

Dimensionamento de vaso de pressão para armazenagem de hidrogênio

Sizing of a pressure vessel for hydrogen storage

Dimensionamiento de un recipiente a presión para almacenamiento de hidrógeno

Wendel Polini¹

Wladimir Reginaldo de Oliveira²

Resumo: O crescente interesse por fontes de energia sustentáveis tem impulsionado soluções para produção, transporte e armazenamento de hidrogênio. Considerado vetor energético estratégico, o hidrogênio possui alto conteúdo energético e não gera emissões de gases de efeito estufa quando utilizado. Este trabalho verifica técnica e estruturalmente um vaso de pressão destinado ao armazenamento de hidrogênio, assegurando segurança operacional. O dimensionamento seguiu o código ASME BPVC Seção VIII – Divisão 1, com cálculos baseados na resistência dos materiais. O projeto é validado pela confirmação das espessuras mínimas do casco e dos tampos, pela verificação das áreas de reforço dos bocais, pela determinação da pressão máxima admissível, pela adequação da válvula de segurança, pela conformidade do teste hidrostático e pela resistência ao vento.

Palavras-chave: Hidrogênio. Vaso de pressão. Projeto H2 Brasil. Dimensionamento Estrutural. Segurança operacional.

Abstract: The growing interest in sustainable energy sources has driven solutions for the production, transportation, and storage of hydrogen. Considered a strategic energy carrier, hydrogen has high energy content and does not generate greenhouse gas emissions when used. This study performs the technical and structural verification of a pressure vessel intended for hydrogen storage, ensuring operational safety. The design followed ASME BPVC Section VIII, Division 1, with calculations based on strength of materials principles. The project is validated through confirmation of the minimum shell and head thicknesses, verification of nozzle reinforcement areas, determination of the maximum allowable working pressure, adequacy of the safety valve, compliance with the hydrostatic test, and resistance to wind loads, under standard operating design conditions and requirements.

Keywords: Hydrogen. Pressure vessel. H2 Brasil Project. Structural design. Operational safety.

Resumen: El creciente interés por fuentes de energía sostenibles ha impulsado soluciones para la producción, el transporte y el almacenamiento de hidrógeno. El hidrógeno posee contenido energético y no genera emisiones de gases de efecto invernadero. Este estudio verifica técnica y estructuralmente un recipiente a presión destinado al almacenamiento de hidrógeno, garantizando seguridad operacional. El diseño siguió ASME BPVC Sección VIII, División 1, con cálculos basados en resistencia de materiales. El proyecto se valida mediante la confirmación de los espesores mínimos del casco y los tampos, la verificación de las áreas de refuerzo de las boquillas, la determinación de la presión máxima admisible, la adecuación de la válvula de seguridad, el cumplimiento de la prueba hidrostática y la resistencia al viento.

Palabras-clave: Hidrógeno, recipiente a presión, Proyecto H2 Brasil, dimensionamiento estructural, seguridad operativa.

Submetido 13/03/2026

Aceito 21/07/2026

Publicado 04/08/2026

¹ Graduando em Engenharia Mecânicas. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, Campus Itapetininga. ORCID: . E-mail: wendel.polini@aluno.ifsp.edu.br.

² Mestre em Engenharia Mecânica. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo, Campus Itapetininga. ORCID: 0009-0008-5824-7088. E-mail: prowlademir@ifsp.edu.br.

Introdução

O avanço das tecnologias de geração, transporte e armazenamento de hidrogênio, impulsionado pela crescente demanda por soluções energéticas limpas, tem consolidado esse elemento como um dos principais vetores da transição energética. Seu elevado conteúdo energético por unidade de massa (≈ 120 MJ/kg) e a ausência de emissões durante o uso o tornam fundamental para aplicações industriais e de mobilidade (IEA, 2023). Paralelamente, políticas públicas e investimentos do setor privado vêm fortalecendo a cadeia do hidrogênio verde, promovendo inovação e ampliando a infraestrutura necessária à sua produção e utilização (CURCIO, 2025).

Nesse contexto, garantir a segurança e a integridade estrutural dos sistemas de armazenamento sob pressão torna-se essencial, uma vez que o hidrogênio apresenta propriedades que elevam o nível de criticidade dos componentes envolvidos. Os vasos de pressão, responsáveis por conter o fluido em condições severas de operação, devem suportar a alta difusividade, a inflamabilidade e os efeitos de fragilização que o hidrogênio pode induzir em materiais metálicos, exigindo análises estruturais rigorosas (SANDERS et al., 2022). Dessa forma, seu projeto depende de uma seleção criteriosa de materiais, procedimentos construtivos adequados e verificações normativas completas que assegurem desempenho seguro e confiável durante toda a vida útil.

O código ASME BPVC Seção VIII – Divisão 1 constitui a base para o dimensionamento desses recipientes, estabelecendo critérios de projeto, construção, inspeção e ensaio aplicáveis a vasos sujeitos a pressões internas e externas (ASME, 2021). A norma define limites de tensão admissível, espessuras mínimas de parede e exigências de soldagem, mas dedica tratamento limitado às regiões de descontinuidade - como bocais, reforços e transições geométricas. Nessas situações, análises complementares, como o Método dos Elementos Finitos, tornam-se particularmente relevantes para a avaliação detalhada do campo de tensões. O código alemão AD 2000 Merkblatt também se destaca nesse aspecto, ao fornecer métodos analíticos específicos para reforços em bocais e regiões críticas, podendo resultar em dimensionamentos mais conservadores, conforme demonstrado por Pereira (2023).

No âmbito brasileiro, a Norma Regulamentadora nº 13 (NR-13) estabelece diretrizes obrigatórias para instalação, operação e inspeção de vasos de pressão, classificando o hidrogênio como fluido Classe A e atribuindo maior rigor aos requisitos de segurança. Entre essas exigências estão a responsabilidade técnica por profissional habilitado, a realização de ensaios não destrutivos e a rastreabilidade dos materiais utilizados (BRASIL, 2022).

Em termos de fundamentos teóricos, o dimensionamento desses vasos é baseado na resistência dos materiais e na mecânica das cascas cilíndricas de parede fina, considerando tensões circunferenciais e longitudinais geradas pela pressão interna (UGURAL, 2017). Regiões de descontinuidade geométrica, como bocais e aberturas, podem intensificar tensões locais e favorecer falhas por fadiga, fratura ou corrosão assistida por hidrogênio, especialmente quando submetidas a carregamentos combinados, como argumenta Krüger (2014).

Diante desse panorama, o presente trabalho tem como objetivo verificar o dimensionamento técnico e estrutural de um vaso de pressão destinado ao armazenamento de hidrogênio, garantindo conformidade com normas nacionais e internacionais. A metodologia envolve a definição de parâmetros operacionais, seleção de materiais compatíveis, determinação de espessuras mínimas, dimensionamento de reforços estruturais e especificação dos requisitos de soldagem e inspeção.

Por fim, o estudo busca assegurar que o vaso projetado atenda plenamente aos requisitos técnicos e legais aplicáveis, contribuindo para soluções de engenharia seguras e eficientes. Além disso, reforça a importância do desenvolvimento tecnológico nacional voltado ao hidrogênio, fortalecendo a infraestrutura necessária à sua utilização sustentável na indústria e apoiando o avanço da transição energética no país.

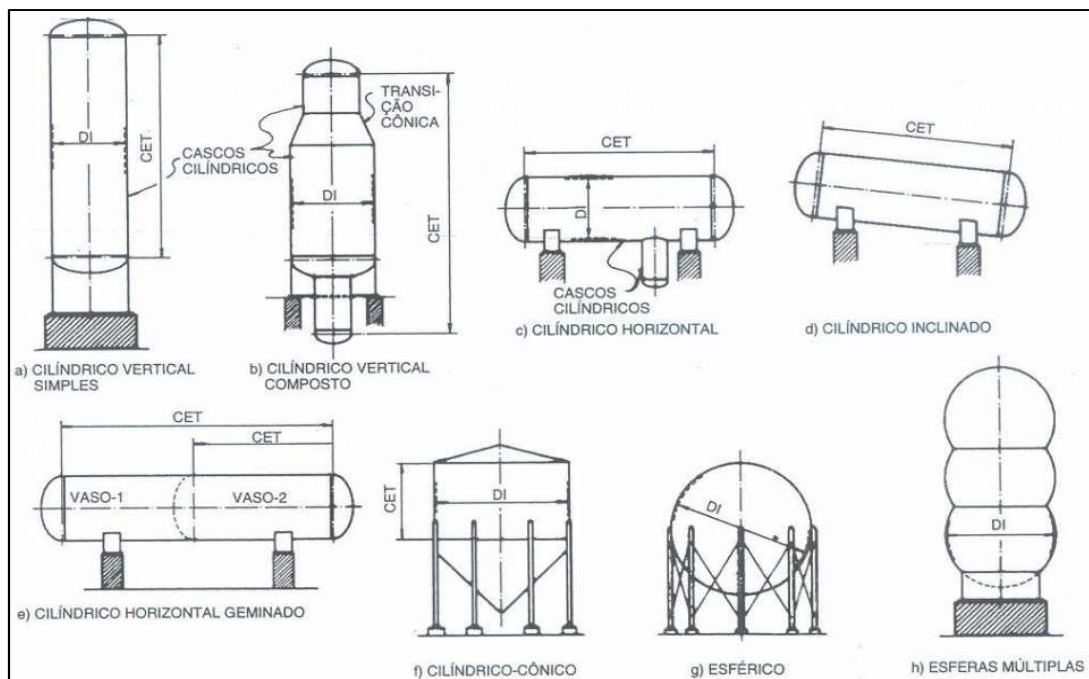
Materiais e Métodos

O presente estudo teve como objetivo a verificação do dimensionamento técnico-estrutural de um vaso de pressão vertical para armazenamento de hidrogênio, com foco na segurança, integridade estrutural e conformidade com os requisitos normativos nacionais e internacionais. O vaso projetado está detalhado no Anexo I, contendo suas dimensões gerais, localização de bocais, suportes e demais acessórios estruturais.

Principais tipos de Vaso de Pressão

Os vasos de pressão são equipamentos projetados para conter fluidos sob pressão interna ou externa, sendo essenciais em indústrias químicas, petroquímicas, alimentícias e farmacêuticas. A geometria e a disposição espacial do vaso são definidas de acordo com a função do processo, volume necessário, pressão de operação e espaço disponível na planta industrial, seus mais variados tipos estão dispostos na Figura 1 abaixo para melhor ilustrar o que será posto.

Figura 1 – Tipos de vaso de pressão aplicados na indústria.



Fonte: Adaptada de Tercal Engenharia, 2025.

Neste estudo, foi adotado o vaso de pressão do tipo cilíndrico vertical simples, um dos modelos construtivos mais utilizados na indústria devido à sua eficiência operacional e à facilidade de fabricação. Esse tipo de vaso é composto por um único casco cilíndrico disposto na vertical, geralmente com tampas elípticas ou torisféricas em suas extremidades, conforme especificações da norma ASME Seção VIII - Divisão 1. A disposição vertical é particularmente vantajosa em instalações com restrição de espaço horizontal, além de favorecer processos como a separação de fases líquida-gás, acúmulo de condensado e decantação de sólidos suspensos. Essa geometria permite uma melhor distribuição das tensões ao longo do casco, resultando em uma estrutura mais segura e robusta. O fundo inferior geralmente serve como câmara de coleta, enquanto o topo superior pode conter dispositivos como bocais para alívio de pressão, visores e conexões para instrumentação.

Definição dos Parâmetros de Projeto

Os parâmetros de projeto foram definidos com base nas condições operacionais previstas, nas características físicas do hidrogênio e nos critérios estabelecidos pelas normas aplicáveis a vasos de pressão. Ressalta-se que os principais parâmetros utilizados se encontram detalhados no data sheet do projeto, apresentado no Anexo 1.

Seleção de Materiais

O material selecionado para a fabricação do vaso foi o aço ASTM SA-516 Grau 70, conforme descrito no data sheet disposto pelo Anexo 1, amplamente utilizado em equipamentos sujeitos à pressão interna, devido à sua elevada resistência mecânica e boa tenacidade em temperaturas moderadas. Considerando a possibilidade de presença de H₂S úmido, o material foi especificado conforme os requisitos da PETROBRAS N-1706G (2020) – Categoria 2, o que inclui resistência à fragilização por hidrogênio e à corrosão sob tensão induzida por sulfetos (SSC).

As propriedades mecânicas utilizadas (limite de escoamento, resistência à ruptura e tensão admissível) foram obtidas da ASME Seção II – Parte D, contemplando os seguintes valores:

- Limite de escoamento (S_y): 260 Mpa;
- Resistência à ruptura (S_u): 485 Mpa;
- Tensão admissível (σ_{adm}): 138 MPa (considerando os menores valores entre $S_y/1,5$ e $S_u/3,5$);

Bases de Cálculo e Normas Aplicadas

Todas as etapas de cálculo foram realizadas com base nas seguintes normas técnicas:

ASME Boiler and Pressure Vessel Code – Seção VIII, Divisão 1 (2021): Referência principal para o dimensionamento estrutural de vasos de pressão, abrangendo critérios de espessura mínima, verificações de tensões, requisitos de soldagem (Seção IX), ensaios não destrutivos (Seção V) e procedimentos de teste hidrostático;

ASME Seção II – Parte D: Forneceu os valores de propriedades mecânicas dos materiais, como limite de escoamento, ruptura e módulo de elasticidade;

PETROBRAS N-253 (2023): Norma corporativa que complementa o ASME, estabelecendo requisitos adicionais para vasos de pressão destinados a unidades da Petrobras, incluindo critérios para reforço de bocais, posicionamento de acessórios e padronização de elementos construtivos;

PETROBRAS N-268 (2023): estabelece os critérios de projeto, fabricação, inspeção e instalação de bocais de visita em equipamentos industriais como tanques e vasos de pressão. Define os tipos, dimensões padronizadas, materiais, requisitos de estanqueidade e segurança aplicáveis. Também aborda aspectos de acessibilidade, manutenibilidade e conformidade com normas técnicas complementares.

PETROBRAS N-1706G (2020): Requisito específico para seleção de materiais resistentes a serviços com H_2S úmido, aplicável a vasos classificados como Categoria 2;

PETROBRAS N-2054 (2023): Norma que rege os acessórios internos e externos do vaso, incluindo requisitos de respiros na saia, olhais de içamento, degraus internos, quebra-vértices removíveis e reforços de aberturas;

NBR 6123:1988: Norma brasileira de referência para o cálculo de ações do vento, utilizada para a verificação da integridade estrutural da saia sob carga lateral;

NR-13 – Portaria MTP nº 1.846/2022: Norma regulamentadora brasileira que estabelece requisitos legais para operação, manutenção, inspeção e integridade de vasos de pressão em território nacional;

Etapas do Dimensionamento Estrutural

As etapas principais do dimensionamento foram:

Determinação da Espessura do Costado e dos Tampos: Utilizando as expressões da UG-27 para verificação de tensões circunferenciais (hoop stress) e longitudinais. A maior espessura entre os resultados foi considerada, com aplicação da margem para corrosão segundo a UG-25;

Verificação da Pressão Máxima Admissível (PMA): Calculada considerando a espessura efetiva do costado e comparada com a pressão de projeto. Ajustes foram realizados para garantir fator de segurança adequado;

Dimensionamento de Bocais: Calculado conforme a UG-45, considerando requisitos mínimos de espessura, área de reforço e projeções mínimas conforme a N-253. Bocais de 6", 2", 1½", 1" e 18" foram analisados individualmente, incluindo cálculos de tensões adicionais devido ao aumento de projeção (conforme Seção N-2054);

Cálculo de Reforço para a Boca de Visita na Saia: A espessura de reforço (n) foi calculada considerando as exigências da Figura A.7 da N-253, com verificação de tensões axiais e momentos fletores locais;

Análise das Ações de Vento: Com base na NBR 6123, foram calculadas as tensões de flexão e cisalhamento sobre a saia, considerando pressão dinâmica, área projetada e altura do vaso;

Dimensionamento da Válvula de Segurança (PSV): Ajustado segundo a UG-134, considerando a pressão de projeto e desconsiderando a pressão da coluna de fluido por ser desprezível;

Determinação da Pressão de Teste Hidrostático (TH): Calculada aplicando fator de 1,3 sobre a PMA, além da correção para o estado de material novo versus corroído, conforme orientação da ASME Seção VIII.

Procedimentos Complementares

Além das etapas de dimensionamento, foram considerados os seguintes aspectos:

Critérios de fabricação e soldagem, segundo a Seção IX da ASME BPVC;

Ensaio Não Destrutivo (END), conforme a Seção V da ASME, com foco em radiografia 100% das soldas principais, já que foi adotada Eficiência de Junta (E) = 1,0, conforme a UW-12;

Disposição dos acessórios e reforços externos, conforme orientações gráficas das figuras da N-2054, incluindo olhais de içamento, suportes e quebra-vértices;

Resultados e Discussões

Verificações sobre o Vaso vertical

Inicialmente, torna-se necessário realizar os cálculos referentes ao volume de armazenamento, etapa fundamental para o correto dimensionamento do vaso de pressão. Para isso, considera-se o volume da parte cilíndrica do vaso somado ao volume dos dois tampos elipsoidais 2:1 (teto e fundo). O volume do trecho cilíndrico é determinado pela expressão $\pi r^2 h$, onde r é o raio interno e h a altura útil do cilindro. Já o volume de cada tampo elipsoidal é obtido pela aproximação $V = 0,133 \cdot D^3$, sendo D o diâmetro interno do vaso. Assim, o volume total resulta da soma do volume cilíndrico com duas vezes o volume dos tampos, conforme demonstrado:

$$\text{Volume: } \pi \cdot r^2 \cdot h \text{ (entre tg)} + V \text{ (tampo elipsoidal de 2:1) } * 2$$

$\searrow$ Fundo + teto $\searrow$ $0,133 \cdot D^3$

$$\text{Volume} = \pi \cdot 450^2 \cdot 2700 + 0,133 \cdot 900^3 \cdot 2 = 1911579783,35 \text{ mm}^3 = 1,91 \text{ m}^3$$

A determinação precisa deste parâmetro permite estabelecer as dimensões geométricas adequadas e garantir que o equipamento atenda aos requisitos operacionais de capacidade, pressão e segurança, conforme as normas aplicáveis. Assim, torna-se essencial definir e consolidar os parâmetros técnicos que serão utilizados como referência nas análises e nos cálculos de dimensionamento, conforme descrito pelo Anexo 1.

A definição precisa dos dados de entrada é um fator crítico para garantir a confiabilidade dos resultados obtidos nas etapas de cálculo e para assegurar o atendimento aos requisitos estabelecidos pelas normas técnicas aplicáveis ao projeto. No contexto das considerações sobre corrosão, a norma ASME Seção VIII, Divisão 1, especificamente em seu item UG-25, estabelece diretrizes para a avaliação e compensação de perdas dimensionais devido a processos corrosivos. Com base nessa norma, adotam-se as seguintes condições de corrosão como premissas para o dimensionamento do vaso de pressão.

- Meio pouco corrosivo → 1,5 mm;
- Meio corrosivo → 4 a 6 mm;
- Se não houver → Desconsiderar;
- Meio normal → 3 mm → Vaso trabalha na REGAP em MG, meio normal.

Para o presente estudo, foi selecionado o aço ASTM SA-516 Grau 70, amplamente utilizado na fabricação de vasos de pressão devido à sua excelente resistência mecânica e boa tenacidade em temperaturas moderadas. Este material é especialmente indicado para aplicações que envolvem exposição a fluidos sob pressão e a possíveis ambientes corrosivos.

Considerando a aplicação específica para armazenamento de hidrogênio, com risco potencial de presença de sulfeto de hidrogênio (H_2S) em ambiente úmido, o material deverá atender integralmente aos requisitos estabelecidos na norma Petrobras N-1706G, que define critérios para materiais destinados a serviços com H_2S úmido, enquadrando-se na Categoria 2. Esta categoria abrange condições de serviço onde existe risco de ocorrência de trincas por corrosão sob tensão induzida por sulfetos (SSC – Sulfide Stress Cracking), exigindo materiais com maior resistência à fragilização por hidrogênio.

A conformidade com a N-1706G garante que o SA-516 G70 utilizado seja submetido a controles adicionais de composição química, propriedades mecânicas e requisitos de ensaios específicos, como o teste de resistência à trinca por sulfeto (HIC/SSC), visando a segurança e a integridade estrutural do vaso ao longo de sua vida útil em serviço severo.

Além disso, é imprescindível considerar as especificações estabelecidas pela ASME Seção II – Parte D, que trata das propriedades mecânicas dos materiais utilizados em vasos de pressão. No caso do aço-carbono ASTM SA-516 Grau 70, amplamente empregado na fabricação desses equipamentos, três parâmetros fundamentais devem ser observados para um material em temperatura ambiente, recém fabricado e sem oxidação:

- Tensão de ruptura ($\sigma_{ruptura}$): representa o valor máximo de tensão que o material suporta antes de romper completamente. Para o SA-516 Gr 70, esse valor é de aproximadamente 485 Mpa;
- Tensão de escoamento ($\sigma_{escoamento}$): corresponde ao limite a partir do qual o material deixa de se comportar elasticamente e inicia deformação permanente. Para este aço, o valor típico é de 260 Mpa;
- Tensão admissível (σ_{adm}): é a tensão máxima permitida em projeto, obtida pela divisão da tensão de ruptura por 3,5 ou da tensão de escoamento por 1,5, devendo-se adotar o menor valor entre eles, conforme determina a ASME. No caso do SA-516 Gr 70, a tensão admissível resultante é 138 MPa (equivalente a 1407,21 kgf/cm²).

Também, de acordo com a UW12, se $E = 1$ é possível adotar a Radiografia como 100%. A partir destas normas citadas anteriormente, são adotados os dados de propriedades mecânicas, como limite de escoamento e ruptura, que servirão como base para os cálculos de dimensionamento e verificação estrutural nas etapas subsequentes.

Verificando σ Circunferenciais e longitudinais (Adotando os menores valores)

Na etapa de verificação das tensões admissíveis, realiza-se a análise das tensões circunferenciais (ou de aro) e longitudinais atuantes no costado do vaso de pressão, conforme

estabelecido pela Seção VIII, Divisão 1, da norma ASME, especificamente no item UG-27, que trata do dimensionamento de vasos sob pressão interna.

Cálculo da Espessura Mínima - Tensão Circunferencial:

$$t = \frac{P * R}{\sigma_{adm} * E - (0,6 * P)}$$

Onde:

- $t \rightarrow$ Espessura mínima requerida do casco (mm)
- $P \rightarrow$ Pressão interna de projeto (kgf/cm^2 ou MPa, conforme adotado) $\rightarrow 0,35 \text{ MPa}$ ($\approx 3,5 \text{ kgf/cm}^2$)
- $R \rightarrow$ Raio interno do vaso (mm) $\rightarrow 450 \text{ mm}$
- $\sigma_{adm} \rightarrow$ Tensão admissível do material (MPa), obtida da ASME Seção II-D $\rightarrow 138 \text{ MPa}$
- $E \rightarrow$ Eficiência da junta soldada (adimensional) $\rightarrow$ De acordo com UW-12, o projeto adotou radiografia 100%, logo: $E = 1,0$
- $0,6*P \rightarrow$ Termo da equação da ASME referente ao efeito da pressão interna no estado limite longitudinal.

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$t = \frac{0,35 * 450}{138 * 1 - (0,6 * 0,35)}$$

$$t = \frac{157,5}{137,79} = 1,14 \text{ mm}$$

Cálculo da Espessura Mínima - Tensão Longitudinal:

$$t = \frac{P * R}{2 * \sigma_{adm} * E + (0,4 * P)}$$

Onde:

- $P, R, \sigma_{adm}, E \rightarrow$ mesmos significados anteriores;
- $2 \cdot \rightarrow$ A tensão longitudinal é metade da circunferencial em cascas cilíndricas.

- $0,4 \cdot P \rightarrow$ Termo de correção adicional da ASME para pressão interna aplicada no estado longitudinal.

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$t = \frac{0,35 * 450}{2 * 138 * 1 + (0,4 * 0,35)}$$

$$t = \frac{157,5}{276,14} = 0,6 \text{ mm}$$

A ASME determina espessuras mínimas absolutas, mesmo que os cálculos forneçam valores menores.

- UG-16 $\rightarrow$ espessura mínima absoluta: 3,2 mm
- UG-25 $\rightarrow$ acréscimo para corrosão: Meio normal $\rightarrow$ 3 mm
- UG-79 $\rightarrow$ tolerância para conformação a frio: 1 mm

Somando perdas e requisitos:

$$3,2 \text{ mm} + 3 \text{ mm} + 1 \text{ mm} = 7,2 \text{ mm}$$

Observação: Considerando o que usualmente se aplica no mercado, a espessura mínima prática adotada será de 8 mm, visando atender também aos limites de corrosão e fabricação.

Definição da Pressão Máxima Admissível (PMA)

Para o costado (σ circunferencial):

$$PMA_{\text{circunferencial}} = \frac{(t * \sigma_{\text{adm}} * E)}{(R + 0,6 * t)}$$

Significado das variáveis:

- PMA_{circ} $\rightarrow$ Pressão Máxima Admissível considerando a tensão circunferencial (MPa ou kgf/cm^2)
- $t \rightarrow$ Espessura do costado em serviço (mm) $\rightarrow$ 8 mm
- σ_{adm} $\rightarrow$ Tensão admissível do material (Mpa) $\rightarrow$ Para SA-516 Gr.70: 138 Mpa
- $E \rightarrow$ Eficiência da junta soldada $\rightarrow$ Radiografia 100% $\rightarrow E = 1,0$

- $R \rightarrow$ Raio interno do casco (mm) $\rightarrow R = 450$ mm
- $0,6 \cdot t \rightarrow$ Termo ASME relacionado à ruptura circunferencial

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$PMA_{\text{circunferencial}} = \frac{(8 * 138 * 1)}{(450 + 4,8)}$$

$$PMA_{\text{circunferencial}} = \frac{1104}{454,8}$$

$$PMA_{\text{circunferencial}} = 2,43 \text{ MPa} = 24,75 \text{ kgf/cm}^2$$

Para o costado (σ longitudinal):

$$PMA_{\text{longitudinal}} = \frac{(t * 2 * \sigma_{\text{adm}} * E)}{(R - 0,4 * t)}$$

O significado das variáveis são os mesmos anteriores, exceto:

- $2 \cdot \sigma_{\text{adm}} \rightarrow$ A tensão longitudinal é metade da circunferencial;
- $0,4 \cdot t \rightarrow$ Termo ASME para ruptura longitudinal.

$$PMA_{\text{longitudinal}} = \frac{(8 * 2 * 138 * 1)}{(450 - 4,8)}$$

$$PMA_{\text{longitudinal}} = \frac{2208}{445,2}$$

$$PMA_{\text{longitudinal}} = 4,96 \text{ MPa}$$

Dimensionamento dos Tamos

Espessura mínima dos tamos:

$$t = \frac{P * D}{2 * \sigma_{\text{adm}} - 0,2 * P}$$

Significado das variáveis:

- $t \rightarrow$ Espessura mínima teórica dos tamos (mm)
- $P \rightarrow$ Pressão interna de projeto = 0,35 MPa

- $D \rightarrow$ Diâmetro interno do tampo = 900 mm
- $\sigma_{adm} \rightarrow$ Tensão admissível = 138 MPa
- $0,2 \cdot P \rightarrow$ Termo normativo para tampos elípticos

Critério adotado: Por uniformidade e segurança, foi obtida a espessura de $t = 1,2$. Entretanto, foi mantida a espessura de 8 mm, igual ao costado.

Tensão radial no tampo (σ_{radial} tampo):

$$\sigma_{radial\text{tampo}} = \frac{P * D}{2 * t * E - 0,2 * P}$$

Significado das variáveis:

- σ_{radial} tampo $\rightarrow$ tensão radial no tampo (MPa);
- $t = 8$ mm, $E = 1$, $P = 0,35$ MPa, $D = 900$ mm.

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$\sigma_{radial\text{tampo}} = \frac{(0,35 * 900)}{(2 * 8 * 1 - (0,2 * 0,35))}$$

$$\sigma_{radial\text{tampo}} = \frac{315}{15,93}$$

$$\sigma_{radial\text{tampo}} = 19,77\text{MPa} = 201,6\text{kgf/cm}^2$$

Verificação de Tensões Radiais e Longitudinais no Costado

Tensão radial no costado (σ_{radial}):

$$\sigma_{radial} = \frac{P * (R + 0,6 * t)}{t * E}$$

Significado das variáveis:

- $t \rightarrow$ Espessura mínima teórica dos tampos (8 mm)
- $P \rightarrow$ Pressão interna de projeto = 0,35 Mpa
- $R \rightarrow$ Raio interno do casco (mm) $\rightarrow R = 450$ mm

- $E \rightarrow$ Eficiência da junta soldada $\rightarrow$ Radiografia 100% $\rightarrow E = 1,0$

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$\sigma_{\text{radial}} = \frac{0,35 * (450 + 4,8)}{8}$$

$$\sigma_{\text{radial}} = 19,9 \text{ MPa} = 202,92 \text{ kgf/cm}^2$$

Tensão longitudinal no costado (σ_{long}):

$$\sigma_{\text{long}} = \frac{P * (R - 0,4 * t)}{2 * t * E}$$

Significado das variáveis:

- $t \rightarrow$ Espessura mínima teórica dos tampos (8 mm)
- $P \rightarrow$ Pressão interna de projeto = 0,35 Mpa
- $R \rightarrow$ Raio interno do casco (mm) $\rightarrow R = 450 \text{ mm}$
- $E \rightarrow$ Eficiência da junta soldada $\rightarrow$ Radiografia 100% $\rightarrow E = 1,0$

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$\sigma_{\text{long}} = \frac{0,35 * (450 - 3,2)}{16}$$

$$\sigma_{\text{long}} = 9,8 \text{ MPa} = 99,9 \text{ kgf/cm}^2$$

Dimensionamento do PSV – Válvula de Alívio de Pressão (UG-134)

A definição da pressão de acionamento da válvula de segurança (PSV) segue as orientações da UG-134 da ASME Seção VIII – Divisão 1, que estabelece os critérios para dispositivos de alívio de pressão.

Inicialmente, foi avaliada a pressão gerada pela coluna de fluido interno (PMA = pressão na coluna), calculada pela expressão:

$$PMA = \rho * g * h$$

Onde:

- ρ = Densidade do fluido (kg/m^3)
- g = Aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m/s}^2$)
- h = Altura da coluna de fluido (m)

Considerando os dados:

$$\text{PMA} = \rho * g * h = 0,7 * 9,81 * 3,15 = 0,00022 \text{ kgf/cm}^2$$

Devido ao valor extremamente baixos e desprezível dessa pressão de coluna, conclui-se que o acionamento da PSV ocorrerá diretamente pela própria Pressão Máxima Admissível (PMA) do vaso, definida para este projeto como $20,29 \text{ kgf/cm}^2$.

Esta escolha atende ao critério normativo e garante que o dispositivo de alívio protegerá o vaso de qualquer sobre pressão superior ao valor de projeto.

Verificação de Pressão de Teste Hidrostático (TH)

Conforme a UG-134, a pressão de teste foi determinada considerando:

$$TH = 1,3 * (PMA - P_{\text{coluna fluido}}) * \frac{\sigma_{adm}(\text{novo})}{\sigma_{adm}(\text{corroído})}$$

Aplicando todos os valores iniciais, obteve-se o como resultado final: **$26,37 \text{ kgf/cm}^2$** , com margem de segurança suficiente para a aplicação.

Cálculo espessura (t) para bocal 6" → 106-B → Material do tubo

De antemão, é válido ressaltar que o material do tudo em questão não apresenta costura em aço carbono e é composto pelo aço ASTM A106 Grade B, desse modo apresenta tensão de ruptura de 415 MPa e tensão de escoamento de 240 MPa .

$$t = \frac{P * R}{S * E + 0,4 * P}$$

Significado das variáveis:

- t → Espessura mínima teórica dos tampos (mm);

- $P \rightarrow$ Pressão interna de projeto = 0,35 Mpa;
- $R \rightarrow$ Raio interno do casco (mm) $\rightarrow R = 450$ mm.
- $S \rightarrow 117$ MPa (tensão admissível do A106 Gr.B)

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$t = \frac{1,9898 * 84,15}{117 * 1 + 0,14}$$

$$t = \frac{167,44}{117,14}$$

$$t = 1,43 + 3 = 4,43\text{mm}$$

Adicionando a espessura de corrosão:

Margem de 3 mm $\rightarrow$ Espessura calculada: 4,43 mm

Com base nisso, é importante notar que apesar do cálculo indicar uma espessura mínima de 3,25 mm, a UG-45 proíbe o uso de bocais com espessura inferior à do casco. Portanto, para garantir a integridade estrutural e a conformidade normativa, foi adotado o tubo 6" Schedule 80, com espessura nominal de 10,97 mm.

Para melhor compreensão é necessário entender as seguintes incógnita:

- d = Diâmetro externo do tubo (168,3 mm)
- t = Espessura da parede do tubo (7,2 mm)
- tr = Altura da região sujeita à pressão (8 mm)
- tn = Altura da projeção do bocal no casco (10,97 mm)

Área requerida (A1):

$$A1 = d * tr + 2 * t * tn$$

$$A1 = 168,3 * 7,2 + 2 * 8 * 10,97$$

$$A1 = 1387,28\text{mm}^2$$

Área disponível no tampo (A2):

$$A2 = d * (t - tr) - 2 * tn * (t - tr)$$

$$A2 = 168,3 * 0,8 - 2 * 10,97 * 0,8$$

$$A2 = 117,088 \text{ mm}^2$$

Área disponível da projeção externa do bocal (A3):

$$A2 = 5 * tn * (tn - trn)$$

$$A2 = 5 * 8 * (10,97 - 4,43)$$

$$A2 = 261,6 \text{ mm}^2$$

$A2 + A3 < A1$, logo precisa de reforço

$$A4 = 2 * 165 * 8 = 2640 \rightarrow \text{Dimensionamento tecnicamente adequado!}$$

Conforme orientação da Tabela 9 a seguir, N-253 (Silva Telles), para um flange WN classe 150 lbs, a projeção recomendada é de 200 mm. Entretanto, visando atender exigências específicas de engenharia e aumentar a margem de segurança, foi adotada uma projeção de 250 mm.

Estudo do Impacto do Aumento da Projeção do Bocal

Com o objetivo de avaliar os efeitos estruturais do aumento da projeção do bocal além do valor inicialmente recomendado, foi realizada uma análise específica das tensões adicionais introduzidas pela maior distância entre o ponto de carga e o casco do vaso.

Na avaliação da Tensão de Cisalhamento (τ), primeiramente, considerou-se a tensão de cisalhamento primária (τ), calculada pela expressão:

$$\tau = \frac{P * R}{2 * t} \rightarrow \text{Não se altera com o aumento da projeção.}$$

$$\tau = \frac{0,35 * 84,15}{2 * 8} = 1,841 \text{ MPa}$$

Avaliação do Momento Fletor Induzido (m)

O momento fletor gerado pela pressão atuante na área do bocal foi calculado com base no diâmetro considerado para a projeção:

$$m = P * d$$

Considerando dois cenários de comprimento de projeção: 708 mm e 658 mm

$$m_{708} = 0,35 * 708 = 247,8 \text{ N} \cdot \text{mm/mm} ;$$

$$m_{658} = 0,35 * 658 = 230,3 \text{ N} \cdot \text{mm/mm}.$$

Cálculo da Tensão por Momento (σ)

A tensão devido ao momento fletor foi determinada pela relação entre o momento e o momento de inércia da parede do vaso ou do bocal:

$$\sigma = \frac{m}{I}$$

Onde:

- m = momento fletor aplicado na seção (247,8 N·mm/mm);
- I = momento de inércia da parede do bocal ou vaso;
- D = 168,3 mm = diâmetro externo do bocal;
- d = 146,36 mm = diâmetro interno.

O momento de inércia é calculado por:

$$I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$$

Assim, tem-se os resultados a seguir:

$$\sigma = \frac{247,8}{\frac{\pi}{64} * (168,3^4 - 146,36^4)} \rightarrow \frac{247,8}{0,05 * 343429459,09} \rightarrow \frac{247,8}{17171472} = 0,00001 \text{ MPa}$$

Avaliação do Momento Total Induzido (M)

Considerando a área efetiva da seção transversal (A):

$$A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} \rightarrow \frac{\pi * (168,3^2 - 146,36^2)}{4} \rightarrow \frac{\pi}{4} * 6908 = 5425mm^2$$

Onde:

- A = área anular da seção;
- D e d = diâmetros já definidos;
- P = pressão interna de projeto;
- y = distância do ponto extremo ao eixo neutro, dada por $y = D/2 = 84,15$ mm.

E também o momento total:

$$M' = P * d \rightarrow \text{momento fletor por unidade de área}$$

$$M = M' * A = P * d * \frac{\pi * d^2}{4}$$

$$\sigma = \frac{M * y}{I} = \frac{1344315 * 84,15}{16798798} = 6,73MPa$$

$$I = \frac{\pi}{64} * (D^4 - d^4) = 16798798,9mm^4$$

$$y = \frac{D}{2} = 84,15 \text{ mm}$$

Bocal de 2" – Schedule 160

O dimensionamento do bocal de 2 polegadas foi conduzido conforme os critérios da UG-45 da ASME Seção VIII – Divisão 1, considerando que a espessura do bocal não pode ser inferior à do casco.

Cálculo da Espessura Mínima:

$$t = \frac{P * R}{\sigma_{adm} * 0,4P}$$

Onde:

- $P = 0,35 \text{ MPa}$ = pressão de projeto;
- $R = 30,15 \text{ mm}$ = raio interno do bocal 2";
- $\sigma_{adm} = 117 \text{ MPa}$ = tensão admissível do A106 Gr. B;
- $0,4*P$ = termo normativo da ASME para pressão da junta.

Substituindo:

$$t = \frac{0,35 * 30,15}{117 + 0,4 * 0,35} = \frac{10,5525}{117,14} = 0,09\text{mm} + 3\text{mm}(\text{corrosão}) = 3,51\text{mm}$$

Espessura adotada: Por critérios normativos, foi utilizado tubo 2" Schedule 160, com espessura nominal de 8,74 mm, superior à do casco.

Área requerida (A1):

$$A1 = 60,3 * 7,2 + 2 * 8 * 8,74 = 465,516 + 139,84 = 605,36 \text{ mm}^2$$

Área disponível no tampo (A2):

$$A2 = 60,3 * (8 - 7,2) - 2 * 8,74 * 0,8 = 48,24 - 13,984 = 34,256 \text{ mm}^2$$

Área disponível na projeção externa (A3):

$$A3 = 5 * 8 * (8,74 - 3,5) = 209,6 \text{ mm}^2$$

Verificação:

$$A3 + A2 = 243,85 \text{ mm}^2 < A1 \rightarrow \text{Logo necessita de reforço}$$

Logo, foi necessário adotar área de reforço adicional (A4):

$$A4 = 2 * 50 * 8 * 800 \text{ mm} \rightarrow \text{Aprovado!}$$

Projeção adotada: Apesar da Tabela N-253 sugerir 200 mm, por exigência de engenharia foi adotada 250 mm de projeção.

Partindo para a verificação estrutural, tem-se:

Momento unitário (M'):

$$M' = PMA * d = 1,9898 * 708 = 1408,78 \text{ Nmm/mm}^2$$

Momento total (M):

$$M = M' * A = 1408,78 * 1413,7 = 1991579,84 \text{ Nmm}$$

Área efetiva (A):

$$A = \frac{\pi * (D^2 - d^2)}{4} = \frac{\pi * (60,3^2 - 42,82^2)}{4} = 1443,7 \text{ mm}^2$$

Tensão gerada (σ):

$$\sigma = \frac{M * y}{I} = \frac{1991579,84 * 30,15}{483964,12} = 124 \text{ MPa}$$

Onde:

$$I = \frac{\pi}{64} * (60,3^4 - 42,82^4) = 483964,12 \text{ mm}^4$$

Bocal de 1½" – LWN

- Diâmetros: $\varnothing$ externo = 65 mm, $\varnothing$ interno = 38,1 mm
- Espessura nominal: 13,45 mm (Superior ao mínimo calculado)

Cálculo da Espessura Mínima:

$$t = \frac{0,35 * 32,5}{117 + 0,4 * 0,35} = \frac{11,375}{117,14} + 3 = 3,1 \text{ mm ou } 3,6 \text{ para PMA}$$

Espessura: 13,45 mm $\rightarrow$ Aprovado!

Verificação de Área de Reforço:

$$A1 = 65 * 7,2 + 2 * 8 * 13,45 = 468 + 215,2 = 683,2 \text{ mm}^2$$

$$A2 = 65 * (8 - 7,2) - 2 * 13,45 * 0,8 = 52 - 21,52 = 29,48 \text{ mm}^2$$

$$\rightarrow 252,2 - 110,83 = 141,4$$

$$A3 = 5 * 8 * (13,45 - 3,1) = 414 \text{ mm}^2$$

Bocal de 1" – LWN

-Dimensões: Ø externo = 49 mm; Ø interno = 25,4 mm; Espessura = 11,8 mm

Cálculo de Espessura:

Com base nos resultados, este bocal não necessita de reforço adicional, visto que a espessura excede o mínimo necessário, conforme a UG-45.

Cálculo para BV 18" no intervalo $815 \leq DI \leq 1015$ (Segundo a Tabela 7 → N-253)

Espessura calculada para o intervalo (PMA=1,9898):

$$t = \frac{1,9898 * 228,5}{117} + 3 = 6,9 \text{ mm}$$

Utilizado: 8 mm → Aprovado!

Área de Reforço:

$$A1 = 457 * 7,2 + 2 * 8 * 8 = 3290,4 + 128 = 3418,4 \text{ mm}^2$$

$$A2 = 457 * 0,8 - 2 * 8 * 0,8 = 365,5 - 12,8 = 352,8 \text{ mm}^2$$

$$A3 = 5 * 8 * (8 - 6,9) = 44 \text{ mm}^2$$

$$A4 = 2 * 120 * 8 = 1920 \text{ mm}^2$$

Calculando para $t_{pd} = 3,68$:

$$A1 = 457 * 5,12 + 128 = 2467,84 \text{ mm}^2$$

$$A2 = 457 * (8 - 5,12) - 2 * 8 * 2,88 = 1316,16 - 46,08 = 1270,08$$

$$A3 = 5 * 8 * (8 - 3,68) = 172,8$$

$$A4 = 1920 \text{ mm}^2$$

$$\therefore A2 + A3 + A4 > A1$$

Conforme estabelece a Tabela 1, presente na N-253, para vasos com diâmetro externo de até 914 mm, deve-se prever a instalação de dois respiros de 3" Schedule 40 localizados na saia do vaso. Além disso, para vasos com diâmetro superior a 800 mm, a norma recomenda que o tampo inferior esteja a, no mínimo, 1.200 mm de distância do tampo da base, garantindo assim o espaço adequado para manutenção e segurança operacional. Também é exigido que as conexões dispostas no tampo inferior mantenham uma distância mínima de 300 mm da base, de forma a evitar concentrações de tensão e facilitar o acesso.

Tabela 1 – Respiros da saia sugeridos pela tabela 9 da seção N-253.

Diâmetro interno do vaso (mm)	Quantidade de respiros	Diâmetro dos respiros
Até 914	2	3" sch 40
915 – 1.830	4	3" sch 40
1.831 – 2.740	6	4" sch 40
2.741 – 3.660	8	4" sch 40
3.661 – 4.570	10	4" sch 40
4.571 – 5.490	12	4" sch 40

Fonte: PETROBRAS. Norma Técnica N-253, Figura A,5, outubro/2023

As orientações da Seção N-2054 estabelecem os critérios gerais para acessórios e elementos estruturais aplicados a vasos verticais. Incluem a definição do tipo adequado de suporte, como a saia estrutural, e os requisitos construtivos do bocal de fundo, que garantem apoio estável, correta drenagem e integridade do casco.

A norma também padroniza dispositivos de acesso e manutenção, como davits para abertura de bocas de visita e degraus internos para acesso seguro, seguindo dimensões específicas para evitar concentrações de tensões e facilitar inspeções. Além disso, define critérios para olhais de içamento e aterramento, responsáveis pela movimentação segura e dissipação de cargas eletrostáticas, e para quebra-vértices removíveis, que reduzem turbulências. Por fim, descreve o anel de ancoragem e reforçadores tipo F, que asseguram a correta transmissão das cargas de vento e momentos à base, garantindo conformidade normativa e integridade estrutural.

Cálculo da Espessura "n" – Reforço da Boca de Visita na Saia do Vaso

Para garantir a integridade estrutural da boca de visita localizada na saia do vaso de pressão, foi realizado o cálculo da espessura de reforço (n) necessária.

$$\text{Área requerida: } A_1 = 600 * 5,12 + 2,8 * n = 3328mm$$

$$\text{Para } n = 16mm \rightarrow 532 * \pi = 1671 * 16 = 26.736mm \text{ (Superdimensionado)}$$

Verificação da Força de Vento – Conforme NBR 6123:1988

Adotou-se os seguintes dados como base para os cálculos posteriores.

- Força devida do vento = $q C A_{fv}$ (pressão dinâmica);
- C = coeficiente aerodinâmico de força ou de pressão, especificado em cada caso (C_a , C_x , C_y , C_p);
- f_v = fator de vizinhança, definido em 6.4.

Velocidade característica (V_K):

$$V_K = V_0 * S_1 * S_2 * S_3$$

Onde:

- $V_0=35 \text{ m/s}$ $V_0 = 35 \text{ m/s}$: velocidade básica do vento, segundo a NBR 6123 para a região em análise;
- S_1 : fator topográfico (adotado $S_1 = 1,0$, pois o terreno é plano, sem relevos acentuados);
- S_2 : fator de rugosidade do terreno e tamanho da edificação (adotado $S_2 = 0,86$, correspondente à Categoria II de rugosidade e altura da estrutura $\leq 15 \text{ m}$);
- S_3 : fator estatístico (adotado $S_3 = 1,0$, correspondente à classe de estrutura comum, com vida útil normal e grau de importância moderado).

$$\therefore V_K = 35 * 1 * 0,86 * 1 = 30,1m/s$$

Pressão dinâmica (q)

A pressão dinâmica gerada pelo vento é calculada pela equação:

$$q = \frac{1}{2} * \rho * V_K^2$$

Onde:

- $\rho = 1,226 \text{ kg/m}^3 \rightarrow$ densidade do ar ao nível do mar (NBR 6123);
- $V_K = 30,1 \text{ m/s} \rightarrow$ velocidade característica do vento.

A NBR 6123 permite o uso do coeficiente simplificado:

$$q = 0,613 V_K^2$$

Substituindo:

$$q = 0,613 * 30,1^2 = 555,4 \text{ N/m}^2$$

Força do vento (F)

A força horizontal atuante na estrutura é dada por:

$$F = q * C * A$$

Onde:

- $C = 1,0 \rightarrow$ coeficiente de arrasto para superfície cilíndrica (NBR 6123 – Tabela correspondente)
- $A = 6,5815, \text{ m}^2 \rightarrow$ área projetada vertical do vaso + saia

$$F = 555,4 * 1,0 * 6,5815 = 3655,3 \text{ N}$$

Momento fletor causado pelo vento (M)

O momento no ponto crítico da base (ou topo da saia) é:

$$M = \frac{F * h}{2}$$

Onde:

- $h = 7,185 \text{ m} \rightarrow$ altura do centro de pressão (metade da altura total exposta ao vento)

$$M = \frac{3655,3 * 7,185}{2} = 26\,254 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Convertendo para $\text{N} \cdot \text{mm}$:

$$M = 26\,254 * 10^3 = 2,6254 * 10^7 \text{ N} \cdot \text{mm}$$



Tensão normal devido ao momento (σ)

$$\sigma = \frac{M * y}{I}$$

Onde:

- $y = 4,58 \text{ mm} \rightarrow$ distância do ponto mais externo da seção até o eixo neutro
- $I = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4) \rightarrow$ momento de inércia da parede cilíndrica
- $D =$ diâmetro externo da saia
- $d =$ diâmetro interno da saia

Substituindo:

$$\sigma = \frac{(26\,254 * 10^6) * 4,58}{2,33 * 10^9} = 5,16 \text{ MPa}$$

Como:

$$\sigma = 5,16 < \sigma_{adm}$$

$\rightarrow$ A seção está aprovada para tensão normal por flexão.

Esforço cortante (τ)

O cortante global é dado por:

$$F_c = q * A = 3655 \text{ N}$$

A tensão de cisalhamento média é:

$$\tau = \frac{F_c}{A_s}$$

Onde:

- $A_s \rightarrow$ área resistente ao esforço cortante (mm^2) $\rightarrow \pi \cdot D_m \cdot t$
- $D_m =$ diâmetro médio da saia;
- $t = 8 \text{ mm} =$ espessura adotada da saia.

$$\tau = \frac{3655}{\pi * D_m * 8} = 0,16 \text{ MPa}$$

$\rightarrow$ Valor muito abaixo da capacidade resistente, sendo totalmente satisfatório.

Considerações Finais

O trabalho teve como finalidade realizar o dimensionamento completo de um vaso de pressão destinado ao armazenamento de hidrogênio, seguindo rigorosamente os requisitos da ASME BPVC Seção VIII – Divisão 1, da NR-13 e das normas técnicas PETROBRAS aplicáveis. Com base nas análises desenvolvidas, verificou-se que todas as condições de projeto foram plenamente atendidas, assegurando a integridade estrutural e a segurança operacional do equipamento.

Os cálculos de espessura do costado e dos tampos mostraram que as tensões circunferenciais, longitudinais e de membrana permaneceram abaixo das tensões admissíveis, validando a espessura adotada e confirmando o atendimento aos limites da UG-27. A avaliação da pressão máxima admissível (PMA) e do teste hidrostático demonstrou coerência com os critérios normativos, apresentando margens de segurança satisfatórias.

A verificação dos bocais e das áreas de reforço, conforme UG-45 e N-253, evidenciou que as espessuras e projeções utilizadas são superiores às mínimas requeridas, garantindo a mitigação de concentrações de tensões nas regiões críticas. As análises de momento fletor, tensão por flexão, esforço cortante e inércia confirmaram que os valores atuantes permanecem significativamente abaixo da capacidade resistente dos componentes, demonstrando dimensionamento adequado.

A válvula de segurança foi verificada conforme UG-134, atendendo às exigências de alívio para a pressão de projeto. Já a análise de ações do vento via NBR 6123 comprovou que tanto a força lateral quanto o momento gerado são inferiores à resistência da saia, assegurando estabilidade estrutural satisfatória frente às cargas ambientais previstas.

Dessa forma, conclui-se que o vaso de pressão projetado é viável, seguro e normativamente conforme, apresentando desempenho adequado para o armazenamento de hidrogênio nas condições especificadas. Os resultados obtidos ao longo do estudo foram satisfatórios em todas as etapas, confirmando que o dimensionamento adotado atende plenamente aos critérios de segurança, eficiência e confiabilidade exigidos para esta aplicação.

Referências

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code: Section VIII, Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels**. New York: American Society of Mechanical Engineers, 2021.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code: Section V – Nondestructive Examination**. New York, 2021b

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler and Pressure Vessel Code: Section IX – Welding, Brazing and Fusing Qualifications**. New York, 2015.

BRASIL. Ministério do Trabalho e Previdência. **Norma Regulamentadora nº 13 – Caldeiras, Vasos de Pressão, Tubulações e Tanques Metálicos de Armazenamento**. Portaria MTP nº 1.846, de 1º

CURCIO, Eliseo. **Techno-Economic Analysis of Hydrogen Production: Costs, Policies, and Scalability in the Transition to Net-Zero**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, v. 223, p. 116014, 2025. DOI:10.1016/j.rser.2025.116014.

DAPPER, A. F. **Resistência dos materiais aplicada**. São Paulo: Érica, 2018.

DAPPER, Gabriel Justen. **Projeto e Desenvolvimento de Vasos de Pressão para Bancada de Ensaio**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade do Vale do Rio dos Sinos, São Leopoldo, 2018.

IEA – International Energy Agency. **Global Hydrogen Review 2023**. Paris: IEA, 2023.

KRÜGER, C. **Integridade estrutural de vasos de pressão com bocais**. Porto Alegre: UFRGS, 2014.

PEREIRA, M. P. **Validação de vasos de pressão pelas normas ASME VIII, Divisão 1 e AD 2000**. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista.

PETROBRAS. **N-1706 Rev. G: Requisitos Adicionais para Vaso de Pressão em Serviço com H₂S Úmido**. Rio de Janeiro, 2020b.

PETROBRAS. N-2054 Rev. E: Acessórios Internos e Externos de Vaso de Pressão – Padronização. Rio de Janeiro, 2023.

PETROBRAS. N-253: Projeto de vaso de pressão. Rev. M. Rio de Janeiro: Petrobras, 2023.

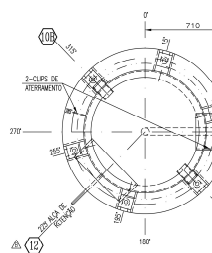
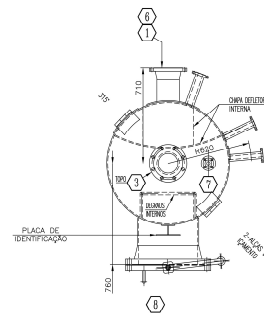
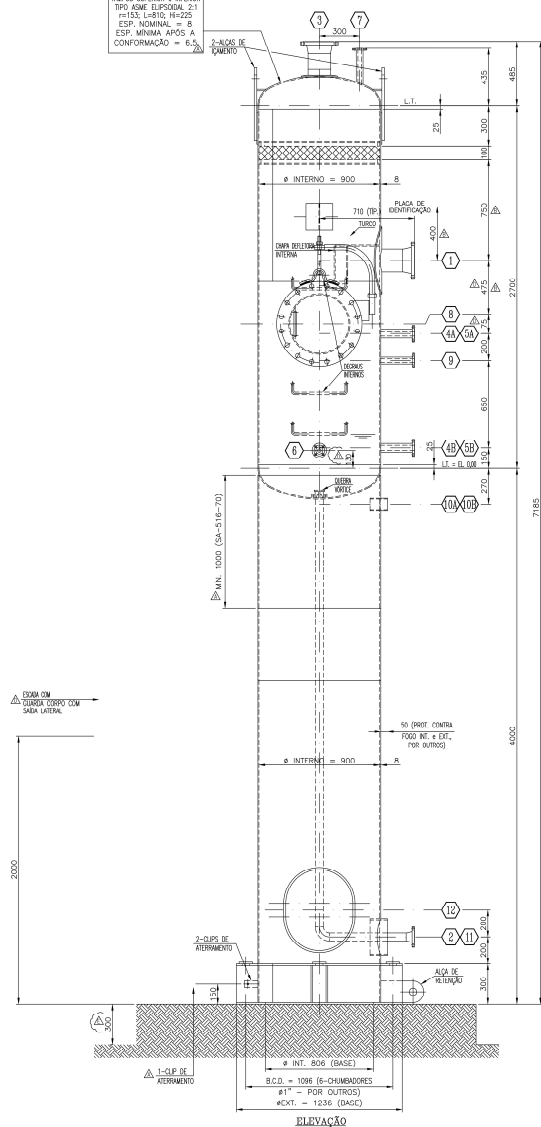
PETROBRAS. N-268 Rev. H: Fabricação de Vaso de Pressão – Procedimento. Rio de Janeiro, 2020a.

SANDERS, T. et al. Hydrogen Embrittlement in Metallic Materials. *Journal of Materials Engineering*, v. 45, n. 3, 2022.

UGURAL, A. C. *Mechanical Design of Machine Components*. 2. ed. Boca Raton: CRC Press, 2017.

ANEXO I

TAMPO SUPERIOR E INTERIOR
TIPO ABME, ELIPSOIDAL, S-1
=153, L=810, H=225
ESP. NOMINAL = 6
ESP. MINIMA APÓS A
CONFORMAÇÃO = 6,5



VISTA EM PLANTA BASE

POS.	QUANT.	Nº	FLANGE/CLASSE	ESP. ou R. PRESSÃO	PROJ.	DENOMINAÇÃO	OBSERV.
12	1	100 x 80	—	CH.16mm	—	ACESSO A SAIA	
11	1	10"	—	SCH.40	—	PASSAGEM BOCAL 2"	
10	2	3"	—	SCH.40	—	RESPIRO DA SAIA	
9	1	1"	—	LNH-RF-ABME CL.150	#25,4	LG (OUVE DE NÍVEL ALTO)	
8	1	18"	—	WN-RF-ABME CL.150	CH.8mm	BOCA DE VISITA	COM TURCO
7	1	1"	—	LNH-RF-ABME CL.150	#25,4	435 RESPIRO	
6	1	1"	—	LNH-RF-ABME CL.150	#25,4	710 ENTRADA DE UTILIDADES	
5	2	1"	—	LNH-RF-ABME CL.150	#25,4	710 LG	
4	2	11/2"	—	LNH-RF-ABME CL.150	#32,1	710 LG 3 / LT	
3	1	6"	—	WN-RF-ABME CL.150	SCH.80	485 SAÍDA DE GÁS	
2	1	2"	—	WN-RF-ABME CL.150	SCH.160	710 SAÍDA DE LÍQUIDO	
1	1	6"	—	WN-RF-ABME CL.150	SCH.80	710 ENTRADA DE GÁS	

CARGAS ADMISSÍVEIS NAS CONEXÕES

IDENTIFICAÇÃO	
1	ITEM
2	QUANTIDADE
3	UNIDADE
4	DESCRIÇÃO
DADOS DE OPERAÇÃO	
5	FLUIDO
6	TEMPERATURA DO FLUIDO
7	TEMPERATURA MÁXIMA DE OPERAÇÃO
8	TEMPERATURA NORMAL DE OPERAÇÃO
9	TEMPERATURA MÁXIMA DE OPERAÇÃO
10	TEMPERATURA NORMAL DE OPERAÇÃO
DADOS DE PROJETO	
11	CLASSO DE PROJETO
12	EMBAIXA
13	TEMPERATURA DE PROJETO
14	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
15	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
16	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
17	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
18	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
19	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
20	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
21	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
22	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
23	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
24	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
25	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
MATERIAIS	
26	CLASSO DE MATERIAL
27	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
28	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
29	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
30	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
31	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
32	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
33	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
34	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
35	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
36	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
37	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
38	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
39	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
40	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
41	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
42	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
43	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
44	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
45	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
46	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
47	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
48	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
49	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
50	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
51	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
52	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
53	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
54	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
55	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
56	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
57	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
58	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
59	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
60	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
61	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
62	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
63	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
64	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
65	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
66	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
67	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
68	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
69	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
70	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
71	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
72	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
73	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
74	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
75	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
76	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
77	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
78	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
79	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
80	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
81	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
82	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
83	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
84	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
85	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
86	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
87	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
88	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
89	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
90	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
91	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
92	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
93	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
94	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
95	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
96	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
97	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
98	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL
99	TEMPERATURA MÁXIMA DE PROJETO DO METAL
100	TEMPERATURA NORMAL DE PROJETO DO METAL

NOTAS GERAIS	
1	TODAS AS DIMENSÕES EM MILÍMETROS, EXCETO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.
2	PLANOS CONFORME A NORMA ABME (B16.9), ACABAMENTO LISO 125 A 250 RMSE CONFORME MES SP-6.
3	A FURATURA DOS FLANGES DEVERÁ ESTAR SIMETRICAMENTE DEFAZADA DAS PRINCIPAIS LINHAS DE CENTRO DO EQUIPAMENTO, EXCETO INDICAÇÃO CONTRÁRIA.
4	JUNTO TIPO ESPALHADA DE AÇO-304 COM ENCAMIOTO DE GRIFFE FLUXOVEL, COM ANEL CENTRALIZADOR INTERNO DE AÇO-304 E EXTERNO DE AÇO CARBONO, DIMENSÕES CONFORME A NORMA ABME (B16.9).
5	TODOS OS INTERIORES REMOVÍVEIS DEVERÃO PASSAR PELA BOCA DE VISITA (B1 438mm).
6	ELIMINADOR DE NÍVEIS COM MANEIRA DE AÇO 304 COM DENSIDADE DE 140 kg/m³.
7	OS MATERIAIS DE TODAS AS PARTES PRESSURIZADAS E EM CONTATO COM O FLUIDO E UM FLUIDO DE 114 DA SAIA ABME DO TAMPO INTERIOR DEVERÃO ATENDER AOS REQUISITOS NA NORMA PETROBRAS N-17095 (SERVIÇO COM H2S OMDO - CATEGORIA-2).
8	ISOLAMENTO TÉRMICO E PROTEÇÃO CONTRA FOGO DEVERÃO SER FORNECIDOS POR OUTROS, SENDO FORNECIDOS OS CLIPS SOLDADOS AO EQUIPAMENTO.
9	A PROTEÇÃO DOS DOGAS E DADA A PARTIR DA LINHA DE CENTRO DO VASO ATÉ A FASE EXTERNA DO FLANGE DO BOCAL.
10	TORQUE RECOMENDADO PARA ESTUJOS DA BOCA DE VISITA (B1.1/8"): MÉDIO: 1047 N.m MÁXIMO 1361 N.m.
SERVIÇO COM H2S OMDO - CATEGORIA-2	
12	1 100 x 80
11	1 10"
10	2 3"
9	1 1"
8	1 18"
7	1 1"
6	1 1"
5	2 1"
4	2 11/2"
3	1 6"
2	1 2"
1	1 6"