roscadas		
$\sigma_t = 107,36 \text{ MPa}$		
$\tau_s = 157,02 \text{ MPa}$		
Tensões do apoio		
$\sigma_F = 28,66 \text{ kPa}$		
$\tau = 121,28 \text{ kPa}$		

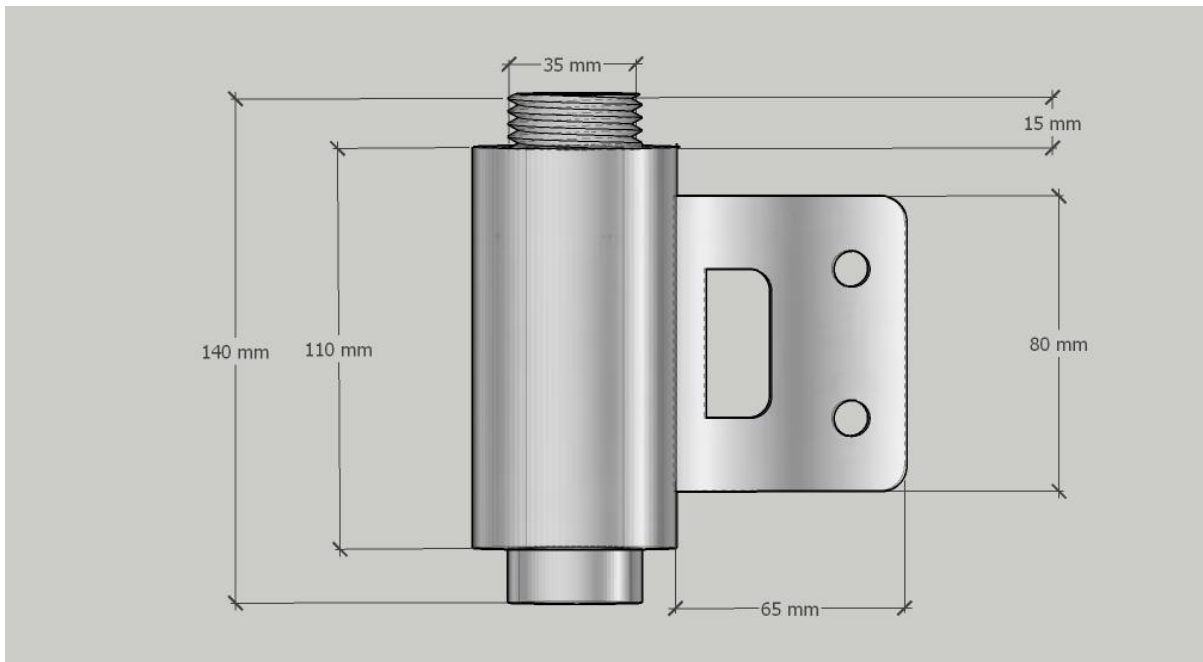
Fonte: Autor.

4.5 DESIGN FINAL

Realizada a seleção dos materiais e a avaliação estrutural, procedeu-se a etapa de definição do design do equipamento. Foi utilizado o *software SketchUp Pro™ 2019* na representação do vaso e seus acessórios.

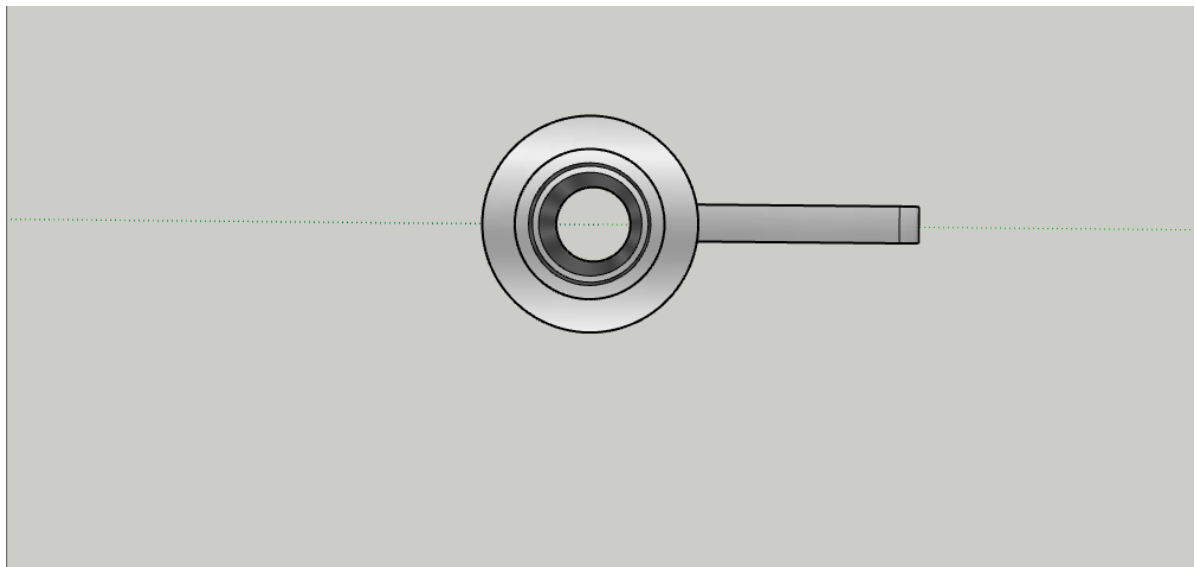
A vista frontal do casco cilíndrico e o seu apoio podem ser visualizados na Figura 4. Na Figura 5 é apresentada a vista superior do casco cilíndrico.

Figura 4 – Vista frontal do casco cilíndrico.



Fonte: Autor.

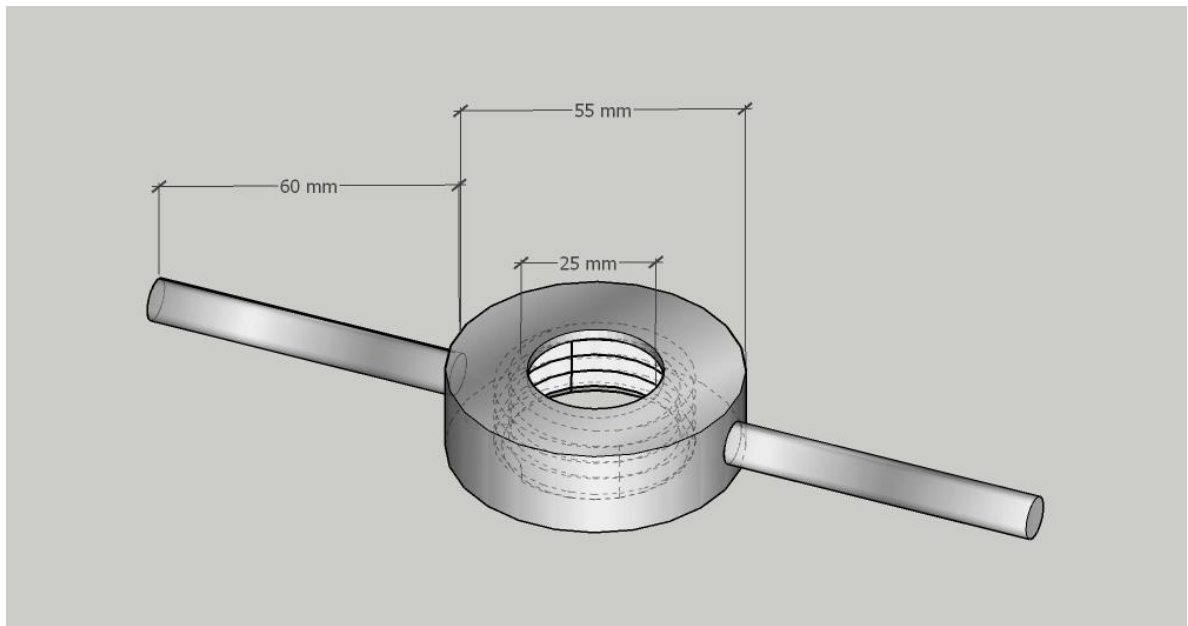
Figura 5 – Vista superior do casco cilíndrico.



Fonte: Autor.

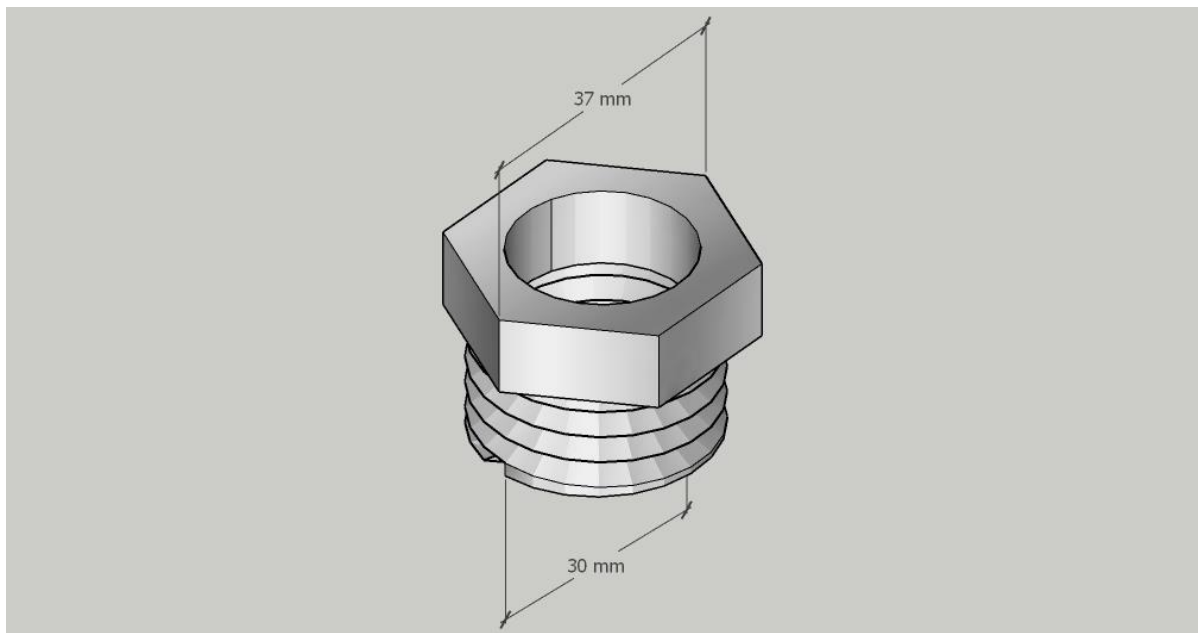
Nas Figuras 6 e 7 são apresentadas as vistas isométricas das tampas superior e inferior.

Figura 6 – Vista isométrica da tampa superior.



Fonte: Autor.

Figura 7 – Vista isométrica da tampa inferior.



Fonte: Autor.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho, foi possível conduzir um estudo de projeto de vasos de pressão definido pela análise de tensões em vasos de pressão, conforme as normas definidas pela ABNT e pelo Ministério da Economia, responsável pelas normas regulamentadoras.

Foi possível definir as dimensões e materiais adequados para os componentes básicos de um vaso de pressão, baseado nos requisitos operacionais de uma das etapas de produção de bioetanol, chamado de hidrólise subcrítica. Para este fim, foi dimensionado um reator com volume 50 mL, com capacidade de operação limitada a pressão e temperatura de 45 MPa e 400°C, respectivamente.

Com os parâmetros básicos e as dimensões definidas, pôde-se proceder a etapa de análise de tensões de acordo com as normas e determinar as tensões desenvolvidas no casco do vaso em função da pressão interna, e as tensões atuantes nas fibras internas e externas do vaso devido à presença de um gradiente de temperatura. Estes esforços foram obtidos de acordo com o critério de Lamè e a partir de equações apresentadas por bibliografias de vasos de pressão.

Constatou-se que os resultados estavam em conformidade com os critérios de aceitação definidos por norma, fundamentados na comparação com a tensão admissível do material do vaso. Neste caso, as tensões desenvolvidas no equipamento devem estar abaixo da tensão admissível do aço inox 316 que, para temperatura de projeto de 400°C, corresponde a 111 MPa.

Além disso, foi determinada a potência elétrica de 2500 W para uma manta de aquecimento elétrico, cujo objetivo era aquecer o vaso até a temperatura de processo de 220°C. Por último, foi possível estimar e definir os esforços máximos suportados ou requeridos pelos acessórios do vaso de pressão, mesmo diante da ausência de uma metodologia específica para o dimensionamento dos componentes apresentados.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Modelagem e análise do comportamento mecânico do vaso de pressão pelo método de elementos finitos;
- Avaliar a influência da variação da espessura do vaso de pressão nas tensões de Lamè e nas tensões térmicas desenvolvidas sobre o equipamento;
- Selecionar os eletrodos e metais de solda adequados para a fabricação do casco cilíndrico e seus acessórios e, ainda, analisar a resistência dos cordões de solda.

REFERÊNCIAS

ABAIDE, Ederson Rossi. **Hidrólise subcrítica de palha e cascas de arroz para obtenção integrada de açúcares fermentescíveis e material adsorvente**. 2019. 110 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2019. Disponível em: https://repositorio.ufsm.br/bitstream/handle/1/16508/TES_PPGEQ_2019_ABAIDE_EDERS ON.pdf?sequence=1&isAllowed=y. Acesso em: 8 mai. 2020.

AGUIAR, Héricles Resende Ricardo de. **Produção de etanol de segunda geração**. 2017. 36 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Química, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, 2017. Disponível em: <https://repositorio.ufu.br/bitstream/123456789/20295/3/Produ%C3%A7%C3%A3oEtanolSeg unda.pdf>. Acesso em: 8 mai. 2020.

ALALWAN, Hayder A.; ALMINSHID, Alaa H.; ALJAAFARI, Haydar A.s.. Promising evolution of biofuel generations. Subject review. **Renewable Energy Focus**, [s.l.], v. 28, p. 127-139, mar. 2019. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.ref.2018.12.006>.

ALMEIDA, Luana. **Estudo cinético da hidrólise em água subcrítica do óleo de soja usado em fritura**. 2016. 48 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2016.

ANNARATONE, Donatello. **Pressure Vessel Design**. [s. L.]: Springer, 2007. 456 p.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME BPVC.II.D.C-2015**: ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section II, Part D. 2015 Edition ed. New York: Asme, 2015.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **SECTION VIII, DIVISION 2**: ASME Boiler and Pressure Vessel Code. New York: Asme, 2010.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **PTB-1-2014**: ASME Section VIII Division 2 Criteria and Commentary. New York: Asme, 2014.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBRISO16528-1**: Caldeiras e Vasos de Pressão - Parte 1: Requisitos de desempenho. Rio de Janeiro: Abnt, 2008. 18 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBRISO16528-2**: Caldeiras e Vasos de Pressão - Parte 2: Procedimentos para atendimento integral da ABNT NBR ISO 16528-1. Rio de Janeiro: Abnt, 2008. 7 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR16035-1**: Caldeiras e Vasos De Pressão — Requisitos mínimos para a construção - Parte 1: Geral. Rio de Janeiro: Abnt, 2012. 20 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR16035-4**: Caldeiras e Vasos De Pressão — Requisitos mínimos para a construção - Parte 4: Conforme ASME Code, Section Viii, Division 2. Rio de Janeiro: Abnt, 2013. 87 p.

BRANCO, Luizella Giardino Barbosa. Biocombustíveis: Vantagens e desafios. **Revista Eletrônica de Energia**, Salvador, v. 3, n. 1, p. 16-33, dez. 2013.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia, Petróleo brasileiro S.A. (PETROBRAS). **Biocombustíveis: 50 perguntas e respostas sobre este novo mercado**. 2007. 44 p.

CABRAL, Felipe Regis Gonçalves. **Automação de processo laboratorial de hidrólise enzimática de biomassa vegetal**. 2013. 45 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecatrônica, Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

CHATTOPADHYAY, Somnath. **Pressure Vessels: design and practice**. Boca Raton: CRC Press, 2004. 200 p.

DRUM, F. C.; Gerhardt, A. E.; Fernandes, G. D.; Chagas, P.; Sucolotti, M. S.; Kemerich, P. D. C., **Poluição atmosférica proveniente da queima de combustíveis derivados do petróleo em veículos automotores**, Revista Eletronica em Gestão, Educação e Tecnologia Ambiental – REGET, 2014 p. 66- 78.

FALCÃO, Carlos. **Projeto de Vasos de Pressão e Trocadores de calor**, 2008. Disponível em: <http://falcaoconsult.com.br/Sinopse%20da%20Apostila.pdf>. Acesso em: 8 mai. 2020.

FARIAS, Daniele. **Produção de etanol de segunda geração por Scheffersomyces stipitis a partir de pentoses em processo extrativo à vácuo**. 2014. 130 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2014.

GRANBIO. **Bioflex I: Produção de Biocombustível**: Bioflex e o etanol de segunda geração: produção de biocombustível de forma tecnológica e inovadora. 2020. Disponível em: <http://www.granbio.com.br/conteudos/biocombustiveis/>. Acesso em: 19 maio 2020.

IECKER, Thyago Duarte. **Análise de Tensões em Vasos de Pressão através do Método de Elementos Finitos**. 2014. 58 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, Rio de Janeiro, 2014.

INCROPERA, F. P.; BERGMAN, T. L.; LAVINE, A.; DEWITT, D. P. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 7. ed. 2017.

KRÜGER, Roberto Luiz. **Análise de tensões em bocais de vasos de pressão cilíndricos: comparação entre o método do boletim WRC 297 e o método de elementos finitos**. 2014. 125 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Modelagem Computacional e Tecnologia Industrial, Faculdade de Tecnologia Senai Cimatec, Salvador, 2014.

MORESCHI, Silvânia Regina Mendes. **Hidrólise, com água subcrítica e co₂, do amido e celulose presentes no resíduo de extração supercrítica de gengibre (Zingiber officinale Roscoe): produção de oligossacarídeos**. 2004. 58 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004.

MINISTÉRIO DA ECONOMIA. **NR-13: Caldeiras, tubulações e tanques metálicos de armazenamento**. 2019.

NORTON, Robert L. **Projeto de Máquinas: uma abordagem integrada**. 4. ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1028 p.

NOVACANA. **Processos de fabricação do etanol**. Disponível em: <https://www.novacana.com/etanol/fabricacao>. Acesso em: 21 dez. 2020.

PHILPOT, Timothy A. **Mecânica dos materiais: um sistema integrado de ensino**. 2. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013. 708 p.

PLANAS, Oriol. **As 4 gerações diferentes de biocombustíveis**. 2018. Disponível em: <https://pt.solar-energia.net/energias-nao-renovaveis/biocombustiveis/geracoes#:~:text=Os%20biocombust%20convencionais%20ou%20de,de%20combust%20e%20nada%20mais..> Acesso em: 14 fev. 2021.

QUIROGA, Arturo González. **Modelagem, Simulação e Análise de Reatores Contínuos Para a Hidrólise Enzimática de Bagaço de Cana**. 2009. 93 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Química, Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2009

RAÍZEN. **Relatório Anual 2018/2019**. 2020. Disponível em: <https://www.raizen.com.br/relatorioanual/1819/pt/index.html>. Acesso em: 19 maio 2020.

ROSS, Carl T. F.. **Pressure vessels: external pressure technology**. 2. ed. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2011. 488 p.

SANDMEYER STEEL COMPANY. **Specification Sheet: Alloy 316/316L**. Disponível em: <https://www.sandmeyersteel.com/images/316-316l-317l-spec-sheet.pdf>. Acesso em: 10 jan. 2021.

SANTOS, Maicon S.n. dos; ZABOT, Giovani L.; MAZUTTI, Marcio A.; UGALDE, Gustavo A.; REZZADORI, Katia; TRES, Marcus V.. Optimization of subcritical water hydrolysis of pecan wastes biomasses in a semi-continuous mode. **Bioresource Technology**, [s.l.], v. 306, p. 123129, jun. 2020. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.biortech.2020.123129>.

SILVA, Adson Beserra da. **Projeto de vaso de pressão segundo norma ASME e análise pelo método dos elementos finitos**. 2015. 141 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Tecnologia e Geociências, Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

SILVA, Beatriz Matias; SILVA, Wilson Sotero Dália da. Um panorama da implantação do etanol de 3ª geração como uma fonte de energia sustentável. **Engevista**, Pernambuco, v. 21, n. 1, p. 176-192, fev. 2019.

TELLES, Pedro C. Silva. **Vasos de pressão**. 2. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2007. 320 p.

THATTIL, Merlin J.; PANY, Chitaranjan. Design and Analysis of Pressure Vessel with different end domes. **International Journal Of Science, Engineering And Technology Research**, Gandhinagar, v. 6, n. 8, p. 1225-1233, ago. 2017.