

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO**

**MARCELO DALVI NICOLA
MARCOS FERNANDO NETO VIEIRA**

**PROJETO MECÂNICO E CONSTRUÇÃO DE VASO DE PRESSÃO:
ESTUDO DO CASO SERVIÇO COM SULFETO DE HIDROGÊNIO**

**VITÓRIA
2012**

MARCELO DALVI NICOLA
MARCOS FERNANDO NETO VIEIRA

**PROJETO MECÂNICO E CONSTRUÇÃO DE VASO DE PRESSÃO:
ESTUDO DO CASO SERVIÇO COM SULFETO DE HIDROGÊNIO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica do Centro
Tecnológico da Universidade Federal do
Espírito Santo, como requisito parcial
para obtenção do grau de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Fernando César Meira
Menandro, D.Sc.

VITÓRIA
2012

NICOLA, Marcelo Dalvi; NETO VIEIRA, Marcos Fernando.

Projeto mecânico e construção de vaso de pressão: estudo de caso serviço com sulfeto de hidrogênio / Marcelo Dalvi Nicola; Marcos Fernando Neto Vieira – 2012. 151f.

Orientador: Fernando César Meira Menandro

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Vasos de Pressão. 2. ASME, Seção VIII, Divisão 1. 3. Fabricação e inspeção. I. NICOLA, Marcelo Dalvi. II. NETO VIEIRA, Marcos Fernando. III. Universidade Federal Do Espírito Santo, Centro Tecnológico, Departamento de Engenharia Mecânica. IV. Projeto mecânico e construção de Vaso de Pressão: estudo do caso serviço com sulfeto de hidrogênio.

**MARCELO DALVI NICOLA
MARCOS FERNANDO NETO VIEIRA**

**PROJETO MECÂNICO E CONSTRUÇÃO DE VASO DE PRESSÃO:
ESTUDO DO CASO SERVIÇO COM SULFETO DE HIDROGÊNIO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 9 de julho de 2012

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. D.Sc. Fernando César Meira Menandro
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Orientador

Prof. M.Sc. Oswaldo Paiva Almeida Filho
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Examinador

Prof. D.Sc. Osvaldo Guilherme Cominelli
UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO
Examinador

AGRADECIMENTOS

Ao engenheiro e amigo Luis Paulo Faustini pela transmissão de conhecimento, orientação e colaboração;

Ao Prof. D.Sc. Fernando César Meira Menandro pelas diretrizes;

Aos colegas e amigos da empresa KNM Group Brasil. Laerte Guimarães e Jubes Amorim;

A Lorrayne Miranda Delaroili Lopes pelo apoio e colaboração;

Aos nossos pais e todos os amigos, que direta ou indiretamente colaboraram na elaboração deste trabalho, torcendo pelo sucesso de sua conclusão.

RESUMO

Com base na escassez de literaturas e profissionais que detenham *Know-how* na área de projetos de vasos de pressão, foi realizado neste trabalho um estudo sobre projeto mecânico e a construção destes equipamentos. No quesito construção foram analisados processos de fabricação, controle de qualidade e inspeção em face de um projeto de vaso de pressão.

Para desenvolver o trabalho foi realizado um estudo detalhado de normas específicas para projeto, fabricação e inspeção que serão mencionadas exaustivamente no desenvolvimento dos capítulos. A norma ASME foi a base para todos os cálculos e especificações de projeto, pois se trata de uma referência em todo o mundo para projetistas de vasos de pressão.

Mesmo não sendo o foco do trabalho desenvolvido, a gestão de projetos foi utilizada no que diz respeito ao custo de alguns dispositivos dimensionados.

É importante salientar que os dados de projeto utilizados como base para o desenvolvimento do trabalho foram extraídos de uma empresa do ramo.

Palavras-Chave: Vasos de pressão, ASME, Norma Petrobrás N-253, Norma Regulamentadora 13, Norma Petrobrás N-268, Codeware Compress.

ABSTRACT

Based on the lack of literatures and professionals with know-how in pressure vessels design, a study about mechanic design and construction of these equipments was made. On the issue of construction, were analyzed fabrication process, quality control and inspection of a pressure vessel project.

For this work a detailed study of specific standards for project, fabrication and inspection was developed and they will be mentioned exhaustively during the chapters. The ASME standard was the basis for all calculations and design specifications, because it is a worldwide reference for designers of pressure vessels.

Although not the focus of the work, project management was used in relation to the cost of some devices that were designed.

Importantly, the project data used as basis for the development of the study was drawn by a company in the business.

Keywords: Pressure vessels, ASME, Petrobrás Standard N-253, NR-13, Petrobrás Standard N-268, Codeware Compress.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Tipos de tampos	32
Figura 2 – Aberturas em um vaso de pressão	34
Figura 3 – Deformações provocadas pela pressão interna: sem reforço	36
Figura 4 – Reforço com anel sobreposto	37
Figura 5 – Reforço com anel espesso	39
Figura 6 – Reforço com pescoço espesso	39
Figura 7 – Reforço com peça forjada	40
Figura 8 – Reforço com peça forjada integral	40
Figura 9 – Bocal flangeado com pescoço tubular	41
Figura 10 – Bocal flangeado com peça forjada	42
Figura 11 – Bocal para solda de topo	42
Figura 12 – Bocal de atarraxar: diâmetros de 2", ou maiores	43
Figura 13 – Luva forjada	43
Figura 14 – Bocal com flange de pescoço longo	44
Figura 15 – Bocal de visita com calota elipsoidal	46
Figura 16 – Turco/Davit	46
Figura 17 – Flange de pescoço	47
Figura 18 – Flange sobreposto	48
Figura 19 – Flange tipo anel	48
Figura 20 – Flange de encaixe	49
Figura 21 – Flange de pescoço longo	49
Figura 22 – Flange solto	50
Figura 23 – Classe de pressão de flanges	51
Figura 24 – Face com ressalto	52
Figura 25 – Face plana	52
Figura 26 – Face para junta de anel	53
Figura 27 – Suporte horizontal	53
Figura 28 – Suportes verticais	54
Figura 29 – Materiais para vasos de pressão	57
Figura 30 – Curvas de Nelson	62
Figura 31 – Geometria tampo elíptico	66
Figura 32 – Tampo elíptico modelado	69

Figura 33 – Casco cilíndrico modelado	71
Figura 34 – Reforço de bocais	72
Figura 35 – Limites de reforços dos bocais	74
Figura 36 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 3 polegadas	77
Figura 37 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 3 polegadas	78
Figura 38 – Seleção de flange apropriado para bocais de 3 polegadas	79
Figura 39 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 6 polegadas	81
Figura 40 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 6 polegadas	81
Figura 41 – Seleção de flange apropriado para bocais de 6 polegadas	82
Figura 42 – Gráfico da largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 8 polegadas	84
Figura 43 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 8 polegadas	84
Figura 44 – Seleção de flange apropriado para bocais de 8 polegadas	85
Figura 45 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 10 polegadas	87
Figura 46 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 10 polegadas	87
Figura 47 – Seleção de flange apropriado para bocais de 10 polegadas	88
Figura 48 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 16 polegadas	90
Figura 49 – Custo do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 16 polegadas	90
Figura 50 – Seleção de flange apropriado para bocais de 16 polegadas	91
Figura 51 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 24 polegadas	93
Figura 52 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 24 polegadas	94
Figura 53 – Seleção de flange apropriado para bocais de 24 polegadas	95
Figura 54 – Seleção de flange cego	96

Figura 55 – Davit utilizado no bocal de visita	96
Figura 56 – Disposição dos bocais no vaso de pressão.....	97
Figura 57 – Principais componentes de berços de sustentação	100
Figura 58 – Esquemático dos berços	100
Figura 59 – Modelagem do berço	101
Figura 60 – Modelagem completa do vaso utilizando o Codeware Compress	106
Figura 61 – Modelagem completa do vaso utilizando o Solid Edge ST4	107
Figura 62 – Fábrica de vasos de pressão	108
Figura 63 – Preparação da borda da chapa para corte	116
Figura 64 – Chapas sendo preparadas em uma plaina fresadora	117
Figura 65 – Processo de calandragem	118
Figura 66 – Processo de calandragem na fábrica	118
Figura 67 – Processo de conformação	120
Figura 68 – Processo de soldagem	124
Figura 69 – Dispositivos auxiliares de soldagem	125
Figura 70 – Soldagem automática por arco submerso	127
Figura 71 – Eficiências de solda	129
Figura 72 – Soldas de fácil inspeção radiográfica	133
Figura 73 – Tratamento térmico realizado na fábrica	135
Figura 74 – Forno para tratamento térmico	136
Figura 75 – Preparação para transporte	142
Figura 76 – Carregamento para o bocal de 3"	150
Figura 77 – Carregamento para o bocal de 6"	150
Figura 78 – Carregamento para o bocal de 8"	151
Figura 79 – Carregamento para o bocal de 10"	151
Figura 80 – Carregamento para o bocal de 16"	152
Figura 81 – Carregamento para o bocal de 24"	152
Figura 82 – Catálogo de tubos para diâmetros nominais de 1/8 polegada até 3 ½ polegadas	156
Figura 83 – Catálogo de tubos para diâmetros nominais de 4 polegadas até 8 polegadas	157
Figura 84 – Catálogo de tubos para diâmetros nominais de 10 polegadas até 14 polegadas	158

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados de operação do vaso de pressão	26
Tabela 2 – Dados de projeto do vaso de pressão	29
Tabela 3 – Resumo dos bocaís com suas respectivas funções	29
Tabela 4 – Dimensões dos bocaís de visita.....	45
Tabela 5 – Tabela para vida útil do vaso de pressão.....	57
Tabela 6 – Materiais para confecção de vasos de pressão	65
Tabela 7 – Projeção externa dos bocaís	75
Tabela 8 – Resumo dos bocaís com respectivas funções	98
Tabela 9 – Dimensionamento dos berços	101
Tabela 10 – Espessura padrões de chapas	153
Tabela 11 – Coeficientes de eficiência de solda	154
Tabela 12 – Tensões admissíveis	155
Tabela 13 – Especificação do tratamento térmico para alívio de tensões para materiais P-NO. 1 Grupo Nº 1,2 e 3	159
Tabela 14 – Especificação do tratamento térmico para alívio de tensões para materiais P-NO. 4 Grupo Nº 1,2 e 3	159
Tabela 15 – Especificação do tratamento térmico para alívio de tensões para materiais P-NO. 5A, 5B e 5C Grupo Nº 1	159

LISTA DE ABREVIATURAS E SÍGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
FPSO	<i>Floating Production Storage and Offloading</i>
HIC	<i>Hydrogen-Induced Cracking</i>
LT	Linha Tangente
MDMT	<i>Minimun Design Metal Temperature</i>
MIG	<i>Metal Inert Gas</i>
PWHT	<i>Post Weld Heat Treatment</i>
SSC	<i>Sulfide Stress Cracking</i>
TIG	<i>Tungsten Inert Gas</i>
TTAT	Tratamento Térmico de Alívio de Tensões
UFES	Universidade Federal do Espírito Santo

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	15
1.1 GENERALIDADES.....	15
1.2 JUSTIFICATIVA DO TEMA	16
1.3 RESULTADOS ESPERADOS.....	16
2. OBJETIVO.....	17
2.1 GERAL.....	17
2.2 ESPECÍFICO	17
3. RESUMO DAS PRINCIPAIS NORMAS.....	18
3.1 CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII	18
3.2 NORMA PETROBRÁS N-253.....	19
3.3 NORMA PETROBRÁS N-268	20
3.4 NORMA PETROBRÁS N-1706.....	21
3.5 NORMA REGULAMENTADORA 13.....	23
4. DADOS DE OPERAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO	26
5. PROJETO DE PROCESSO DO VASO DE PRESSÃO	28
6. DETALHES, PARTES E ACESSÓRIOS DE VASOS DE PRESSÃO	31
6.1 TAMPOS E CASCOS.....	31
6.2 ABERTURAS EM VASOS DE PRESSÃO	33
6.3 REFORÇOS NAS ABERTURAS.....	35
6.4 BOCAIS	40
6.5 FLANGES E FACES DE FLANGES	47
6.6 SUPORTES PARA VASOS DE PRESSÃO	53
7. PROJETO MECÂNICO DO VASO DE PRESSÃO.....	56
7.1 VIDA ÚTIL DO PROJETO	56
7.2 SELEÇÃO E ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAIS PARA O VASO DE PRESSÃO	57
7.2.1 Composição Química do Material	59

7.2.2 Temperaturas de Trabalho Submetidas ao Material	60
7.2.3 Materiais para Serviço envolvendo Hidrogênio	61
7.2.4 Critério de Especificação de Materiais Conforme a Norma N-253	62
7.2.5 Seleção do Material Para as Condições de Projeto	63
7.3 CÁLCULO MECÂNICO DO VASO DE PRESSÃO	65
7.3.1 Cálculo Mecânico dos Tampos	66
7.3.2 Cálculo Mecânico do Casco Cilíndrico	69
7.3.3 Cálculo Mecânico dos Bocais	71
7.3.4 Posicionamento dos Bocais no Vaso de Pressão	97
7.3.5 Cálculo dos Suportes para o Vaso de Pressão	99
7.4 PROCESSOS DE PRÉ-AQUECIMENTO E TRATAMENTO TÉRMICO DE ALÍVIO DE TENSÕES	102
7.5 MODELAGEM DO VASO DE PRESSÃO	106
8. FABRICAÇÃO, INSPEÇÃO E CONTROLE DA QUALIDADE DO VASO DE PRESSÃO ...	108
8.1 ETAPAS DA FABRICAÇÃO E CONTROLE DA QUALIDADE	109
8.2 TRABALHOS PREPARATÓRIOS COM A MATÉRIA-PRIMA	111
8.3 TRAÇAGEM E CORTE	114
8.4 CONFORMAÇÃO	117
8.5 PREPARAÇÃO PARA A SOLDAGEM	122
8.6 SOLDAGEM DE VASOS DE PRESSÃO	126
8.7 EXAMES NÃO-DESTRUTIVOS DAS SOLDAS	131
8.8 TRATAMENTOS TÉRMICOS	134
8.9 TESTE DE ESTANQUEIDADE	137
8.10 ACABAMENTOS E INSPEÇÃO FINAL DOS VASOS	141
8.11 SISTEMA DE CONTROLE DA QUALIDADE	142
9. CONCLUSÃO	146
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	147
APÊNDICE A	150
ANEXO A – Espessuras padrões de chapas	153
ANEXO B – Coeficientes de eficiência de solda	154
ANEXO C – Tensões admissíveis	155
ANEXO D – Catálogo de tubos	156
ANEXO E – Especificações do tratamento de alívio de tensões	159

1. INTRODUÇÃO

1.1 GENERALIDADES

O nome vaso de pressão designa genericamente todos os recipientes estanques, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, capazes de conter um fluido pressurizado. Dentro de uma definição tão abrangente inclui-se uma enorme variedade de equipamentos, desde uma simples panela de pressão de cozinha, até os mais sofisticados reatores nucleares.

Constituem a parte mais importante e os itens de maior custo em numerosas indústrias, tais como refinarias e outras instalações petrolíferas, indústrias químicas e petroquímicas em geral, até mesmo em indústrias farmacêuticas e alimentares.

Contrariamente ao que acontece com quase todos os outros equipamentos, máquinas, veículos, objetos e materiais de uso corrente, a grande maioria dos vasos de pressão não é um item de linha de fabricação de alguma indústria. Salvo algumas exceções, os vasos são projetados e construídos por encomenda, sob medida, para atender a determinada finalidade ou a determinada condição de operação. Consequentemente o projeto é quase sempre feito individualmente para cada vaso a ser construído.

O projeto de um vaso de pressão não inclui somente o seu dimensionamento físico para resistir à pressão e demais cargas atuantes, como também a seleção técnica e econômica dos materiais adequados, dos processos de fabricação, detalhes, peças internas etc.

É extremamente importante enfatizar que o projeto e construção de vasos de pressão são atividades de engenharia, dessa forma destinam-se a satisfazer da melhor maneira possível uma necessidade social. São indispensáveis todas as possíveis considerações a respeito de todos os fatores éticos e sociais que possam estar envolvidos, ainda que de forma remota ou indireta. Além do aspecto de segurança em equipamentos cuja operação apresente risco

potencial de acidentes, devem-se considerar a segurança contra acidentes durante o processo de fabricação e montagem do vaso de pressão, bem como possíveis prejuízos a terceiros e danos ecológicos.

1.2 JUSTIFICATIVAS DO TEMA

O conhecimento sobre vasos de pressão ainda se encontra bastante escasso no cenário nacional e com o surgimento do programa de extração do Pré-Sal pela Petrobrás, surge uma nova demanda de construção de equipamentos e dispositivos que auxiliem nas atividades referentes a este programa.

Para as atividades envolvendo o Pré-Sal são necessárias embarcações para extração de produtos conhecidas como FPSO (*Floating Production, Storage and Offloading*). Os principais equipamentos contidos nestas embarcações são vasos de pressão.

Muitos destes vasos de pressão irão operar com sulfetos de hidrogênio (H_2S) e H_2 , que são fluidos bastante específicos e necessitam de um projeto específico para atender normas de segurança impostas por normas.

Dentre os diversos tipos de serviços que os vasos de pressão abrangem, foi escolhido o sulfeto de hidrogênio devido a sua complexidade, o que proporciona um estudo diferenciado de um equipamento não muito conhecido, até mesmo por engenheiros.

1.3 RESULTADOS ESPERADOS

A partir do estudo que será realizado, espera-se obter resultados satisfatórios que atendam as condições de projeto e siga de maneira integral as exigências das normas. Com a conclusão do trabalho, é almejado que o leitor tenha uma noção razoável dos processos envolvendo projeto mecânico, fabricação, inspeção e a importância de um estudo detalhado das normas envolvendo vasos de pressão.

2. OBJETIVO

2.1 GERAL

Realizar uma análise, no campo de visão da engenharia, das etapas de um projeto mecânico e fabricação de um vaso de pressão.

2.2 ESPECÍFICO

Como objetivos específicos deste trabalho:

- Estudaremos as normas aplicáveis para vasos de pressão;
- Estudaremos os dados de operação de vasos de pressão;
- Estudaremos o projeto de processo de vasos de pressão;
- Estudaremos os detalhes, partes e acessórios de vasos de pressão;
- Realizaremos o projeto mecânico do vaso de pressão;
- Realizaremos a fabricação inspeção e controle da qualidade do vaso de pressão.

3. NORMAS APLICÁVEIS

Serão listadas e resumidas a seguir as principais normas para melhor entendimento do projeto mecânico e construção de um vaso de pressão para serviço com sulfeto de hidrogênio.

As normas de projeto não foram estabelecidas apenas com o intuito de padronizar e simplificar a concepção do vaso de pressão, mas principalmente para garantir condições mínimas de segurança para a operação. De fato a experiência comprovou que o cumprimento das exigências dessas normas torna muito mais baixa a probabilidade de ocorrência de acidentes graves. Por essa razão, embora as normas de projeto possuam caráter legal obrigatório, são em geral exigidas como requisito mínimo de segurança por quase todos os projetistas e principalmente usuários de vasos de pressão, justamente por representar um considerável acúmulo de experiência na tecnologia desses equipamentos.

Deve-se salientar que para o completo entendimento se faz necessário um estudo aprofundado das normas a seguir.

3.1 CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII

Esta é a principal norma para realizar um projeto completo de vasos de pressão. A norma ASME, Seção VIII é dividida em Divisão 1 e 2, as quais regem todas as informações necessárias para se projetar com segurança vasos de pressão, torres e aquecedores.

Esta norma por ser extremamente longa e complexa serve como base para a criação de outras, como as que serão citadas a seguir, que são basicamente sínteses de partes específicas.

A consulta desta norma deve ser feita em complementação a qualquer outra, abrange os seguintes aspectos:

- a) Cálculos para *design*;
- b) Especificações para materiais;
- c) Estudos de tensões;
- d) Estudo sobre tratamentos térmicos;
- e) Inspeções;
- f) Fabricação em geral;
- g) Processos de soldagem.

3.2 NORMA PETROBRÁS N-253

Esta norma fixa as condições técnicas exigíveis para a execução do projeto mecânico e do projeto de fabricação de vasos de pressão utilizados em refinarias, unidades petroquímicas, terminais, estações de dutos, estações de produção em terra, plataformas marítimas de produção e outras instalações similares. Esta norma aborda os seguintes tópicos:

- a) Tensões admissíveis básicas;
- b) Vida útil do projeto;
- c) Pressões de trabalho;
- d) Eficiência radiográfica de juntas solda;
- e) Materiais;
- f) Tampos e transições;
- g) Construção de bocais;
- h) Flanges;
- i) Juntas;
- j) Suportes;
- k) Vasos verticais e horizontais;
- l) Itens internos e externos;
- m) Tratamentos térmicos.

É importante salientar que a norma N-253 trás apenas referências sobre os temas mencionados acima, para melhor entendimento o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 deve ser consultado.

3.3 NORMA PETROBRÁS N-268

Esta norma fixa as condições exigíveis para a fabricação de vaso de pressão de qualquer tipo, utilizado em instalações de indústria de petróleo e petroquímica.

Primeiramente a norma classifica o vaso de pressão em classes que vão de A até D, de acordo com parâmetros do equipamento como:

- Pressão de projeto;
- Temperatura de projeto;
- Espessura do casco;
- Material;
- Fluido armazenado;
- Tipo de instalação;
- Importância do vaso para funcionamento da unidade.

A norma faz referência aos documentos necessários para a fabricação dos componentes como documentos técnicos, normas utilizadas, documentos referentes ao fornecimento etc.

Como envolve puramente fabricação, a norma N-268 especifica ensaios não destrutivos quando forem exigidos.

Em relação à fabricação propriamente dita, esta norma faz referência aos seguintes tópicos:

- a) Projeto de fabricação;
- b) Plano de fabricação;
- c) Dispositivos de montagem;
- d) Chanfros;
- e) Reparos de defeitos em materiais;
- f) Ajustagem;

- g) Soldagem;
- h) Bocais internos;
- i) Suportes de isolamento térmico e refratários;
- j) Peças internas de vasos de pressão;
- k) Tratamento térmico;
- l) Inspeção de fabricação;
- m) Teste hidrostático.

Por fim a norma N-268 aborda os procedimentos corretos para embalagem e embarque do vaso de pressão ou alguma parte do equipamento.

3.4 NORMA PETROBRÁS N-1706

Esta Norma estabelece os requisitos técnicos mínimos para projeto, fabricação e montagem de vasos de pressão, sujeitos a serviço com sulfeto de hidrogênio, para prevenir os fenômenos de “corrosão sob tensão por sulfetos” (*Sulfide Stress Cracking – SSC*) e “trincamento induzido pelo hidrogênio” (*Hydrogen-Induced Cracking – HIC*), fabricados em aço carbono.

Esta Norma se aplica às partes pressurizadas do vaso em contato com o fluido caracterizado como “Serviço com H₂S”. Para trocadores de calor, quando apenas um dos fluidos circulantes é caracterizado como “Serviço com H₂S”, as exigências desta Norma se aplicam apenas às partes em contato com este fluido.

Todos os documentos técnicos e a placa de identificação do vaso de pressão devem ter a indicação “SERVIÇO COM H₂S”.

Para se analisar o enquadramento de vasos de pressão na categoria de serviço com H₂S, devem ser considerado, dentre outros, os seguintes fatores:

- a) Meio corrosivo
 - Teor de H₂S;

- Presença de umidade (ponto de orvalho);
 - Teor de cianetos e de arsênio (As);
 - PH;
 - Pressão total;
- b) Tensões atuantes – devido ao carregamento de tensões residuais;
- c) Temperatura;
- d) Microestrutura;
- e) Eficiência do sistema de lavagem dos gases e do sistema de injeção dos inibidores;
- f) Histórico do tipo de equipamento.

Os equipamentos devem ser classificados pelo projetista conforme o grau de severidade dos fatores apresentados acima, onde a classe A indica maior grau de severidade e a classe D indica menor grau de severidade.

Com base na classificação do serviço, esta norma estabelece as especificações para as chapas de aço carbono a serem utilizadas na confecção do vaso de pressão. As chapas devem ser examinadas por ultrassom, de acordo com a sua classe. Também são especificados os requisitos para forjados, assim como para parafusos e porcas, porém estes não possuem classificação de serviço.

Devem ser realizados tratamentos térmicos de alívio de tensões (TTATs) simulados, tendo em vista se o equipamento possui requisitos de tenacidade ou se é um equipamento com serviço especial sem requisitos de tenacidade. Os ensaios após TTATs e o tempo total de TTAT são estabelecidos nesta norma. Todos os vasos de pressão de aço-carbono devem receber TTAT, a serem feitos conforme o código ASME.

As soldas a serem realizadas devem seguir as recomendações apresentadas nesta norma. Os testes de qualificação dos procedimentos de soldagem devem ser feitos com:

- a) Materiais como especificados nesta norma;

- b) Procedimentos de soldagem e equipamentos de solda como especificados na fabricação do vaso de pressão;
- c) A marca comercial utilizada na qualificação do procedimento deve ser respeitada na soldagem do equipamento.

Os ensaios de dureza e microdureza devem ser feitos nas soldas, após o TTAT. Na qualificação do procedimento de soldagem, medição de microdureza. Nas soldas acabadas do equipamento, medição de dureza. Para estes ensaios a serem realizados, são apresentadas figuras para indicar os pontos onde devem ser feitas as medições.

Todas as soldas devem ser inspecionadas por partícula magnética por via úmida fluorescente, inclusive as temporárias. Para soldas em variadas situações, existem também outras inspeções que devem ser realizadas de acordo com esta norma.

Existem também algumas orientações para a construção dos bocais do vaso de pressão que devem ser seguidas, conforme explicitado nesta norma.

O anexo A desta norma trata do teste de “trincamento induzido pelo hidrogênio” (*Hydrogen-Induced Cracking – HIC*) e o anexo B do teste de “corrosão sob tensão por sulfetos” (*Sulfide Stress Cracking – SSC*).

3.5 NORMA REGULAMENTADORA 13

A Norma Regulamentadora 13, cujo título é Caldeiras e Vasos de Pressão, estabelece todos os requisitos técnicos e legais relativos à instalação, operação e manutenção de caldeiras e vasos de pressão, de modo a se prevenir a ocorrência de acidentes de trabalho. Esta norma foi desenvolvida pelo Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil.

Em relação aos vasos de pressão, a NR 13 dá ênfase aos seguintes tópicos:

- a) Conceito de vaso de pressão para fins de inspeção;

- b) Descrição do profissional habilitado para realizar inspeção;
- c) Situações de risco grave e eminente;
- d) Documentações referentes ao equipamento;
- e) Inspeções de segurança;
- f) Teste hidrostático;
- g) Placas de identificação;
- h) Cuidados na instalação.

Há também um Manual Técnico de Caldeiras e Vasos de Pressão, que serve de instrumento estratégico de informação e esclarecimento para todos os profissionais que laboram para a prevenção de acidentes com caldeiras e vasos de pressão e para a melhoria das condições de trabalho.

3.6 PORTARIA 16 DO INMETRO

Este Anexo estabelece o processo e os requisitos que um Serviço Próprio de Inspeção de Equipamentos (SPIE) deve cumprir para ser certificado e detalha o estabelecido no Anexo II, da Norma Regulamentadora NR-13 - Caldeiras e Vasos de Pressão.

As principais funções do SPIE são:

- a. Implementar um programa de inspeção, em conformidade com exigências legais e normativas, com o objetivo de garantir que os equipamentos se mantenham em condições físicas seguras para a operação;
- b. Definir os métodos e a frequência de avaliação da vida residual dos equipamentos, fornecendo subsídios para o planejamento da inspeção, operação e manutenção;
- c. Identificar as causas e fatores de deterioração e falhas de equipamentos com o objetivo de evitar sua ocorrência ou repetição;
- d. Registrar e manter, em arquivos rastreáveis e atualizados, os resultados das inspeções (condições físicas observadas, medições, laudos de ensaios, cálculos de taxas de corrosão, vida residual etc.);

- e. Informar, quando julgado necessário, os responsáveis pelo projeto dos equipamentos sobre seu desempenho em serviço;
- f. Assegurar que a qualidade dos reparos e modificações executados nos equipamentos é satisfatória, do ponto de vista da sua segurança.

4. DADOS DE OPERAÇÃO DO VASO DE PRESSÃO

Essa etapa inicial do projeto consiste na determinação ou cálculo dos dados relativos ao desempenho operacional do vaso de pressão.

A determinação dos dados de operação de projeto não será abordada neste trabalho, pois essas informações foram recebidas diretamente do cliente que solicitou o projeto mecânico do vaso de pressão. A partir da Tabela 1 são obtidas as informações de operação. Os dados contidos nesta tabela estão em inglês para indicar a origem externa das informações.

Tabela 1 – Dados de operação do vaso de pressão

OPERATING DATA		
Operating Pressure	20 bar	
Operating temperature	40 °C	
Operating Fluid	Natural gas, crude oil & Produced water	
Cyclic Service	No	
Operating Fluid (Density)	Natural Gas	23.02 kg/m ³
	Crude Oil	876 kg/m ³
	Produced Water	1012-1133 kg/m ³
Sour Service (H ₂ S)	Yes	
Capacity	65,8 m ³	

Fonte: SBM Offshore, 2012

É possível observar na Tabela 1 os dados de operação mais relevantes para o desenvolvimento do projeto mecânico do vaso de pressão em questão, porém outros dados podem estar contidos no *data sheet* do equipamento como por exemplo:

- Vazão;
- Composição química;
- Concentração dos fluidos;
- Temperatura e pressão de todas as correntes fluidas que entram ou que saem do equipamento;

- Carga térmica;
- Viscosidade e peso molecular dos fluidos;
- Coeficiente de depósito;
- Perda de carga máxima admitida

Os dados de operação do vaso de pressão são essenciais para o desenvolvimento do projeto de processo.

5. PROJETO DE PROCESSO DO VASO DE PRESSÃO

O projeto de processo do vaso, também conhecido como “projeto analítico”, consiste basicamente na determinação ou no cálculo das dimensões gerais do equipamento, além da definição de todos os detalhes do vaso de pressão. Tudo isso é determinado com base nos dados de processo.

O projeto de processo contempla as seguintes informações:

- Formato do vaso;
- Dimensões gerais e detalhes de peças internas;
- Posição de instalação;
- Indicação dos bocais para todos os instrumentos ligados ao equipamento;
- Pressão e temperatura de projeto;
- Indicação básica dos materiais.

Para o trabalho em questão o projeto de processo foi realizado por uma equipe de engenharia de processos, que especificou os dados necessários para a realização do projeto mecânico do vaso de pressão.

Podem-se observar na Tabela 2 quais são os dados finais para projeto resultante da engenharia de processos. Optou-se novamente por esta e a próxima tabela estarem em inglês para manter a origem externa dos dados incluídos nas mesmas.

O projeto de processo ainda fornece dados para o projeto mecânicos referentes ao dimensionamento dos bocais do vaso de pressão.

Tabela 2 – Dados de projeto do vaso de pressão

DESIGN DATA	
Design Pressure	30 bar
Design Temperature	70 °C
Corrosion Allowance	3 mm
MDMT	6 °C
Radiography	100% (Shell & Head)
Joint Efficiency (Shell/Head)	1.0/1.0
Wind Speed	34 m/s
Inside Diameter	2900 mm
Length (tl/tl)	9000 mm

Fonte: SBM Offshore, 2012

A engenharia de processos também fornece quais são os bocais necessários para o vaso de pressão desempenhar a função exigida. A lista de bocais pode ser conferida na Tabela 3.

Tabela 3 – Resumo dos bocais com suas respectivas funções

NOZZLE SUMMARY			
MARK	SIZE (inch)	QTY.	SERVICE
1	16	1	Well Fluids Inlet
2	3	1	Utility Connection
3/5/9/12	3	4	Drain
4/6/11	3	3	Sand Flush
7	3	1	Drain
8/26/23	3	3	Interface LT (CONTROL)+ LG
10/27/24	3	3	Interface LT (ESD)+ LG
13	8	1	Produced Water Outlet
14	8	1	Crude Oil Outlet
15/22	24	2	Manhole
16	16	1	Gas outlet
17	3	1	Vent
18	6	1	Spare Nozzle
19	3	1	Pressure Transmitter
20	10	1	PSV Connection
21	6	1	Spare Nozzle
25	3	1	Thermowell
28/29	3	2	LG + LT
30-34	3	5	Sample Connections
35/36	3	2	LST

Fonte: SBM Offshore, 2012

Pode-se observar que os dados obtidos a partir do projeto de processo fornecem total segurança para atender às exigências das condições de

operação. A partir deste momento, em posse dos dados operacionais de projeto e dimensionamento dos elementos do vaso de pressão, é possível iniciar o projeto mecânico do equipamento.

6. DETALHES, PARTES E ACESSÓRIOS DE VASOS DE PRESSÃO

Antes da realização de qualquer cálculo para o projeto mecânico, se faz necessária uma explanação sobre as principais partes do vaso de pressão bem como suas peculiaridades.

6.1 TAMPOS E CASCOS

A parede de pressão de um vaso é composta do casco do vaso (*shell*) e dos tampos de fechamento (*heads*).

O casco dos vasos de pressão tem sempre o formato de uma superfície de revolução. Quase todos os vasos, com raras exceções, têm o casco com uma das três formas básicas: cilíndrica, cônica, e esférica, ou até mesmo combinações dessas formas. Em relação à posição de instalação, os vasos de pressão podem ser verticais, horizontais ou inclinados.

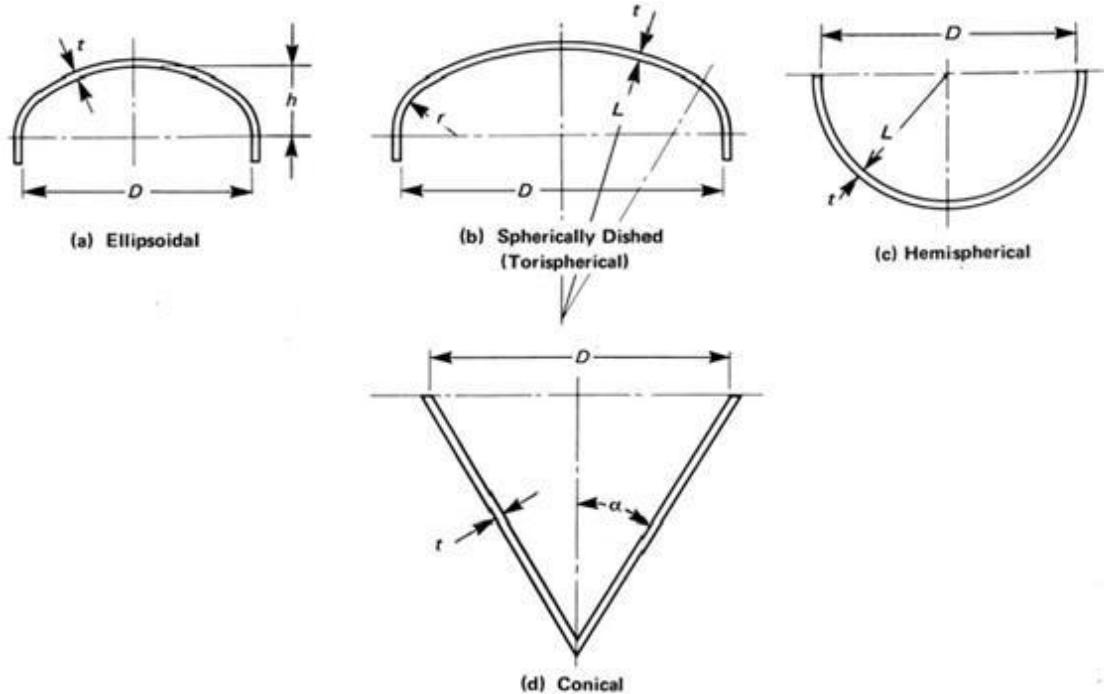
Na maioria das vezes o formato e a posição de instalação de um vaso decorrem, ou é até mesmo uma imposição, da finalidade ou do serviço do mesmo. Os vasos verticais são usados principalmente quando é necessária a ação da gravidade para facilitar as condições de operação do vaso de pressão ou para melhor escoamento do fluido. De um modo geral os vasos verticais são mais caros do que os horizontais, principalmente quando possuem grande comprimento, mas em contrapartida ocupam menor área.

Os vasos horizontais, mais comuns, são utilizados para trocadores de calor e para a maioria dos vãos de acumulação. Os vasos em posições inclinadas são exceções e empregados somente quando o serviço exigir, como por exemplo, para o escoamento por gravidade de materiais difíceis de escoar.

A maioria dos vasos de pressão possui casco cilíndrico. Essa preferência deve-se ao fato de que o formato cilíndrico é o mais fácil de fabricar e transportar, além de permitir um melhor aproveitamento de chapas inteiras para fabricação do vaso.

Denominam-se tampos (*heads*) as peças de fechamento dos cascos cilíndricos dos vasos de pressão. Como mostra a Figura 1, os tampos podem ter vários formatos, dos quais os mais usuais são os seguintes: elíptico, toriesférico, hemisférico, cônicoo e plano.

Figura 1 – Tipos de tampos



Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1

O tampo elíptico, Figura 1 (a), possui teoricamente as seções transversais como uma elipse geometricamente perfeita. No tampo elíptico considerado normal, a relação de semi-eixos é 2:1, isto é, o diâmetro do tampo é quatro vezes sua altura. Este tampo pode quase sempre ser construído com chapas da mesma espessura usada no casco cilíndrico do vaso, isso porque a sua resistência à pressão interna é praticamente igual à do cilindro de mesmo diâmetro.

Os tampos toriesféricos, Figura 1(b) são construídos por uma calota central esférica (*crown*), de raio R_c , e por uma seção toroidal de concordância (*knuckle*), de raio R_k . Este tipo de tampo possui processo de fabricação mais fácil que o tampo elíptico. Essa facilidade é inversamente proporcional à profundidade do tampo, isto é, quanto menor for o raio R_k . Inversamente, a sua resistência será tanto maior quanto maior for R_k , permitindo desta forma

chapas de menor espessura. É importante salientar que qualquer tampo toriesférico é sempre mais fraco do que um elíptico de mesmo diâmetro e com mesma relação de semi-eixos, desta forma qualquer tampo toriesférico é tanto mais resistente quanto mais seu perfil se aproximar de uma elipse perfeita.

O tampo hemisférico é proporcionalmente o mais resistente de todos, podendo ter cerca de metade da espessura de um casco cilíndrico de mesmo diâmetro. Por outro lado, seu processo de fabricação é complexo e ocupa maior espaço devido à sua maior altura. É empregado para vasos horizontais em geral, vasos verticais de diâmetro muito grande (maior que 10 metros) e também para vasos pequenos e médios para altas pressões, caso em que o tampo é de construção forjada integral.

Para diâmetro muito grande esses tampos são construídos de diversas partes soldadas entre si, incluindo uma calota central e vários gomos em setores esféricos, assim como mostra a Figura 1 (c).

Os tampos cônicos, mostrado na Figura (d), embora de fácil construção, são pouco usados por serem bem menos resistentes do que qualquer um dos citados anteriormente. Seu emprego limita-se praticamente ao tampo inferior de vasos em que seja necessário o esvaziamento rápido completo, ou que trabalhem com fluidos viscosos ou com sólidos em suspensão. Nos tampos cônicos existe algumas vezes uma concordância toroidal na ligação com o cilindro.

Em qualquer um desses tampos mencionados, com exceção do cônicoo, a linha de corte para a solda no casco cilíndrico do vaso costuma estar a certa distância da linha de tangência (LT), isto é, costuma haver de maneira integral com o tampo um pequeno trecho cilíndrico chamado de *straight flange*.

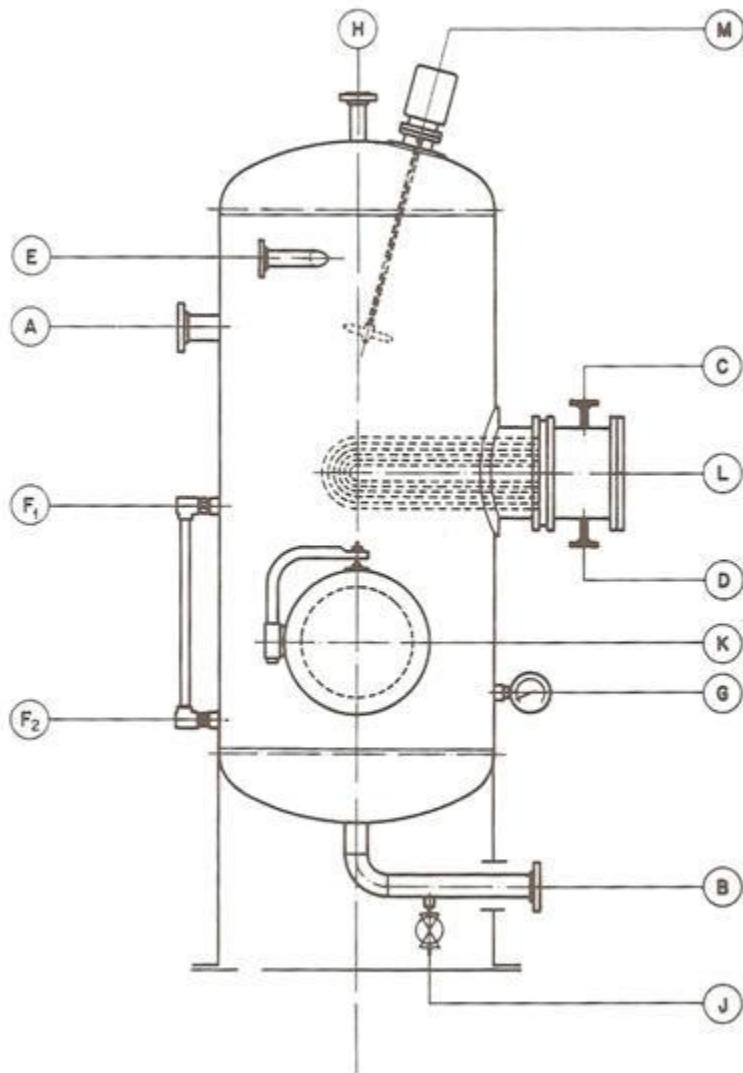
6.2 ABERTURAS EM VASOS DE PRESSÃO

Todos os vasos de pressão possuem várias aberturas (*openings*) para diversas finalidades, sem as quais os vasos seriam completamente inúteis.

As aberturas tanto podem ser realizadas no casco como nos tampos do vaso. A grande maioria das aberturas têm seção transversal circular e eixo perpendicular à parede do vaso, porém em algumas ocasiões podemos ter aberturas com o eixo inclinado em relação à parede do equipamento.

A Figura 2 exemplifica de diversas maneiras as possíveis aberturas em um vaso de pressão, em que cada letra evidencia uma abertura diferente.

Figura 2 – Aberturas em um vaso de pressão



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Qualquer abertura causa sempre enfraquecimento local na parede do vaso, daí surge a necessidade de reforços, como será mostrado a seguir. Esse enfraquecimento é maior para as aberturas não perpendiculares à parede do

vaso, por isso essas aberturas devem ser evitadas sempre que possível. Também devem ser evitadas aberturas na região de maior curvatura nos tampos elípticos ou toriesféricos.

Duas ou mais aberturas muito próximas entre si também causam um enfraquecimento maior, porque as regiões afetadas da parede do vaso se superpõem. A experiência mostrou que quando a distância livre entre as aberturas é superior ao diâmetro médio das mesmas, o efeito de superposição já não é mais sensível e dessa forma pode ser desconsiderado. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-42), permite que a distância livre mínima entre duas aberturas, com um reforço único, seja de 1,33 o seu diâmetro médio.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, fornece um procedimento de cálculo da seção transversal necessária para o reforço de aberturas baseado no princípio de “compensação de áreas”, como será abordado com maiores detalhes posteriormente.

6.3 REFORÇOS NAS ABERTURAS

Qualquer abertura é sempre um ponto fraco na parede de um vaso de pressão. A pressão interna tende a provocar uma deformação local na parede do equipamento (Figura 3), além de resultar em concentrações de tensões nas bordas da abertura, em consequência da descontinuidade geométrica representada pela própria abertura.

Figura 3 – Deformações provocadas pela pressão interna: sem reforço



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Essa concentração de tensões é agravada pelas seguintes circunstâncias:

- Existência de trechos retos e principalmente de ângulos vivos na abertura;
- Dimensões da abertura;
- Proximidade de outras aberturas ou de quaisquer descontinuidades na parede do vaso de pressão;
- Assimetria da abertura;
- Cargas externas exercidas sobre a abertura, tais como peso ou empuxo de tubulações ligadas a bocais do vaso.

Por esta razão as normas recomendam que as aberturas não tenham ângulos ou arestas vivas (formato circular, elíptico, ovalado etc.) e fazem exigências especiais para aberturas acima de certas dimensões.

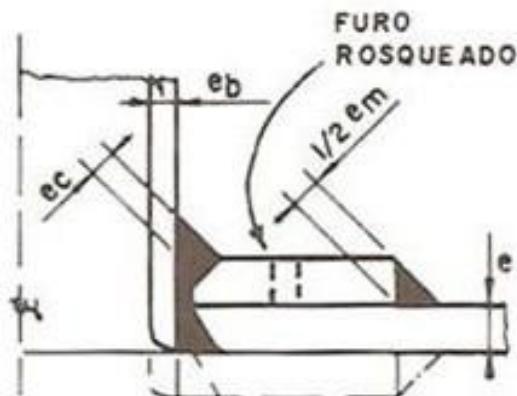
Para atenuar a deformação e diminuir a concentração de tensão, todas as normas de projeto recomendam que as aberturas com diâmetro superior a certo limite tenham um reforço adequado. É importante observar que o reforço deve ser obrigatoriamente do material de mesma qualidade e pelo menos da mesma resistência que o material da parede do vaso.

De acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-32), o reforço é exigido para aberturas de diâmetro nominal $3 \frac{1}{2}$ " ou maior, a espessura de parede do vaso é de 10 mm ou maior.

Qualquer reforço é tanto mais eficiente (isto é, menores serão as tensões e deformações) quanto mais próximo estiver o reforço da borda da abertura, e quanto mais simétrico foi o reforço. As tensões serão também menores e mais uniformemente distribuídas para os reforços cujo perfil não apresente ângulos, arestas ou transições bruscas de formato ou de espessura. A maior vantagem da simetria do reforço é principalmente importante em vasos de parede fina. O reforço não deve ser excessivo, ou seja, reforços muito volumosos ou muito rígidos podem ter o efeito contrário de agravar as concentrações de tensões, porque dificultam a deformação natural do vaso devido à pressão ou à concentração das soldas.

O tipo da Figura 4 é um anel de chapa, geralmente de mesma espessura do casco, sobreposto ao mesmo e fixado com soldas em ângulo (soldas de filete). Esse sistema é o mais simples, o mais barato e o de mais fácil execução, sendo por isso empregado na grande maioria dos casos. Esse tipo de reforço possui, entretanto, alguns inconvenientes:

Figura 4 – Reforço com anel sobreposto



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Alta concentração de tensões devido à forte descontinuidade geométrica representada pela chapa sobreposta e pela transmissão de tensões somente pelos cordões de solda;
- Vazio entre o casco e o anel de reforço podendo dar origem a problemas de corrosão;
- Fraca resistência à fadiga por esforços cíclicos.

Por esse motivo, é prática usual não utilizar esses anéis de reforço nos seguintes casos:

- Espessura da parede do vaso acima de 50 mm;
- Vasos calculados por análises de tensão;
- Vasos para serviços com hidrogênio;
- Vasos para serviços fortemente cílicos.

Alguns usuários e projetistas de vasos de pressão evitam também esse tipo de reforço para serviços em baixa temperatura.

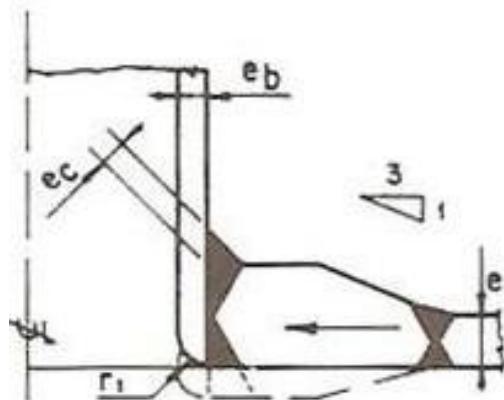
O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 não permite uso desses anéis para vasos construídos com aços de alta resistência (parágrafo UHT-17,18).

É importante notar também que para os vasos com reforços de anel de chapa, essa norma faz exigências mais severas para análise de fadiga para serviços cílicos, em comparação com o que é exigido para vasos com outros tipos de reforço de aberturas.

O anel de reforço deve ter sempre um ou dois pequenos furos rosqueados (geralmente com 6 mm de diâmetro), para respiro e para injeção de ar para teste das soldas. Esses furos devem ser deixados abertos e preenchidos com graxa.

O reforço mostrado na Figura 5 é um disco de maior espessura, soldado a topo na parede do vaso. É uma solução mais cara do que a anterior, porém não apresenta os defeitos apontados, embora ainda haja forte descontinuidade geométrica na ligação com o pescoço da abertura. A principal desvantagem dessa construção é a grande restrição nas soldas de anel de reforço com o casco e com o pescoço, que pode resultar em altas tensões residuais. Pode-se controlar essa desvantagem pelo tratamento térmico de alívio de tensões, que pode somente ser dispensado quando o casco e o pescoço não possuírem grandes espessuras, diminuindo com isso a rigidez da construção.

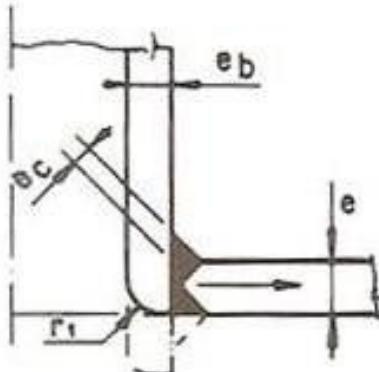
Figura 5 – Reforço com anel espesso



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

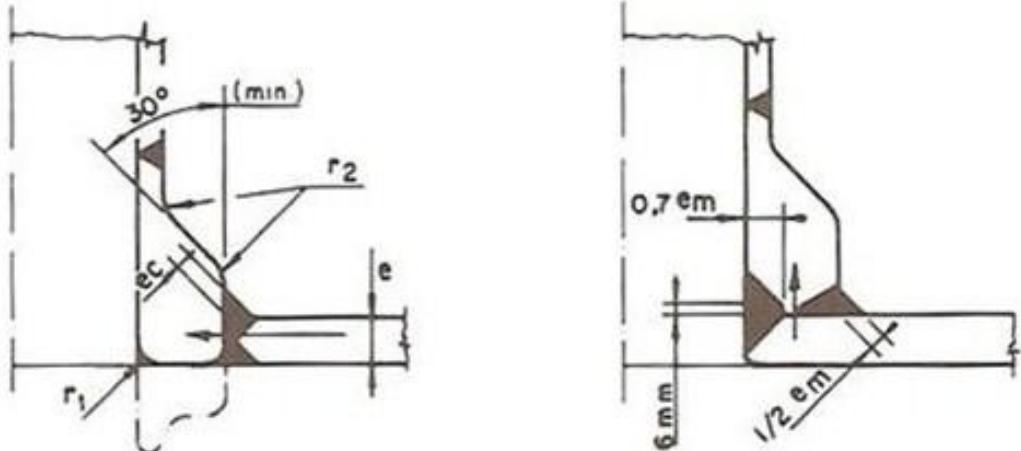
No reforço mostrado na Figura 6 o próprio pescoço tubular é de maior espessura. É um sistema muito conveniente e econômico para diâmetros até 250 mm, para os quais o pescoço é um tubo sem costura ou um tubo forjado. A restrição da solda é menor do que o caso anterior, por esse motivo o alívio de tensões geralmente não é necessário.

Figura 6 – Reforço com pescoço espesso



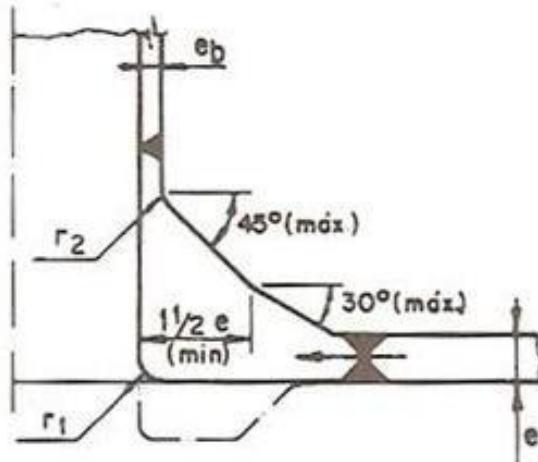
Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Na Figura 7 o reforço é conseguido por uma peça forjada especial, sendo que são extremamente caros. Nestes casos a distribuição de tensões é muito boa.

Figura 7 – Reforço com peça forjada

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Finalmente, a Figura 8 mostra um reforço com uma peça forjada integral, soldada a topo na parede do vaso. É uma construção consideravelmente cara, mas que resulta na melhor distribuição de tensões e na melhor resistência mecânica.

Figura 8 – Reforço com peça forjada integral

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

6.4 BOCAIS

Os bocais são de extrema importância para o funcionamento de um vaso de pressão, pois são a partir deles que o equipamento consegue desempenhar suas funções e atuar de maneira segura. Segue abaixo as principais funções dos bocais:

- Entrada e saída do fluido de trabalho;
- Instalação de válvulas de segurança;
- Instalação de instrumentos, drenos e respiros;
- Inspeção do vaso de pressão;
- Ligações com outros corpos do próprio vaso de pressão;
- Ligação direta com outros vasos de pressão;
- Manutenção das partes internas do vaso.

Geralmente o sistema de construção de bocais de grande diâmetro (diâmetro nominal de 2" ou maior) difere do sistema utilizado para os bocais pequenos (diâmetros até 1 ½ polegada).

Para os diâmetros grandes temos os seguintes principais sistemas de construção:

- Bocal flangeado, com pescoço tubular (Figura 9). Esse é o sistema usado na maioria dos bocais de 2" ou maiores, para qualquer finalidade. O pescoço (*nozzle neck*) costuma ser feito de um pedaço de tubo, com ou sem costura, para diâmetros até 12" e de chapa calandrada para diâmetros maiores. Neste último caso, deve haver de preferência uma única solda longitudinal.

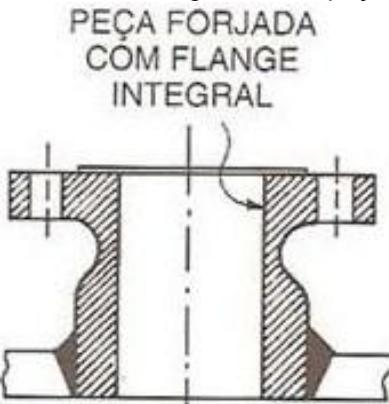
Figura 9 – Bocal flangeado com pescoço tubular



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Bocal flangeado com peça forjada íntegra (Figura 10). É um sistema de construção cara e difícil que pode ser necessário para vasos de alta pressão. A peça forjada já possui o reforço necessário para a abertura.

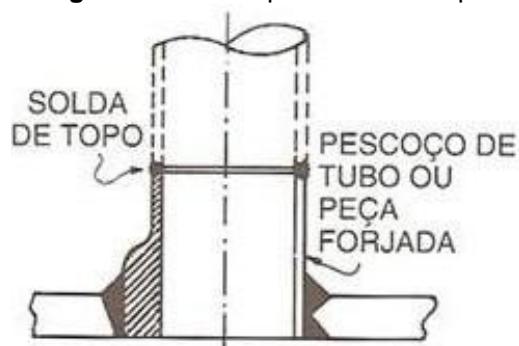
Figura 10 – Bocal flangeado com peça forjada



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Bocal para solda de topo (Figura 11). Consiste de um pescoço tubular, ou uma peça forjada, terminado por um chanfro adequado para solda de topo direto na tubulação. Esse sistema tem o grave inconveniente de a tubulação não ser desmontável do vaso, por este motivo é empregado em alguns poucos casos de pressões muito altas (100 Kg/cm² ou mais) ou fluidos perigoso, para os quais os bocais flangeados não trariam a segurança desejada devido à possibilidade de vazamento. Para pressões elevadas o pescoço tubular é uma peça forjada integral

Figura 11 – Bocal para solda de topo

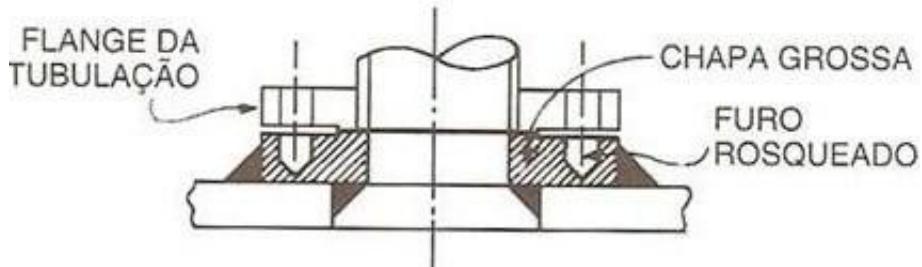


Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Bocal de atarraxar com parafusos prisioneiros (Figura 12). É um sistema simples e barato, mas que deve em geral ser evitado, admitindo-se apenas para alguns vasos de baixa responsabilidade, para temperatura

ambiente, pressões moderadas (até 10 Kg/cm²) e fluidos não perigosos. Neste bocal existe certa dificuldade de se conseguir boa vedação, podendo provocar desgaste e avaria de difícil recuperação na rosca dos parafusos prisioneiros.

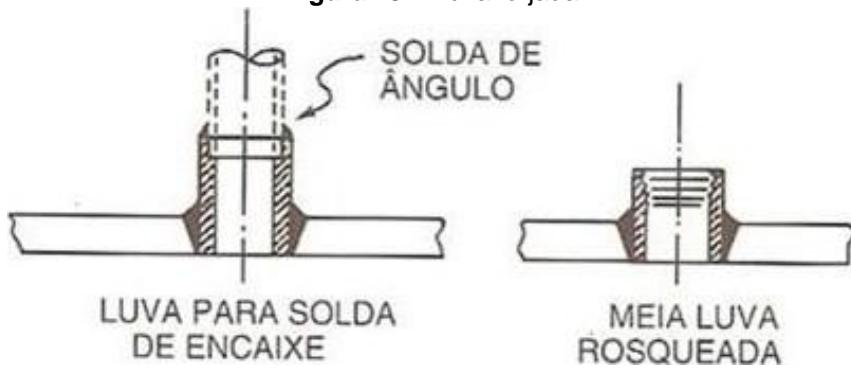
Figura 12 – Bocal de atarraxar: diâmetros de 2", ou maiores



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Luva (ou meia luva) forjada (Figura 13). Soldada diretamente à parede do vaso. É o sistema empregado na maioria dos bocais até o diâmetro nominal de 1 H", tanto para tubulações como para instrumentos. A luva pode ser para solda de encaixe (presa à tubulação por uma solda de ângulo) ou rosqueada. Exige-se normalmente, em qualquer dos casos, que as luvas sejam no mínimo de classe de pressão 6000. É recomendável evitar o uso de luvas para serviços muito sujeitos à corrosão em frestas e em serviços específicos.

Figura 13 – Luva forjada

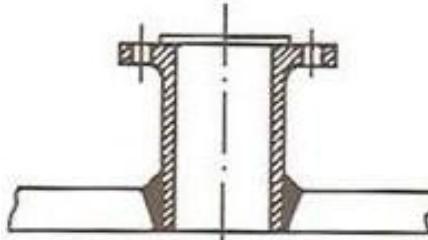


Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Flanges de pESCOÇO longo (Figura 14). É uma peça forjada integral que se solda à parede do vaso e que é, ao mesmo tempo, o flange e o pESCOÇO tubular. Essa construção é empregada para casos em que as

luvas ou os flanges para solda de encaixe não podem ser usados ou não são recomendados

Figura 14 – Bocal com flange de pescoço longo



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Para qualquer bocal flangeado a projeção externa, isto é, a distância entre a parede do vaso e a face do flange, deve ser pequena para reduzir os esforços na ligação entre o pescoço tubular e a parede. Essa distância, entretanto deve ser suficiente para:

- Permitir a colocação e remoção dos parafusos e porcas do flange;
- Permitir uma distância mínima entre duas soldas nos flanges e na parede do vaso.

Todos os bocais dos vasos, tanto no casco como nos tampos, devem ter o seu eixo em posição exatamente vertical ou horizontal, de forma que a face dos flanges fique sempre, respectivamente, no plano horizontal ou vertical. Por exemplo, todos os bocais em tampos de vasos verticais devem ter o eixo vertical e os bocais em tampos de vasos horizontais devem ter o eixo horizontal.

As espessuras dos pescoços dos bocais devem ser calculadas como para os casos cilíndricos, entretanto recomenda-se que sejam no mínimo iguais à espessura da tubulação que estiver conectada.

Os bocais de visita (*man-hole*) são aberturas fechadas por meio de flanges cegos que permitem o acesso de pessoas ao interior do vaso, para inspeção, limpeza, manutenção, montagem e remoção das peças internas. As bocas de

inspeção são aberturas semelhantes, de pequeno diâmetro, que permitem apenas a observação visual do interior do vaso.

De acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-46), é obrigatório algum meio de visita ou inspeção interna, em cada compartimento de todos os vasos para ar comprimido ou para qualquer serviço onde haja corrosão ou abrasão na parede do vaso.

De acordo com a norma Petrobrás N-253, o diâmetro nominal mínimo das bocas de visita deve ser como indicado na Tabela 4.

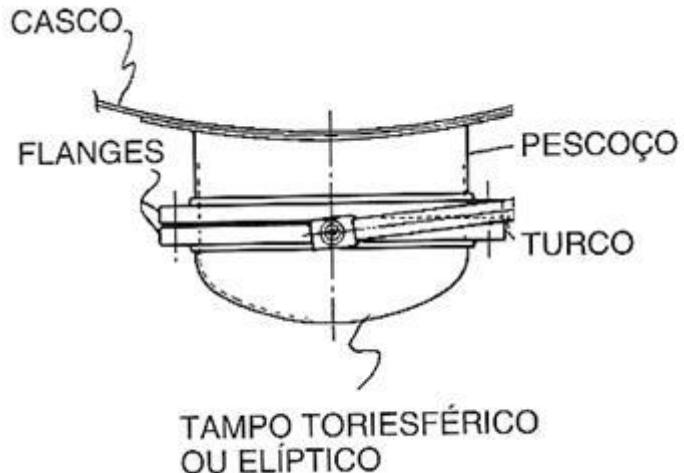
Tabela 4 – Dimensões dos bocais de visita

Diâmetro Interno do Vaso (DI) [mm]	Vasos com ou sem internos
$815 \leq DI \leq 1\,015$	18" (ver Nota)
$1\,015 < DI \leq 1\,220$	20"
$DI > 1\,220$	24"

Fonte: Norma Petrobrás N-253

A construção da maioria dos bocais de visita e inspeção é igual a um bocal flangeado de grande diâmetro com uma tampa plana aparafusada. Na maioria das ocasiões essas tampas são flanges cegos com dimensões e espessuras normalizadas. Para bocais de visita com diâmetro muito grande (maior que 600 mm), principalmente quando submetidos à pressões elevadas, a tampa pode ter uma calota elipsoidal ou toriesférica para redução de peso e de custo, de acordo com a Figura 15.

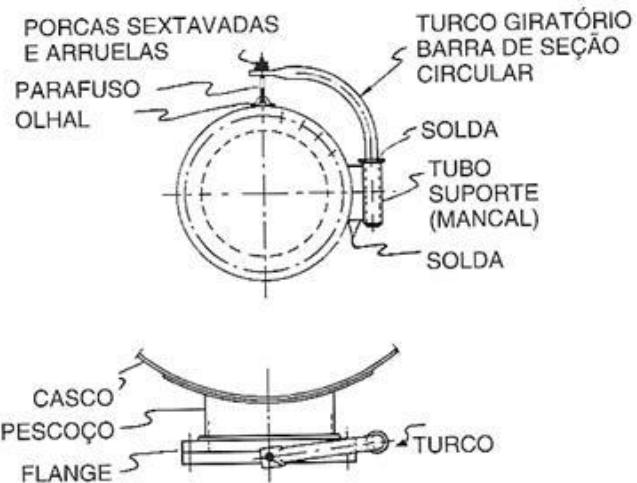
Figura 15 – Bocal de visita com calota elipsoidal



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Como a tampa é sempre uma peça de grande peso, deve haver um dispositivo de manobra para facilitar a sua remoção e manuseio, além de evitar acidentes. Esse dispositivo pode ser um braço giratório denominado turco ou Davit, de acordo com a Figura 16.

Figura 16 – Turco/Davit



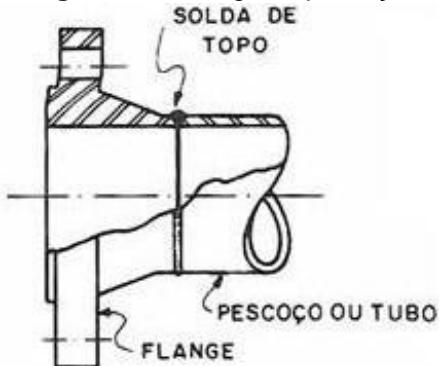
Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

6.5 FLANGES E FACES DE FLANGES

Existem vários tipos de flanges que são empregados para bocais, bocais de visita e outras ligações flangeadas em vasos de pressão. Seguem abaixo os principais tipos de flanges:

- Flange de pescoço (*welding neck* – Figura 17). É o tipo de flange de maior resistência mecânica e que proporciona a melhor distribuição de tensões. É preso ao pescoço tubular por uma única solda de topo e possui custo elevado.

Figura 17 – Flange de pescoço

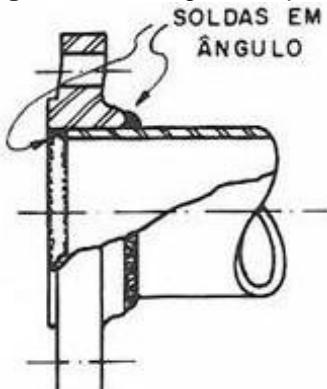


Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Flange sobreposto (*slip-on* – Figura 18). É um flange mais econômico, porém bem menos resistente do que o flange de pescoço, sendo fixado ao pescoço tubular por uma solda em ângulo. Nesses flanges os esforços mecânicos são bem menores porque não existe o peso e as reações de dilatação da tubulação. Este tipo de flange pode ser utilizado por motivos de economia para quaisquer outros flanges, recomendando-se as seguintes limitações:

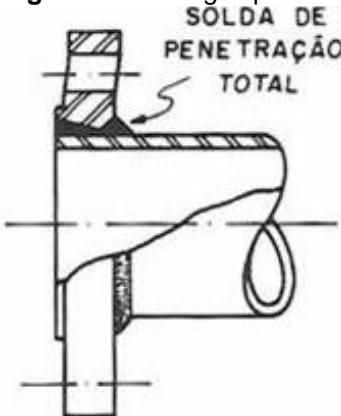
- Não empregar para serviço com hidrogênio;
- Não recomendado para classes de pressão acima de 300#.

Em qualquer caso esses flanges não são recomendados para vasos em que a sobre-espessura de corrosão é maior que 3 mm.

Figura 18 – Flange sobreposto

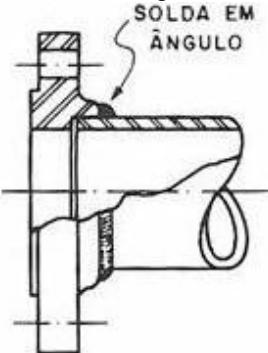
Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Flange do tipo anel (*ring type flange* – Figura 19). É também um flange mais econômico do que o de pescoço, mas para o qual se pode admitir uma resistência quase equivalente, desde que a solda de ligação ao pescoço tubular seja de penetração total e o flange seja devidamente dimensionado. A solda de penetração total é exigida para os vasos em serviço com hidrogênio e vasos construídos de aços de alta resistência.

Figura 19 – Flange tipo anel

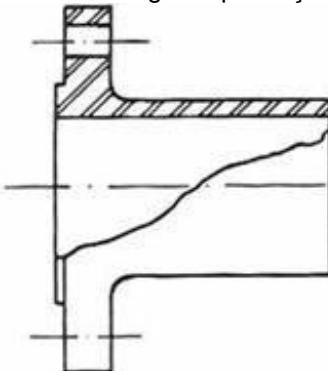
Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Flange para solda de encaixe (*socket-weld flange* – Figura 20). Esse tipo de flange tem um encaixe completo para a extremidade do pescoço tubular, e é ligado ao pescoço por uma única solda de ângulo. É empregado somente em pequenos diâmetros e não é recomendado para serviços envolvendo hidrogênio.

Figura 20 – Flange de encaixe

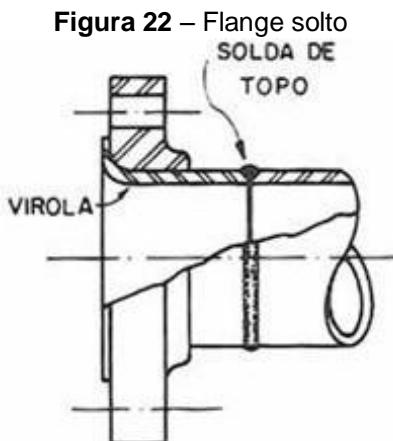
Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Flange de pescoço longo (*long weld neck* – Figura 21). É um tipo de flange empregado somente em diâmetros pequenos, até 3", que contém o pescoço tubular do bocal no próprio flange, como já referido anteriormente. Emprega-se nos casos em que não se permitem ou não se recomendam os flanges para solda de encaixe.

Figura 21 – Flange de pescoço longo

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Flange solto (*lap-joint flange* – Figura 22). É um flange utilizado exclusivamente, por motivos de economia, para alguns vasos construídos de materiais de alto custo envolvendo serviços corrosivos. O flange está completamente solto do pescoço tubular e fora do contato com o meio corrosivo, possibilitando a utilização de aço-carbono. O pescoço tubular neste caso é uma peça especial chamada “virola” ou “pestana”, do mesmo material do vaso de pressão e que serve de batente para o flange. A resistência mecânica desses flanges é bastante baixa, por este motivo não costumam ser utilizados para pressões acima de 4 Kg/cm² ou para temperaturas acima de 250 °C.



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Os flanges de quaisquer desses tipos citados (exceto os flanges do tipo anel e os de pescoço longo) são quase sempre peças compradas prontas, de linhas de fabricação normal de vários fabricantes. Para esses flanges existem várias normas dimensionais que estabelecem não somente todas as dimensões para cada tipo e cada diâmetro nominal, como também as pressões admissíveis em função da temperatura para cada material.

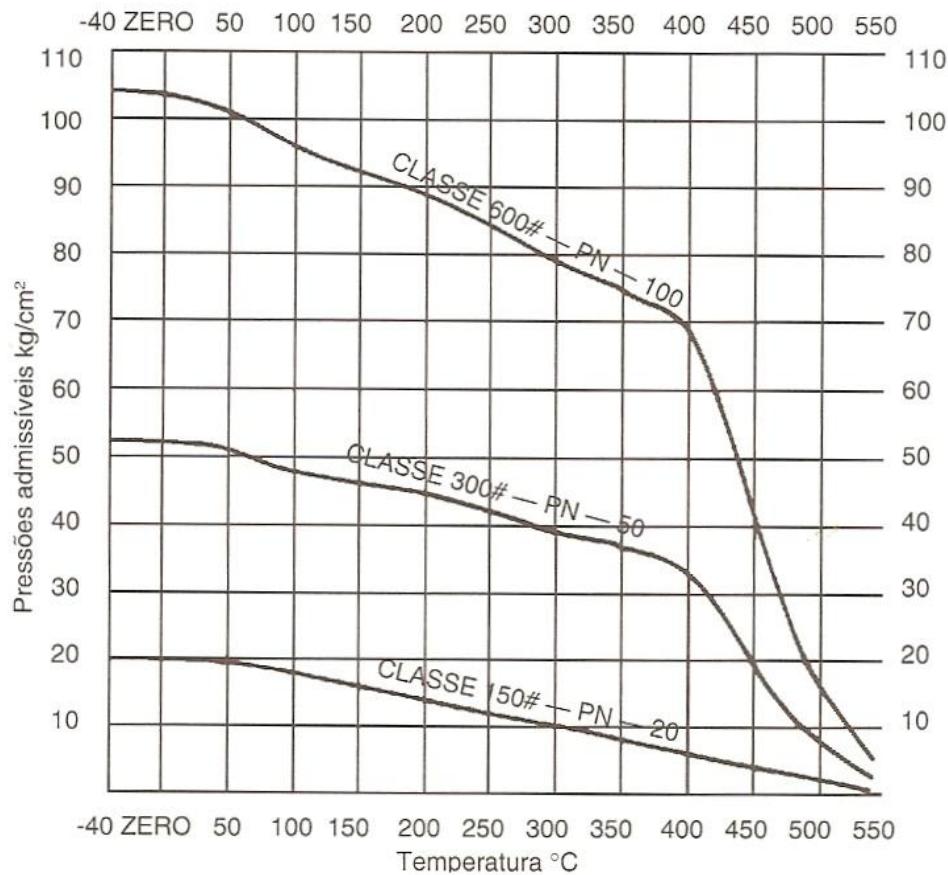
A norma dimensional de uso mais generalizado aqui no Brasil é a ASME B-16.5, que abrange flanges de aço forjado (aços-carbono, aços-liga e inoxidáveis) de todos os tipos, nos diâmetros nominais até 24". Essa norma define sete séries de flanges, denominadas de "classes de pressão" (*ratings*) e designadas pelos números adimensionais 150#, 300#, 400#, 600#, 900#, 1500# e 2500#.

Para cada uma das classes de pressão tem-se uma curva de independência entre a pressão admissível e a temperatura para cada material. Todos os flanges de mesma classe de pressão e de mesmo material obedecem à mesma curva pressão/temperatura, qualquer que seja o seu tipo ou o seu diâmetro.

Observa-se, entretanto, que as curvas da mesma classe de pressão, correspondentes a materiais diferentes, podem variar bastante de acordo com a variação da resistência mecânica de cada material em função da

temperatura. A Figura 23 mostra, como exemplo, as curvas para os flanges de aço-carbono de classe 150# a 600#.

Figura 23 – Classe de pressão de flanges

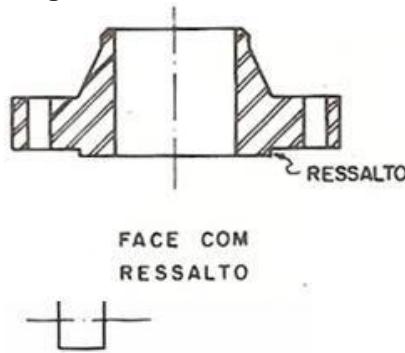


Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Para os flanges de diâmetro nominal acima de 24", existe a norma ASME B.16-47. Essa norma possui critérios de dimensões, classes de pressão e curvas pressão/temperatura semelhantes aos da norma ASME B-16.5.

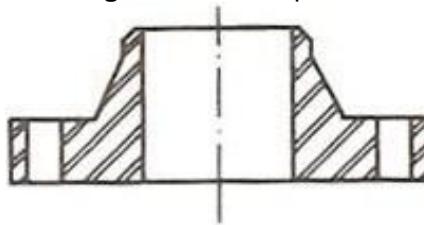
A face dos flanges também pode ter vários tipos, sendo os seguintes os mais comumente empregados:

- Face de ressalto (*raised-face* – RF, Figura 24). É o tipo de face usado na grande maioria dos flanges de aço de qualquer tipo e diâmetro. O ressalto possui 2 mm de altura para as classes 150# e 300# e 7mm para as demais classes.

Figura 24 – Face com ressalto

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

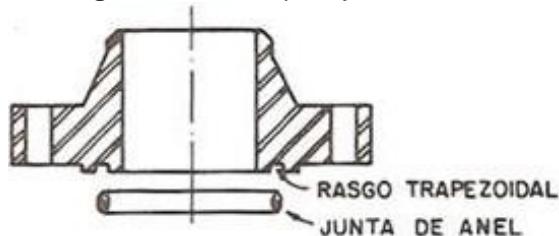
- Face plana (*flat-face* – F, Figura 25). Esse tipo de face proporciona uma vedação inferior à anterior, dessa maneira é utilizada apenas nos flanges do vaso que se acoplam diretamente a outro flange que seja de ferro fundido porque a face de ressalto poderia causar a fratura das bordas, em virtude do aperto dos parafusos.

Figura 25 – Face plana

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Face para junta de anel (*ring type joint face* – RTJ, Figura 26). É um tipo de face de construção cara e difícil na qual existe um rasgo circular profundo, de seção trapezoidal, onde se encaixa uma junta metálica de tipo especial. Esse sistema é empregado em serviços muito severos ou para fluidos perigosos, onde deva haver maior segurança contra vazamentos. São os seguintes casos mais usuais de emprego:

- Serviços com vapor ou com hidrogênio, para flanges de classe 600# ou maior;
- Serviços com hidrocarbonetos ou outros fluidos inflamáveis, para flanges de classe 900# ou maior;
- Serviços em geral com temperaturas acima de 550 °C.

Figura 26 – Face para junta de anel

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

6.6 SUPORTES PARA VASOS DE PRESSÃO

Todos os vasos de pressão devem ter suporte próprio, não se admitindo, mesmo para vasos leves ou de pequenas tubulações, que fiquem simplesmente suportados pelas tubulações.

A Figura 27 mostra o suporte horizontal e a Figura 28 mostra vários tipos de suportes para vasos verticais. O suporte por meio de uma saia cilíndrica (*skirt*), apoiada diretamente sobre uma base de concreto, é o sistema mais comum para esses vasos.

Sempre que o espaço dentro da saia for confinado, a saia deve ter uma altura tal que deixe uma distância livre mínima de 1200 mm entre o fundo do vaso e a base, além de uma distância livre mínima de 300 mm, entre a tubulação ligada ao fundo do vaso e a mesma base. Em qualquer caso, a altura da saia deve ser suficiente para permitir a expansão diametral do vaso pelo efeito de pressão e/ou de temperatura, sem causar uma flexão excessiva na saia.

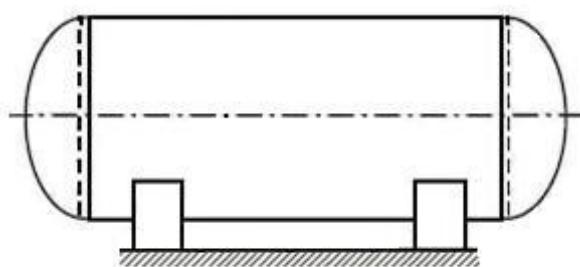
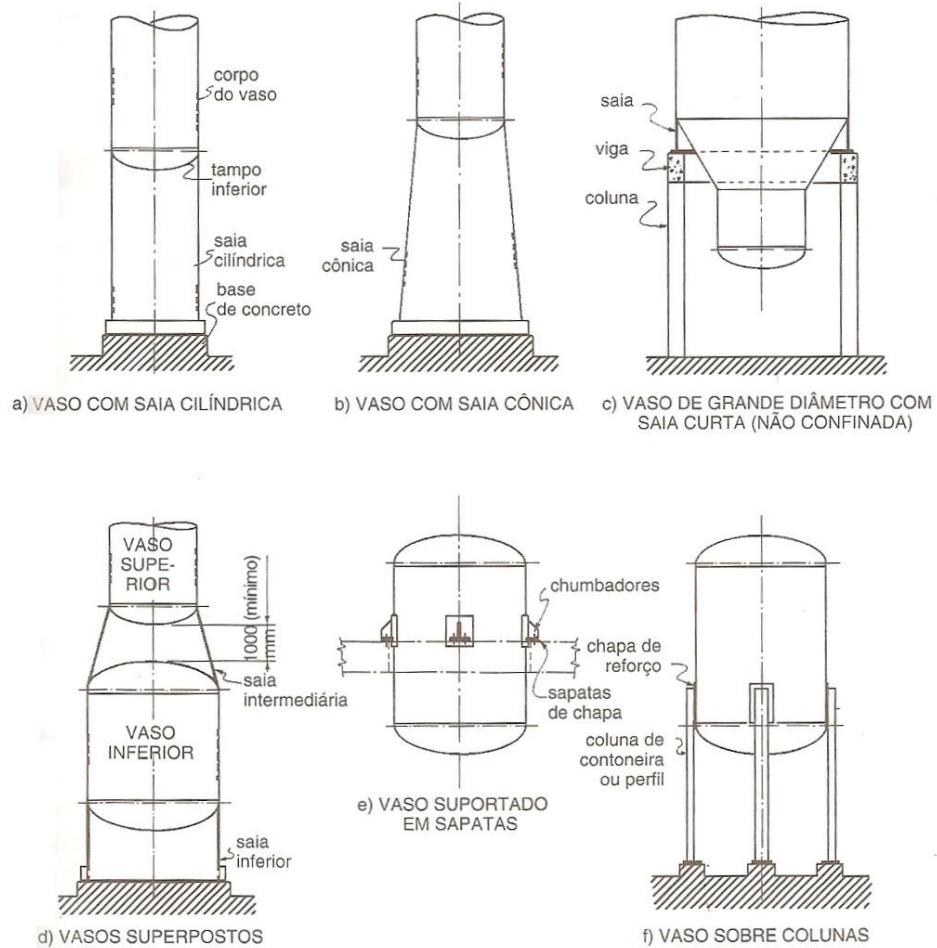
Figura 27 – Suporte horizontal

Figura 28 – Suportes verticais



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Para vasos construídos de qualquer tipo de aço-carbono, exceto aço-carbono especial para baixas temperaturas, a saia completa é sempre de aço-carbono de qualidade estrutural. No caso de vasos construídos de quaisquer outros materiais, deve-se ter junto ao vaso um trecho da saia com 500mm de altura do mesmo material, podendo o restante da saia ser de aço-carbono de qualidade estrutural.

Recomenda-se que as saias suportes de vasos de pressão tenham espessura mínima de 6,3 mm.

Os vasos horizontais costumam ser suportados por duas selas ou berços (*saddles*), de construção metálica, abrangendo no mínimo 120° de circunferência do vaso de pressão. Um dos berços deve ter sempre os furos de chumbadores alongados, para acomodar a dilatação própria do vaso. Os

berços devem ser soldados ao casco do vaso por um cordão de solda contínuo, para evitar a penetração de água da chuva.

Mesmo nos vasos horizontais de grande comprimento é preferível que tenham somente dois suportes. A existência de três ou mais suportes poderá resultar em grave concentração de tensão e distribuição irregular de tensões, caso haja algum desnivelamento entre os suportes.

Para vasos horizontais de grande comprimento, ou de paredes finas, podem ser necessários reforços na região dos suportes ou no centro do vaso, para combater a tendência ao colapso do vaso. Esses reforços são em anéis de chapa, colocados por fora do vaso e soldados ao casco.

7. PROJETO MECÂNICO DO VASO DE PRESSÃO

Concluído o projeto de processo do vaso de pressão, inicia-se neste momento o projeto mecânico do equipamento. Para o auxílio na concepção deste projeto, bem como uma revisão dos cálculos, serão utilizados dois softwares: Solid Edge ST4 e Codware Compress.

O projeto mecânico irá contemplar os seguintes itens:

- Vida útil do projeto;
- Seleção e especificação completa de todos os materiais do vaso;
- Cálculo mecânico do vaso;
- Cálculo da pressão máxima de trabalho admissível;
- Especificação de tratamentos térmicos;
- Cálculo dos suportes;
- Modelagens do equipamento.

7.1 VIDA ÚTIL DO PROJETO

O tempo de vida útil de um vaso de pressão deve ser empregado como base para a seleção de materiais, determinação de sobre-espessuras de corrosão, cálculos de fadiga e de deformações por fluência, além de qualquer outro critério baseado no fator tempo. De acordo com a norma Petrobrás N-253, a vida útil dos vasos de pressão pode seguir a Tabela 5.

Tabela 5 – Tabela para vida útil do vaso de pressão

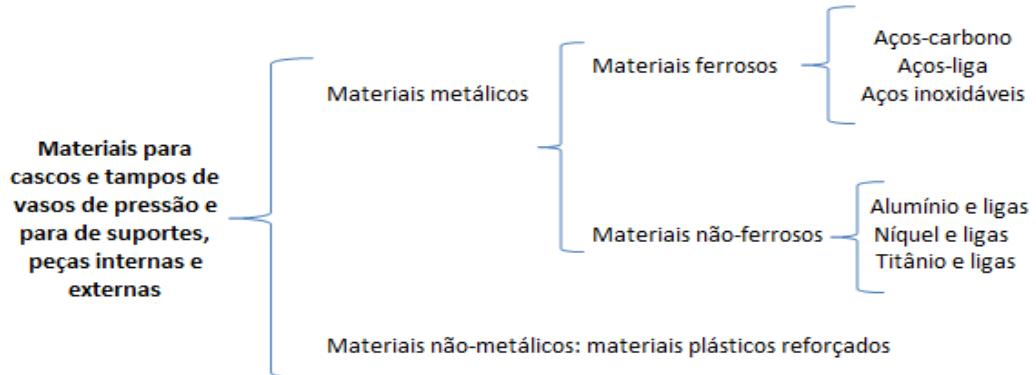
Classes de equipamentos	Refinarias, terminais e outras instalações não petroquímicas	Unidades petroquímicas
Equipamentos de grande porte, grande custo ou essenciais ao funcionamento da unidade industrial (reatores, torres, trocadores de calor ou vasos importantes).	20 anos	15 anos
Outros equipamentos não incluídos na classe acima.	15 anos	10 anos
Peças desmontáveis ou de reposição (feixes tubulares, internos removíveis de torres, e outros).	8 anos	5 anos

Fonte: Norma Petrobrás N-253

O vaso de pressão em estudo deve possuir, portanto, 15 anos de vida útil.

7.2 SELEÇÃO E ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAIS PARA O VASO DE PRESSÃO

Existe uma grande diversidade de materiais que podem ser selecionados para constituir um vaso de pressão:

Figura 29 – Materiais para vasos de pressão

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

De todos os materiais da Figura 29, o aço-carbono é o de maior uso e empregado na construção da grande maioria dos vasos de pressão. Denominado “material de uso geral”, o aço-carbono ao contrário dos outros materiais não possui casos específicos para sua aplicação, sendo utilizado em todas as ocasiões, exceto quando houver alguma circunstância que restringe o

seu uso. Todos os outros materiais são empregados exatamente nesses casos, em que, por algum motivo o aço-carbono não pode ser utilizado.

A seleção e especificação dos materiais adequados para cada serviço é frequentemente um dos maiores problemas encontrados na concepção do projeto mecânico do vaso de pressão. Justamente por este motivo alguns fatores devem ser diretamente levados em conta na determinação do material a ser utilizado:

- Boa conformabilidade;
- Boa soldabilidade;
- Fácil obtenção;
- Custo do material;
- Fluido de trabalho;
- Condições de serviço;
- Nível de tensões no material;
- Natureza dos esforços mecânicos;
- Segurança.

Como foi mencionado anteriormente, o aço-carbono é o material mais empregado na construção de vasos de pressão. Tal fato ocorre justamente pela razão deste material conseguir atender de maneira satisfatória à maioria das características necessárias para obtenção de um projeto com segurança e custo aceitável.

As propriedades do aço-carbono são bastante influenciadas por sua composição química e temperatura de trabalho, como veremos a seguir.

7.2.1 Composição Química do Material

O aumento da quantidade de carbono no aço provoca um aumento no limite de resistência, escoamento, dureza e temperabilidade do material, porém em contrapartida prejudica consideravelmente a ductilidade e soldabilidade do aço.

Embora não seja fácil estabelecer limites rígidos para o teor de carbono, são utilizados com bastante frequência os seguintes valores como máximos recomendáveis em aços para vasos de pressão:

- Partes soldadas sujeitas à pressão ou a outros esforços principais: 0,26%
- Outras partes soldadas sujeitas à pressão em vasos em geral: 0,30%
- Máximo admissível para qualquer parte soldada (mesmo que não submetida à pressão): 0,35%

Os aços com quantidade de carbono superior a 0,3% apresentam alta suscetibilidade a trincas nas soldas devido à ação do hidrogênio que fica retido. No caso de vasos de pressão para serviço com sulfeto de hidrogênio o problema em questão se potencializa. Para as partes não soldadas não há limitação da quantidade de carbono.

Os aços-carbonos podem ser “acalmados” (*killed steel*), com adição de até 0,6% de Si, para eliminar os gases, ou “efervescentes” (*rimed-steel*), que não contêm Si.

Os aços-carbono acalmados têm estrutura metalúrgica mais fina, uniforme e com menor incidência de defeitos internos, sendo assim de qualidade superior aos efervescentes. Recomenda-se o emprego de aços-carbono acalmados sempre que ocorrerem temperaturas acima de 400 °C, ainda que por pouco tempo, ou para temperaturas inferiores a 0°C.

Os aços de baixo carbono (até 0,25% C) têm limite de resistência da ordem de 310 a 370 MPa, limite de escoamento de 150 a 220 MPa. Para aços de médio

carbono (até 0,35% C), esses valores são respectivamente 370 a 540 MPa, e 220 a 280 MPa.

7.2.2 Temperaturas de Trabalho Submetidas ao Material

A resistência mecânica do aço-carbono começa a sofrer uma forte redução em temperaturas superiores a 400°C, em função do tempo, devido principalmente ao fenômeno de deformações permanentes por fluência, que começa a ser observado a partir de 370 °C, e que deve ser obrigatoriamente considerado para qualquer serviço em temperaturas acima de 400°C. As deformações causadas por fluência serão tanto maiores e mais rápidas quanto mais elevada for a temperatura, maior for a tensão no material e mais longo for o tempo durante o qual o material esteve submetido à temperatura e à tensão.

Em temperaturas superiores a 530 °C o aço-carbono sofre uma intensa oxidação superficial, com formação de espessas crostas de óxido, o que o torna inaceitável para qualquer serviço contínuo. Deve-se salientar que em contato com outros meios essa oxidação pode-se iniciar em temperaturas mais baixas. A exposição prolongada de aço-carbono a temperaturas superiores a 420 °C pode causar ainda uma precipitação de carbonos, chamada grafitização, que torna o material quebradiço.

Recomendam-se os seguintes limites máximos de temperatura para partes de aço-carbono em vasos de pressão:

- Partes sujeitas a esforços principais, serviço contínuo: 420 °C;
- Partes secundárias, serviço contínuo: 480 °C;
- Máximos de temperaturas de curta duração e não coincidentes com grandes esforços mecânicos: a 520 °C.

O aço-carbono apresenta uma transição de comportamento de comportamento de dúctil para frágil em baixas temperaturas, ficando sujeito a fraturas frágeis repentinas, que podem ser catastróficas, com a perda completa do vaso de pressão. A temperatura de transição não é um valor definido para um tipo

específico de aço, sendo bastante influenciada pela composição química, tamanho de grãos, espessura da peça, nível de tensões e principalmente pela existência de irregularidades geométricas na peça, inclusive causadas por defeitos internos no material ou por defeitos de solda.

De um modo geral não se empregam aços-carbono para serviços em que possam ocorrer temperaturas inferiores a -45°C , ainda que sejam eventuais ou de curta duração. Na faixa de zero a -45°C pode-se utilizar aço-carbono dentro de determinados requisitos, porém como as condições de projeto requerem uma temperatura mínima de 6°C , não será realizado um estudo mais aprofundado sobre materiais para baixas temperaturas.

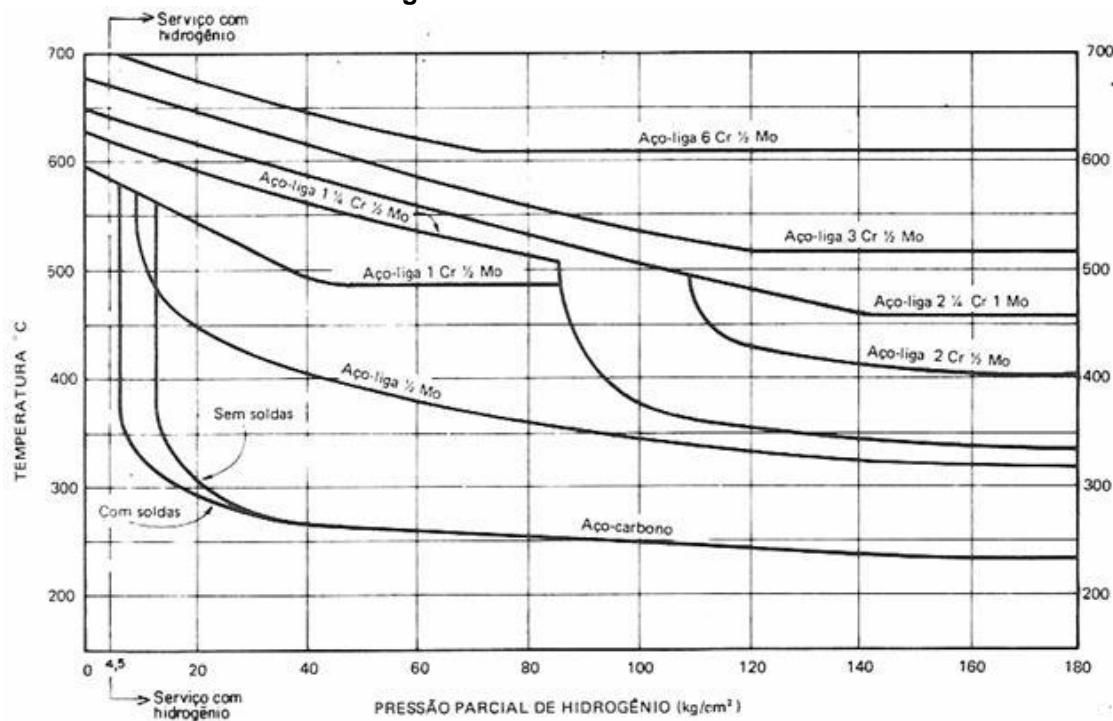
7.2.3 Materiais para serviço envolvendo Hidrogênio

É importante observar que o hidrogênio pode estar presente no interior de um vaso de pressão como sendo um fluido de processo ou fluido armazenado, estando puro ou em mistura, ou ainda como resultado de reações de corrosão (ataque do H_2S sobre os aços, por exemplo). A norma Petrobrás N-1706 é a serve de referência para este serviço.

O hidrogênio exerce dois efeitos extremamente negativos sobre os metais:

- Fragilização dos metais, que é tanto mais grave quanto maior for a pressão do hidrogênio e a temperatura. Os aços contendo cromo (aço-liga e inoxidáveis) resistem bem a essa fragilização e a resistência aumenta com a quantidade de cromo no aço. Na prática, as condições de aplicação permissíveis para cada tipo de aço são fornecidas pelas Curvas de Nelson, evidenciada na Figura 30. Cada material pode ser aplicado para as combinações de pressão e de temperatura no campo abaixo ou à esquerda da respectiva curva.

Figura 30 – Curvas de Nelson



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

- Formação de bolhas subsuperficiais resultantes da penetração do hidrogênio atômico na malha cristalina do metal (empolamento pelo hidrogênio). Esse efeito não é tão grave quanto à fragilização, pelo fato de ser um fenômeno superficial. Todos os aços-carbono e aços-liga estão sujeitos ao empolamento, em quaisquer condições de pressão e de temperatura, embora para os aços acalmados o efeito seja em geral muito pequeno.

Outros cuidados devem ser tomados para vasos em que o serviço envolve hidrogênio, além da seleção correta dos materiais devem ser feitas outras exigências de projeto, construção e inspeção.

7.2.4 Critério de Especificação de Materiais Conforme a Norma N-253

A norma N-253 da Petrobrás, “Projeto mecânico e projeto para fabricação de vasos de pressão”, estabelece um critério detalhado para a especificação dos materiais para vasos de pressão.

As diversas partes de um vaso estão classificadas nas seguintes seis classes:

- I. Partes da parede de pressão do vaso, em contato com o fluido de processo (cascos, tampos, pescos de bocais, flanges, flanges cegos etc.) e outras partes pressurizadas em contato com o fluido de processo. Esta parte também inclui as partes internas, as partes soldadas junto ao vaso e partes submetidas a esforços principais (anéis, chapas e outros elementos de suporte de bandejas, grades, tampos internos etc.). Por fim a classe I ainda contempla os reforços das aberturas na parede do vaso.
- II. Partes da parede de pressão do vaso não em contato com o fluido de processo (reforços internos, reforços de vácuo etc.).
- III. Partes internas soldadas ao vaso, porém não submetidas a esforços principais. Partes externas soldadas ao vaso e submetidas a esforços em operação como, por exemplo, suportes de qualquer tipo, elementos de sustentação de escadas, plataformas, tubulações externas etc.
- IV. Partes internas desmontáveis (não soldadas ao vaso), como por exemplo, bandejas, borbulhadores, grades, vigas de sustentação, distribuidores, feixes tubulares etc.
- V. Partes de suportes, de qualquer tipo, não incluídos nas Classes III e IV. Para todas as partes desta classe a temperatura de projeto é sempre a temperatura ambiente
- VI. Partes externas soldadas, mas submetidas a esforços apenas em montagem, manutenção e desmontagem.

7.2.5 Seleção do Material Para as Condições de Projeto

Após uma satisfatória carga teórica sobre materiais e suas principais características e classificações junto à norma da Petrobrás, é possível realizar com sabedoria a escolha do material correto para concepção do vaso de pressão de posse dos dados de projeto.

O aço-carbono é sem dúvida alguma a melhor opção para o projeto em questão, pois atende com suas características os principais requisitos para a construção do vaso. O material em questão apresenta boa conformabilidade e boa soldabilidade. Outro fator que interfere diretamente para a escolha do aço-

carbono é a fácil obtenção, já que existem diversos fornecedores que se situam a pouca distância.

O vaso em questão possui temperatura de projeto de 70 °C, e uma temperatura mínima de operação de 6 °C, ou seja, as características químicas e de temperatura do material selecionado permite uma operação com perfeita segurança.

A presença de hidrogênio dentro do vaso de pressão representa um fator de cautela, como explicado anteriormente, porém devido à temperatura de projeto ser mediana e ao fato do sulfeto de hidrogênio estar sendo armazenado e não ser um fluido de operação, o aço-carbono se torna mais uma vez completamente aceitável para projeto.

Mesmo o material atendendo as requisições que o projeto oferece, deve-se destacar que o aço-carbono é um material de baixa resistência à corrosão e neste projeto temos água como fluido de operação e a presença de hidrogênio. Por esta razão, é quase sempre necessário um acréscimo de alguma margem para corrosão em todas as partes de aço-carbono em contato com o fluido de operação ou com a atmosfera. Esta margem é chamada de sobre-espessura de corrosão (*corrosion allowance*), especificada nos dados de projeto como sendo 3 mm.

Na Tabela 6 podemos observar as principais classes de aço-carbono para a confecção de vasos de pressão.

Com base nos dados apresentados neste tópico e com o auxílio da Tabela 6 é possível determinar os materiais que serão utilizados no projeto e construção do vaso de pressão em estudo:

- Casco e tampos: **SA 516 Gr.70**;
- Tubos: **SA 106 Gr.B**;
- Forjados: **A-105**.

Tabela 6 – Materiais para confecção de vasos de pressão

Formas de apresentação	Classes de aço-carbono				
	Aços de baixo carbono	Aços de médio carbono	Aços de médio carbono acalmados	Aços de médio carbono acalmados	Aços de qualidade estrutural
Chapas grossas	A-285 Gr A	A-285 Gr B,C	A-515 Gr 55,60,65 e 70	A-516 Gr 55,60,65 e 70 A-442 Gr 55,60	A-283 Gr.C
Chapas finas					A-570 Gr C
Tubos sem costura	A-106 Gr A		A-106 Gr B		
Tubos com ou sem costura	A-53 Gr A API-5L Gr A	A-53 Gr B API-5L Gr B		A-333 Gr 6	A-120
Tubos com solda por eletrodo	A-139 Gr A	A-134 A-139 Gr B A-671 (285 B)	A-672	A-671	
Tubos com solda por resistência elétrica	A-135				
Tubo para trocadores	A-179 A-214			A-334 Gr 6	
Tubo para caldeiras	A-178		A-210 A-192		
Peças forjadas		A-181	A-105	A-350 Gr. LF1	
Peças fundidas		A-216 Gr WCB		A-352 Gr LCB	
Acessórios de tubulação	A-234 Gr WPA	A-234 Gr WPB		A-420 Gr WPL6	

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

7.3 CÁLCULO MECÂNICO DO VASO DE PRESSÃO

Neste tópico serão desenvolvidos os principais cálculos para concepção de um projeto mecânico de vaso de pressão. As fórmulas e critérios utilizados nos cálculos seguem rigorosamente o código ASME VIII, Divisão 1. Esse código só considera o efeito da pressão interna ou externa, ficando os demais carregamentos inteiramente a critério do projetista, não só quanto à forma de calculá-los, como também quanto à necessidade ou não de serem calculados.

As fórmulas desse código são baseadas na teoria da membrana, contendo, entretanto, alguns coeficientes empíricos de correção.

7.3.1 Cálculo Mecânico dos Tampos

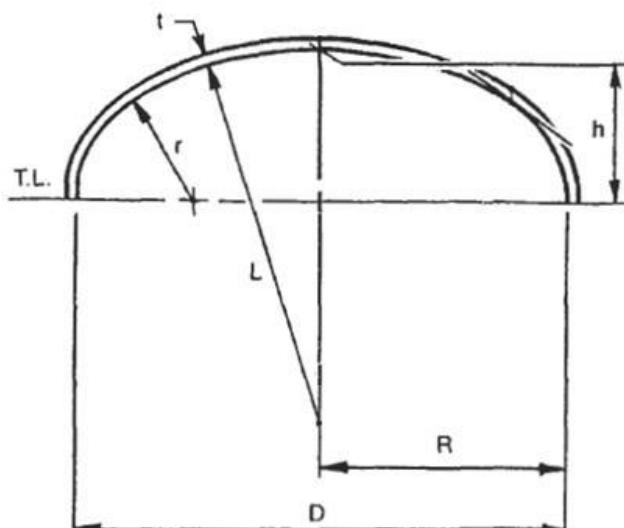
A parte UHT do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, referente a vasos de pressão com aços de alta e média resistência, admite todos os tipos de tampos mencionados.

Para o projeto que está sendo abordado, serão utilizados tampos elípticos por oferecerem maior segurança para operação do vaso de pressão em questão. Todos os cálculos seguem rigorosamente o parágrafo UG-32 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Um tampo torisférico que atende de maneira satisfatória as necessidades impostas pelo projeto teria um processo de fabricação mais complicado e por consequência o custo seria maior. O tampo hemisférico para este projeto não seria viável pela questão de espaço, já que será instalado em uma FPSO, e pela questão de custo, pois sua fabricação é extremamente complexa e possivelmente teria que ser importado.

Podemos observar na Figura 31 a geometria básica do tampo elíptico:

Figura 31 – Geometria tampo elíptico



Fonte: Moss, Dennis R., Pressure-Vessel Design and construction, 2004

Onde:

t : Espessura do tampo;

r : Raio de junta;

L : Raio de coroa;

R : Raio do vaso de pressão;

D : Diâmetro do vaso de pressão;

h : Altura do tampo.

Nos tampos elípticos o raio de coroa tem valor aproximado de cerca 90% do raio do vaso e o raio de junta, por sua vez, possui cerca de 18% do valor do raio do vaso.

Iremos utilizar neste projeto um tampo elíptico com relação de semi-eixos de 2:1, ou seja, $R/h = 2$. Dessa maneira a espessura mínima do tampo, calculada para a pressão interna de projeto pode ser expressa pela fórmula, de acordo com o parágrafo UG-32 do código ASME, seção VIII, Divisão 1.:

$$t = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0,2P} + c$$

Onde:

P : Pressão interna de projeto, de acordo com a Tabela 2;

D : Diâmetro interno do vaso de pressão, de acordo com a Tabela 2 ;

S : tensão admissível para o material, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E : Eficiência de solda, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c : Sobre-espessura de corrosão, de acordo com a Tabela 2.

Agora de posse da fórmula, deve-se realizar uma consulta às tabelas referenciadas acima para se obter os valores corretos. Desta forma a espessura mínima será:

$$t = \frac{30.2900}{2.1377.1 - 0,230} + 3$$

$$t = 34,56 \text{ mm}$$

O tampo para obter seu formato elíptico será submetido a um processo de conformação, como será abordado de maneira mais eficiente posteriormente. Até 50 mm de espessura este processo pode ser realizado a frio, para uma espessura maior que 50 mm o processo mais indicado é a quente.

No caso em questão o tampo será submetido a um processo de conformação a frio no qual ocorre de geralmente uma perda de espessura entre 18 a 21%, ou seja, após o cálculo da espessura mínima deve-se considerar esta perda de espessura para o processo de conformação mecânica:

$$t = 34,56 \cdot 1,25 = 43,2 \text{ mm}$$

Então para se obter uma espessura de 34,56, devemos obter chapas de aço de espessura nominal no valor mínimo de 43,2 mm.

Existem espessuras de chapas padronizadas que são comercializadas no mercado brasileiro, assim devemos selecionar a espessura que mais atende a partir do valor calculado. Os valores podem ser consultados na Tabela 10 (Anexo A).

Desta forma, a espessura da chapa para fabricação dos tampos elípticos deverá ser:

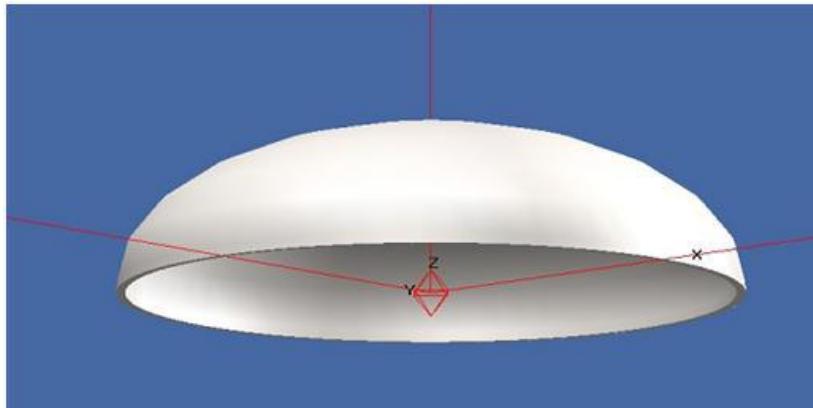
$$t = \mathbf{44,5 \text{ mm}}$$

A espessura depois de conformada será:

$$t = \mathbf{35,6 \text{ mm}}$$

Foi realizada a modelagem do tampo elíptico no software Codeware Compress para efeito ilustrativo como é evidenciado na Figura 32.

Figura 32 – Tampo elíptico modelado



De posse da espessura do tampo, agora é possível realizar o cálculo da pressão máxima de trabalho admissível:

$$PMTA = \frac{2 \cdot S.E \cdot t}{K.D + 0,2t}$$

$$PMTA = \frac{2.1377.1.35,6}{0,997.2900 + 0,2.35,6}$$

$$PMTA = 33,84 \text{ bar}$$

Relacionando com a pressão de operação do vaso obtemos um fator de segurança de **1,69**.

7.3.2 Cálculo Mecânico do Casco Cilíndrico

O cálculo mecânico de um casco cilíndrico deve seguir rigorosamente o parágrafo UG-27 do código ASME, seção VIII, Divisão 1. Deve ser calculado da seguinte maneira:

$$t = \frac{P \cdot R}{S.E - 0,6P} + c$$

Onde:

P: Pressão interna de projeto, de acordo com a Tabela 2;

R: Raio interno do vaso de pressão, de acordo com a Tabela 2;

S: tensão admissível para o material, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: Eficiência de solda, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: Sobre-espessura de corrosão, de acordo com a Tabela 2.

Novamente os valores serão obtidos pelos dados contidos nas tabelas referenciadas acima. Dessa maneira podemos realizar o cálculo da espessura do casco cilíndrico:

$$t = \frac{30.1450}{1377.1 - 0,6.30} + 3$$

$$t = 35 \text{ mm}$$

Da mesma forma realizada com os tampos, devemos agora selecionar a espessura da chapa que mais atende as condições de projeto de acordo com a Tabela 10 (Anexo A).

A espessura da chapa para fabricação do casco cilíndrico deve ser:

$$t = 37,5 \text{ mm}$$

De posse da espessura do casco, agora é possível realizar o cálculo da pressão máxima de trabalho admissível:

$$PMTA = \frac{S \cdot E \cdot t}{R + 0,6t}$$

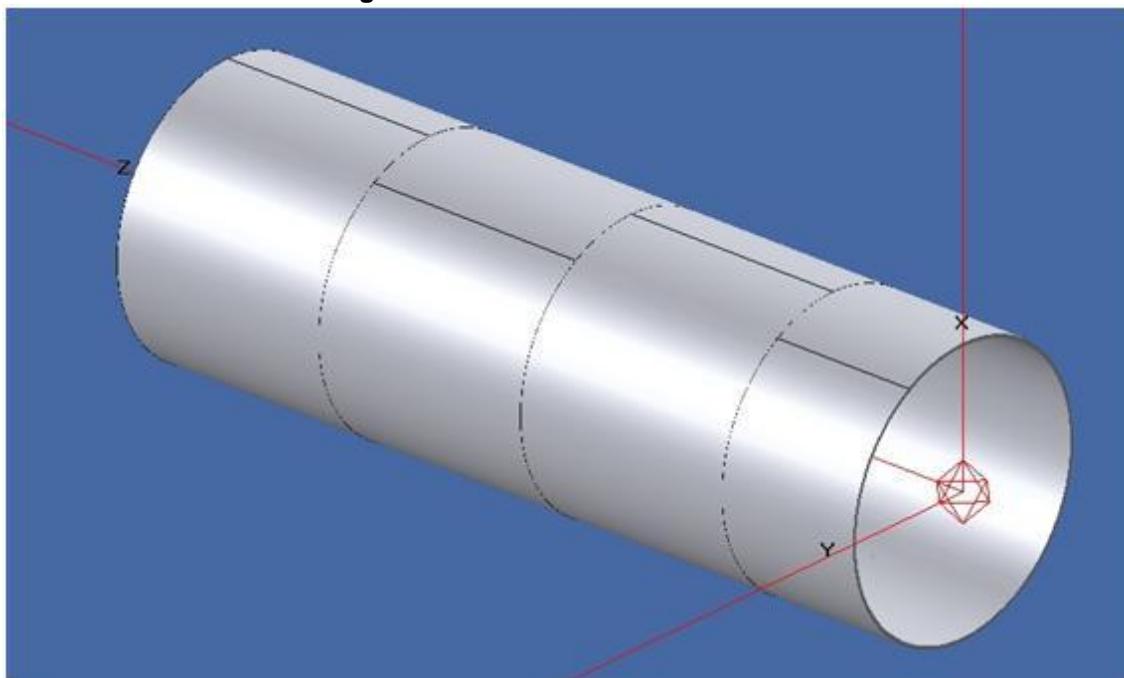
$$PMTA = \frac{1377.1 \cdot 37,5}{1450 + 0,6 \cdot 37,5}$$

$$PMTA = 35,06 \text{ bar}$$

Relacionando com a pressão de operação do vaso obtemos um fator de segurança de **1,75**.

Foi realizada a modelagem do casco cilíndrico no *software Codeware Compress* para efeito ilustrativo como é evidenciado na Figura 33.

Figura 33 – Casco cilíndrico modelado



7.3.3 Cálculo Mecânico dos Bocais

O cálculo mecânico dos bocais é realizado a fim de se determinar os seguintes dados:

- Espessura da parede do bocal;
- Necessidade do uso de reforços;
- Dimensionamento de reforços;
- Seleção de flanges.

A espessura da parede do bocal e os devidos reforços são determinados de acordo com o parágrafo UG-37 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

A parede do bocal tem sua espessura calculada da seguinte maneira:

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

Onde:

P: Pressão interna de projeto, de acordo com a Tabela 2;

R: Raio do bocal;

S: Tensão admissível para o material, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

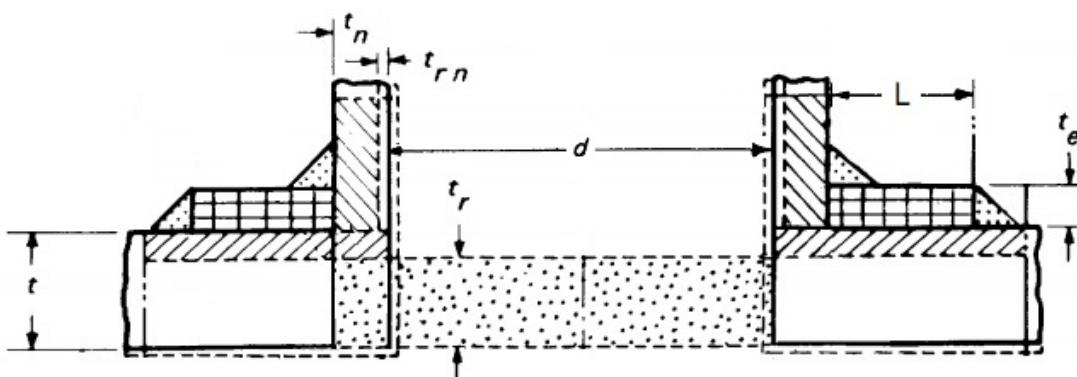
E: Eficiência de solda, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: Sobre-espessura de corrosão, de acordo com a Tabela 2.

Como abordado no capítulo 6, os bocais são basicamente aberturas realizadas no casco ou no tampo do vaso de pressão e constituem regiões de fragilidade. Estas regiões devem possuir reforços quando necessário para prover a segurança necessária à operação do vaso de pressão.

O reforço dos bocais é realizado através de um método conhecido como compensação de áreas. A partir da Figura 34 é possível obter uma melhor explanação do método em questão.

Figura 34 – Reforço de bocais



Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1

Onde:

t_n : Espessura nominal da parede do tubo;

t_r : Espessura mínima do casco/tampo;

- t_e : Espessura do anel de reforço;
 t_{rn} : Espessura mínima da parede do tubo;
 t : Espessura nominal do casco/tampo;
 d : Diâmetro do bocal;
 L : Largura do anel de reforço.

Pode-se estimar a partir da Figura 34, quatro tipos diferentes de área:



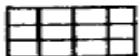
$$A_1 = d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n \quad \rightarrow \text{Área requerida}$$



$$A_2 = d \cdot (t - t_r) - 2 \cdot t_n (t - t_r) \quad \rightarrow \text{Área disponível no casco/tampo}$$



$$A_3 = 5 \cdot t (t_n - t_{rn}) \quad \rightarrow \text{Área disponível da projeção externa do bocal}$$



$$A_4 = 2 \cdot L \cdot t_e \quad \rightarrow \text{Área disponível pelo anel de reforço}$$

Com base nas áreas determinadas acima é possível estabelecer uma condição para verificar se o reforço é necessário no bocal:

$$A_2 + A_3 > A_1$$

Se a condição acima for satisfeita o bocal não necessita ser reforçado, caso contrário o anel de reforço se faz necessário.

A área do anel de reforço é indicada por A_4 , que proporciona uma nova condição para verificar se o reforço dimensionado atende às exigências do bocal:

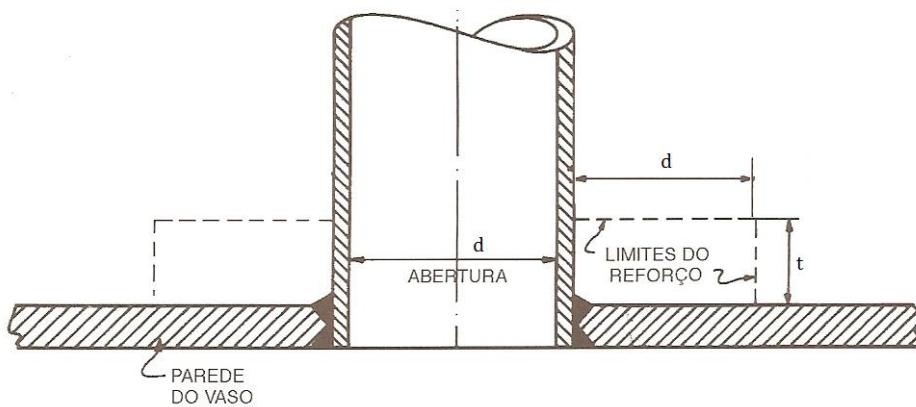
$$A_2 + A_3 + A_4 > A_1$$

Se a condição acima for atendida o anel de reforço atende de maneira satisfatória, caso contrário o reforço deve ser redimensionado.

Durante o dimensionamento dos bocais existem algumas exigências da norma ASME que devem ser rigorosamente seguidas:

- Para efeito de cálculo a projeção externa máxima deve ser 2,5 vezes a espessura;
- A espessura máxima da chapa do anel de reforço é igual a espessura da chapa onde o bocal está sendo instalado;
- A largura máxima do anel de reforço não deve exceder o diâmetro interno do bocal.

Figura 35 – Limites de reforços dos bocais



Fonte: Moss, Dennis R., Pressure-Vessel Design and Construction, 2004

Para efeito de dimensionamento do bocal, a projeção externa pode ser considerada de acordo com a norma Petrobrás N-253 (Tabela 7).

Tabela 7 – Projeção externa dos bocais

D.N. Tubo	Classe do flange (ANSI B16.5)						
	150	300	400	600	900	1500	2500
1 1/2"							
2"							
2 1/2"							
3"			200				250
4"							300
6"							350
8"						300	400
10"						350	500
12"					300		550
14"		250				400	
16"					350		
18"				300		450	
20"					400		
24"						500	

Fonte: Norma Petrobrás N-253

Com base nas informações apresentadas, será realizado o dimensionamento dos bocais determinados previamente na etapa de engenharia de processos. O vaso de pressão em estudo possui ao todo 36 bocais que estão divididos da seguinte maneira:

- 27 bocais de 3 polegadas;
- 2 bocais de 6 polegadas;
- 2 bocais de 8 polegadas;
- 1 bocal de 10 polegadas;
- 2 bocais de 16 polegadas;
- 2 bocais de 24 polegadas;

Estes bocais estão divididos de maneira proporcional pelo vaso de pressão de maneira que o centro de gravidade fique o mais próximo possível da região central do equipamento. A seguir serão apresentados os principais cálculos referentes ao projeto mecânico dos bocais.

Foram realizadas ainda, através do *software Codeware Compress*, uma análise dos carregamentos nos bocais (APÊNDICE A).

a) Bocais de 3 polegadas

No vaso de pressão estudado existem 26 bocais de 3 polegadas situados no casco cilíndrico e apenas 1 situado no tampo. Por mais que exista uma diferença de espessura na chapa em que serão instalados, os resultados finais serão extremamente próximos.

A espessura mínima da parede do bocal será:

$$t = \frac{P \cdot R}{S_E + 0,4P} + c$$

Onde:

P: 30 bar, de acordo com a Tabela 2;

R: 40 mm;

S: 1178, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: 1, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: 3, de acordo com a Tabela 2.

$$t = \frac{30.40}{1178.1 + 0.4.30} + 3 = 3,96 \text{ mm}$$

Com base no valor obtido acima, deve-se escolher um tubo com espessura nominal para atender satisfatoriamente às exigências impostas pelos cálculos.

O tubo pode ser especificado pelo catálogo Conforja situado no Anexo D.

A norma ASME, bem como a norma N-253 da Petrobrás, recomenda para bocais de pequenos diâmetros a utilização de tubos Sch. 160 ou maiores. Para o cálculo do anel de reforço iremos utilizar um tubo de 3" Sch. 160.

$$A_1 = d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n = 80.35 + 2.37,5.11,1 = 3500,17 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = d \cdot (t - t_r) - 2 \cdot t_n(t - t_r) = 80.(37,5-35)-2.11,1.(37,5-35)$$

$$A_2 = 134,52 \text{ mm}^2$$

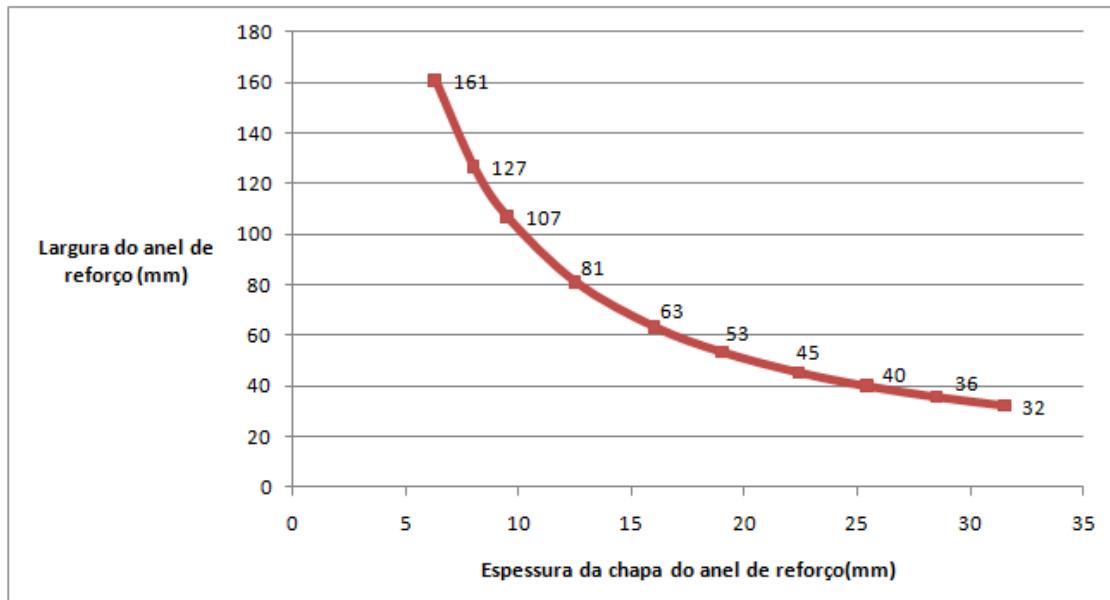
$$A_3 = 5 \cdot t(t_n - t_{rn}) = 5 \cdot 37,5 \cdot (11,1 - 3,96) = 1338,66 \text{ mm}^2$$

Pode-se observar que a desigualdade $A_2 + A_3 > A_1$ não é satisfeita, desta maneira o bocal necessita de reforço. A largura mínima do reforço necessário pode ser calculada da seguinte maneira:

$$L = \frac{d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n - d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n(t - t_r) - 5 \cdot t(t_n - t_{rn})}{2 \cdot t_e} = 53,5 \text{ mm}$$

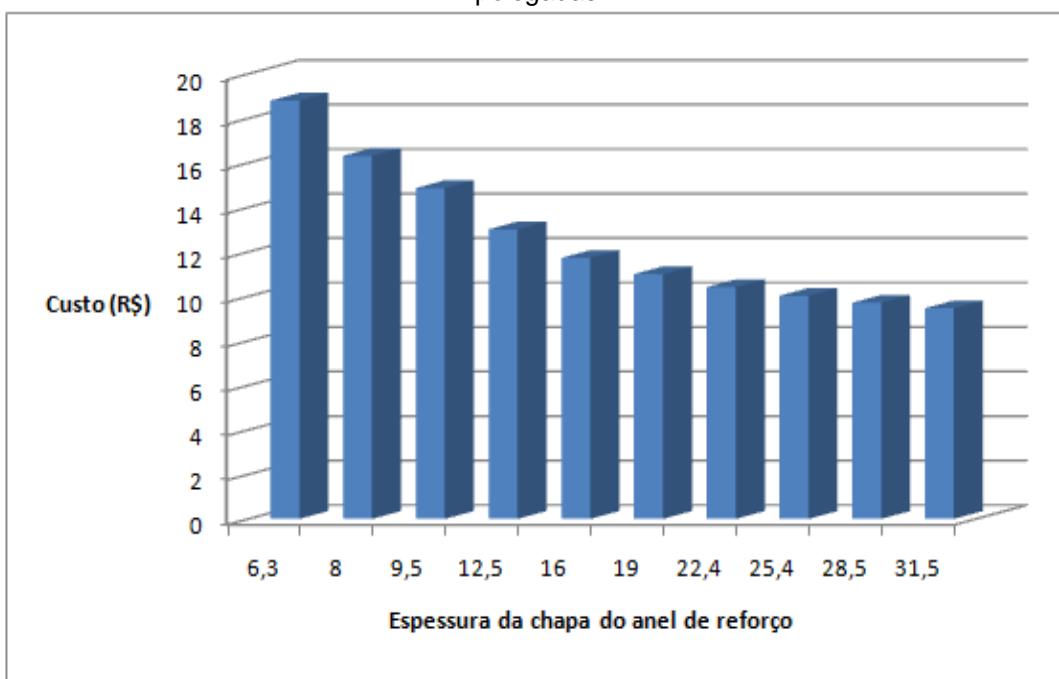
É possível gerar um gráfico relacionando a largura do anel de reforço com a espessura da chapa deste mesmo reforço, como pode ser observado na Figura 36.

Figura 36 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 3 polegadas



Um fator de extrema importância a se levar em consideração em um projeto é o custo, desta maneira podemos relacionar o custo do anel de reforço com a espessura da chapa deste mesmo reforço.

Figura 37 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 3 polegadas

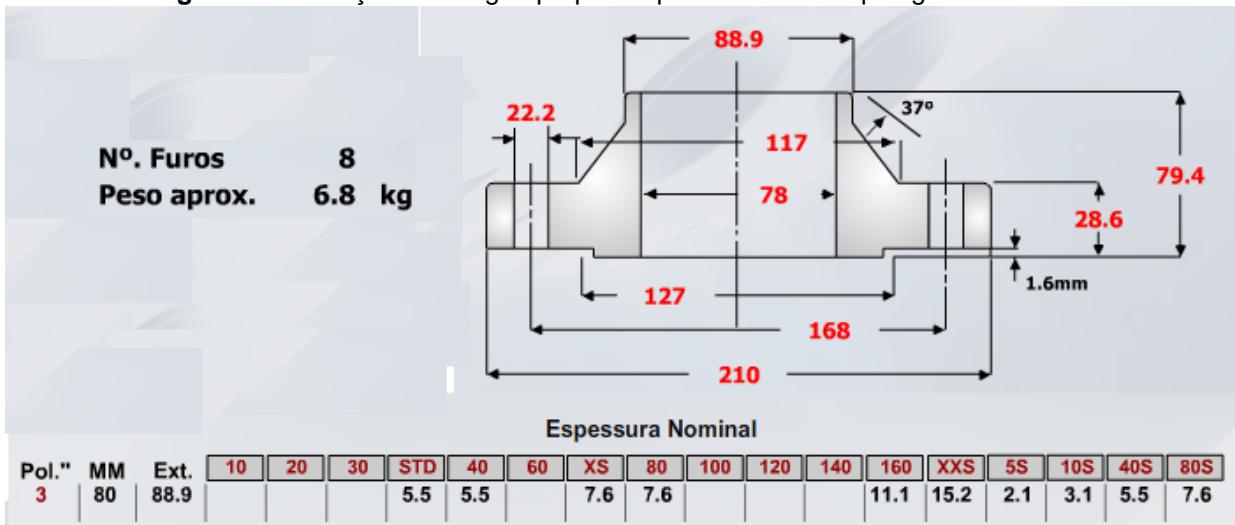


Associando os dois gráficos podemos escolher a espessura da chapa de reforço como sendo 19 mm, pois irá proporcionar uma largura e um custo mediano. Uma largura muito pequena dificulta a usinagem e adequação do reforço ao vaso de pressão.

Para finalizar a especificação do bocal, deve-se selecionar corretamente um flange que atenda ao projeto.

Como foi visto no capítulo 6, para as condições de projeto abordadas será necessário um flange de pescoço (*welding neck*) com face de ressalto (*raised-face*) e de classe #300.

Figura 38 – Seleção de flange apropriado para bocais de 3 polegadas



Fonte: Conforja

Assim como o tubo escolhido, será selecionado um flange WN-RF Sch.160. O flange escolhido permite que bocal suporte até uma pressão de 48,7 Bar, um valor bem acima da pressão de operação do vaso de pressão.

Para os bocais de 3” foi selecionado um tubo Sch.160, um reforço com largura de 60 mm e 19 mm de espessura, além de um flange WR-RF #300. A projeção externa de acordo com a Tabela 7 deve ser 200 mm.

b) Bocais de 6 polegadas

No vaso de pressão estudado existem 2 bocais de 6 polegadas situados no casco cilíndrico.

A espessura mínima da parede do bocal pode ser calculada da seguinte maneira:

$$t = \frac{P \cdot R}{SE + 0,4P} + c$$

Onde:

P: 30 bar, de acordo com a Tabela 2;

R: 75 mm;

S: 1178, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: 1, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: 3, de acordo com a Tabela 2.

$$t = \frac{30.75}{1178.1 + 0,4.30} + 3 = 4,92\text{mm}$$

Realizando uma consulta no catálogo Conforja situado no Anexo D, é possível selecionar uma espessura nominal para a parede do bocal que satisfaça os cálculos realizados. Desta forma será selecionado um tubo de 6" Sch. 80 para se realizar os cálculos dos anéis de reforço.

$$A_1 = d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n = 150.35 + 2.37,5.11 = 6160,35 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = d \cdot (t - t_r) - 2 \cdot t_n(t - t_r) = 150.(37,5-35)-2.11.(37,5-35) \\ = 324,9 \text{ mm}^2$$

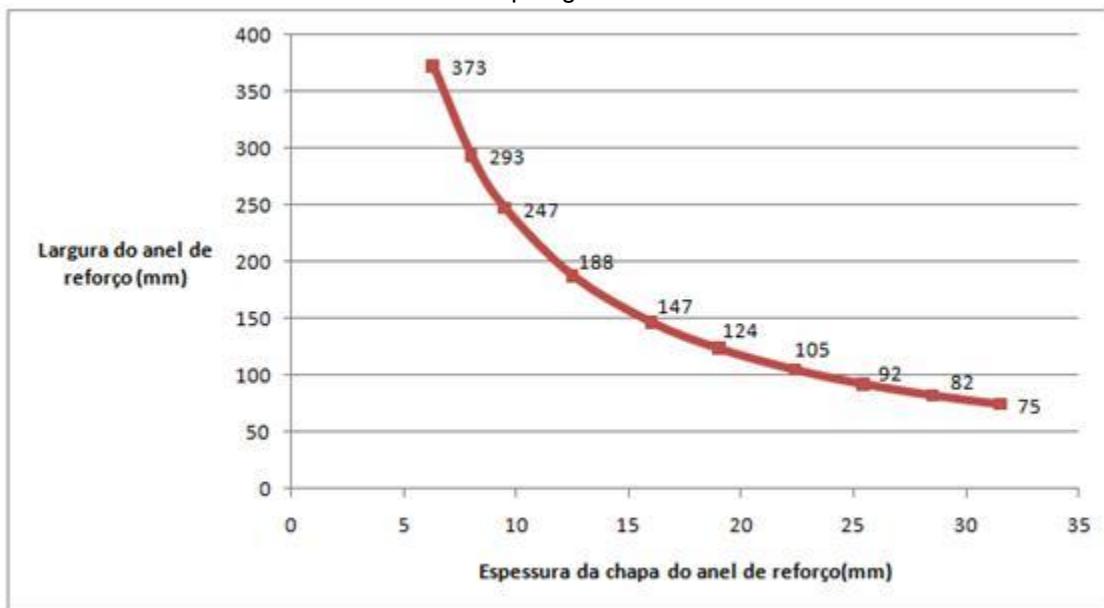
$$A_3 = 5 \cdot t(t_n - t_{rn}) = 5.37,5.(11 - 4,92) = 1139,8 \text{ mm}^2$$

Novamente a desigualdade $A_2 + A_3 > A_1$ não é satisfeita, desta maneira o bocal deverá ser reforçado. A largura mínima do reforço necessário será de:

$$L = \frac{d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n - d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n(t - t_r) - 5 \cdot t(t_n - t_{rn})}{2 \cdot t_e} = 123,57 \text{ mm}$$

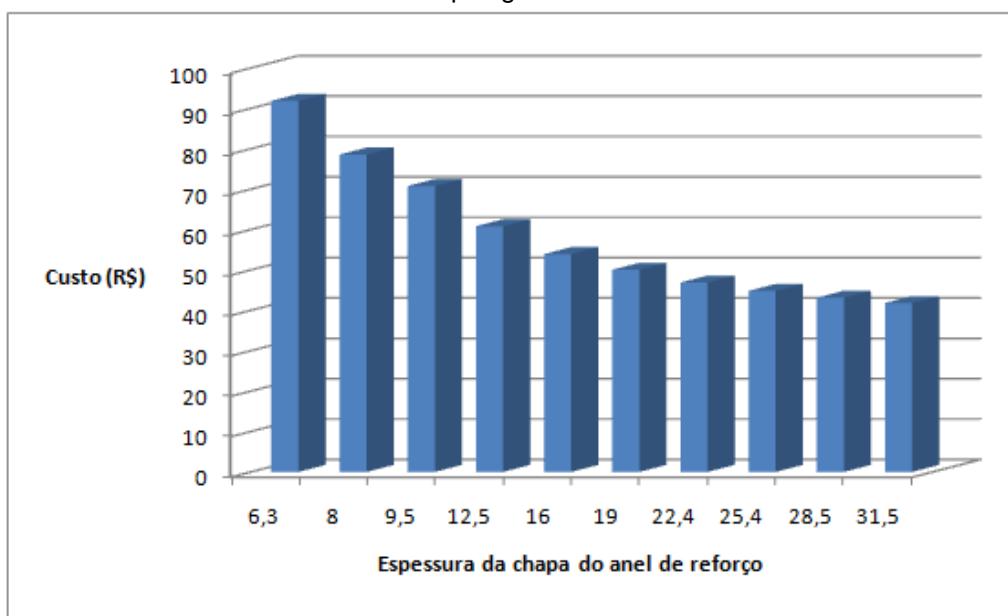
Com base em cada espessura de chapa pelo padrão Usiminas (Anexo A), é possível relacioná-las com suas respectivas larguras do anel de reforço no gráfico gerado na Figura 39.

Figura 39 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 6 polegadas



Novamente o custo será um fator crucial para a seleção do reforço, desta maneira podemos relacionar o custo do anel de reforço com a espessura da chapa deste mesmo reforço.

Figura 40 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 6 polegadas

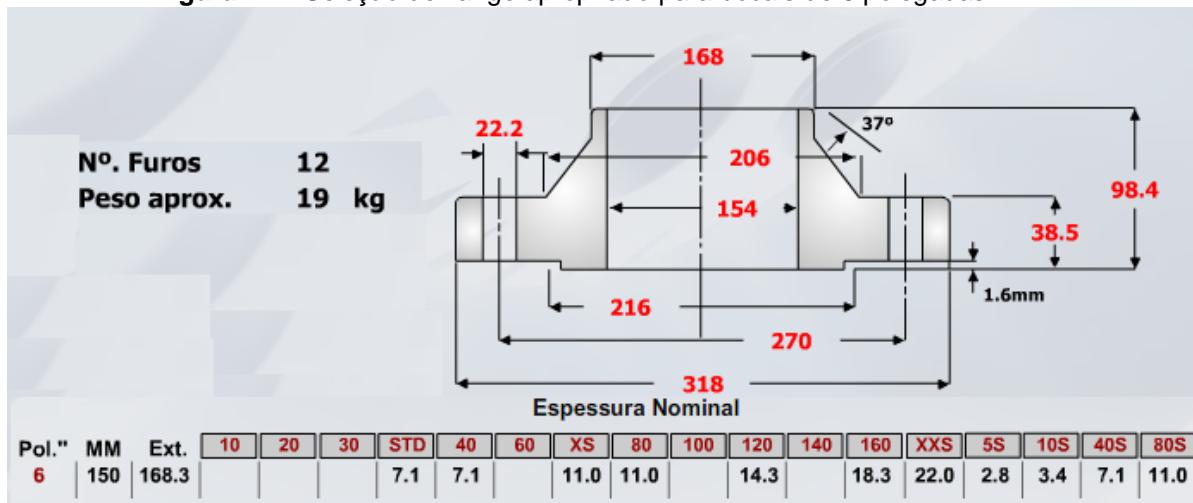


Associando os dois gráficos e partindo do mesmo princípio do bocal de 3 polegadas, será selecionada a espessura do reforço com uma espessura de 19 mm de chapa.

Para finalizar a especificação do bocal, deve-se mais uma vez selecionar corretamente um flange que atenda ao projeto.

Assim como no bocal anterior, para as condições de projeto abordadas será necessário um flange de pescoço (*welding neck*) com face de ressalto (*raised-face*) e de classe #300.

Figura 41 – Seleção de flange apropriado para bocais de 6 polegadas



Fonte: Conforja

Será selecionado um flange WN-RF Sch.80. A classe de pressão do flange escolhido permite que bocal suporte até uma pressão de 48,7 Bar, ou seja, o vaso de pressão pode operar de maneira segura com este bocal.

Para os bocais de 6" foi selecionado um tubo Sch.80, um reforço com largura de 130 mm e 19 mm de espessura, além de um flange WR-RF #300. A projeção externa de acordo com a Tabela 7 deve ser 200 mm.

c) Bocais de 8 polegadas

No vaso de pressão estudado existem 2 bocais de 8 polegadas situados no casco cilíndrico.

Da mesma maneira que os bocais anteriores, a espessura mínima do bocal será calculada da seguinte maneira:

$$t = \frac{P \cdot R}{SE + 0,4P} + c$$

Onde:

P: 30 bar, de acordo com a Tabela 2;

R: 100 mm;

S: 1178, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: 1, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: 3, de acordo com a Tabela 2.

$$t = \frac{30.100}{1178.1 + 0,4.30} + 3 = 5,56 \text{ mm}$$

Repetindo o mesmo procedimento que foram realizados para os bocais de menores diâmetros, o tubo pode ser especificado pelo catálogo Conforja situado no Anexo D.

Para o cálculo do anel de reforço iremos utilizar um tubo de 8" Sch. 80.

$$A_1 = d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n = 150.35 + 2.37,5.12,7 = 8066,3 \text{ mm}^2$$

$$A_2 = d \cdot (t - t_r) - 2 \cdot t_n(t - t_r) = 150.(37,5-35)-2.12,7.(37,5-35) \\ = 442,9 \text{ mm}^2$$

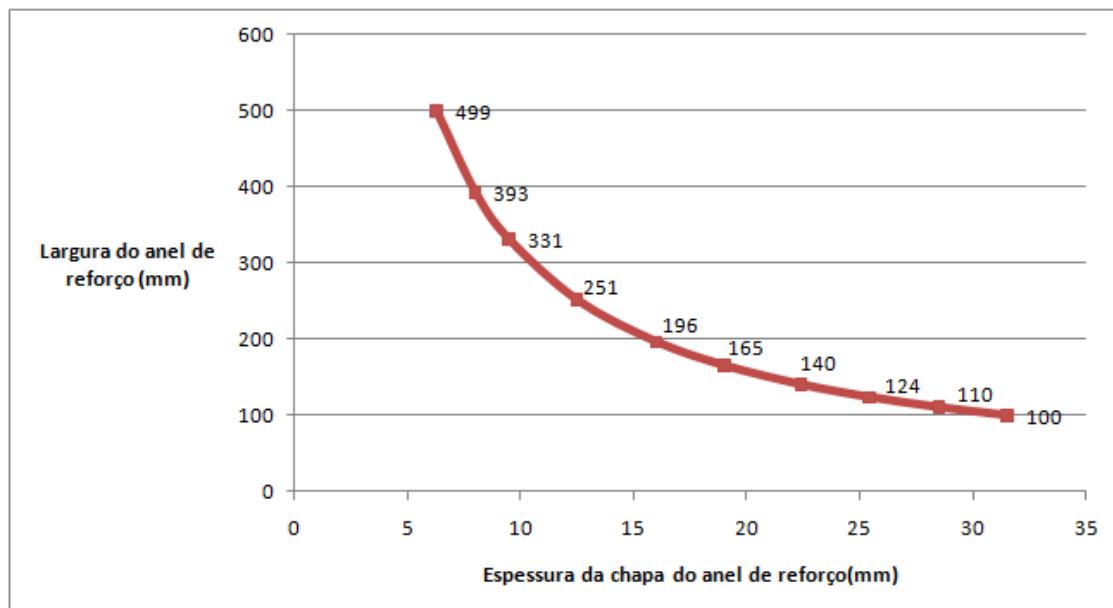
$$A_3 = 5 \cdot t(t_n - t_{rn}) = 5.37,5.(12,7 - 5,56) = 1338,5 \text{ mm}^2$$

A desigualdade $A_2 + A_3 > A_1$ novamente não é satisfeita, desta maneira o bocal necessita de reforço. A largura mínima do reforço necessário será de:

$$L = \frac{d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n - d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n(t - t_r) - 5 \cdot t(t_n - t_{rn})}{2 \cdot t_e} = 165,4 \text{ mm}$$

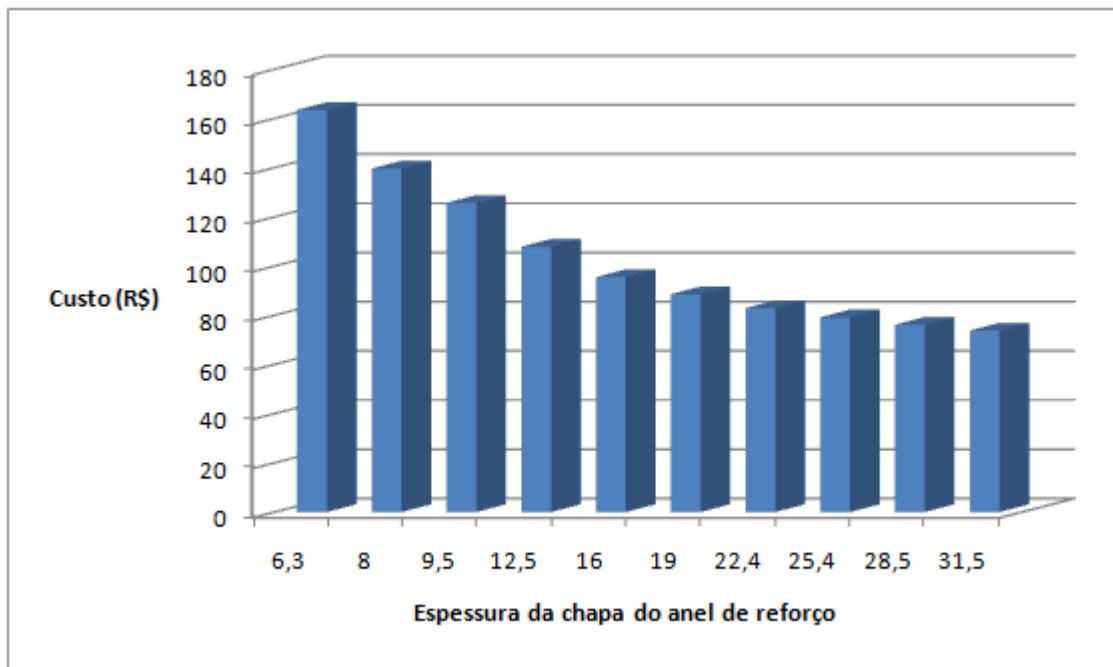
Pela Figura 42 pode-se obter a relação entre a largura do anel de reforço com a espessura da chapa deste mesmo reforço, através de um gráfico.

Figura 42 – Gráfico da largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 8 polegadas



E novamente o gráfico de custo final do reforço para cada espessura.

Figura 43 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 8 polegadas

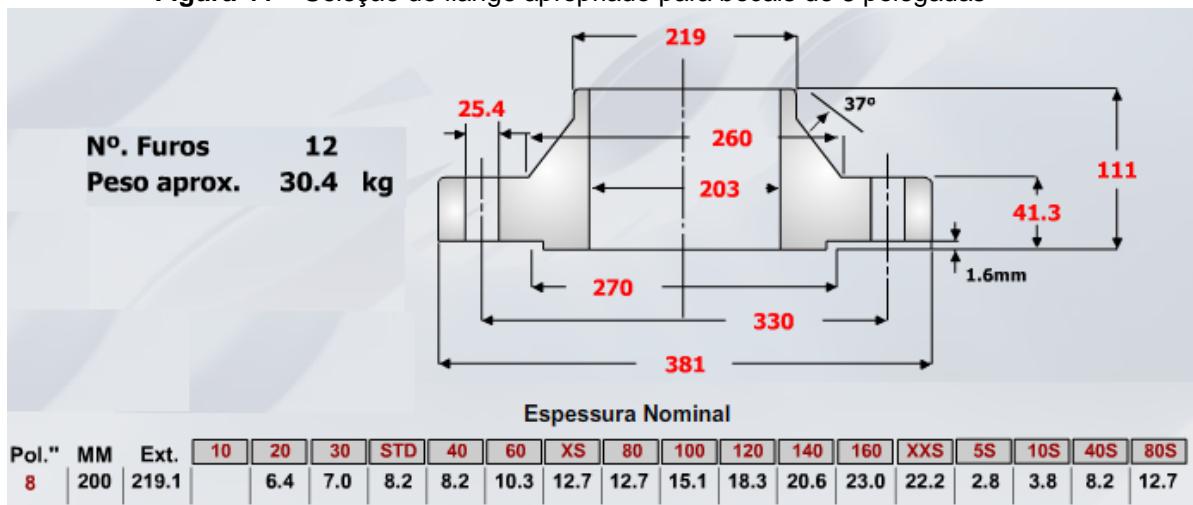


A espessura escolhida novamente será 19 mm, pois além de atender aos cálculos de maneira satisfatória com um preço mediano, pode-se observar que os bocais estão padronizando as chapas utilizadas, isso facilita a gestão do projeto.

Para finalizar a especificação do bocal, deve-se novamente selecionar corretamente um flange que atenda ao projeto.

Para os dados de projeto fornecidos, será necessário um flange de pescoço (*welding neck*) com face de ressalto (*raised-face*) e de classe #300.

Figura 44 – Seleção de flange apropriado para bocais de 8 polegadas



Fonte: Conforja

Será selecionado um flange WN-RF Sch.80. O flange escolhido permite que bocal suporte até uma pressão de 48,7 Bar, um valor satisfatório tendo em vista as condições de operação.

Para os bocais de 8" foi selecionado um tubo Sch.80, um reforço com largura de 170 mm e 19 mm de espessura, além de um flange WR-RF #300. A projeção externa de acordo com a Tabela 7 deve ser 200 mm.

d) Bocal de 10 polegadas

No vaso de pressão estudado existe apenas um bocal de 10 polegadas situado no casco cilíndrico.

O cálculo será realizado mais uma vez da seguinte maneira:

$$t = \frac{P \cdot R}{S_E + 0,4P} + c$$

Onde:

P: 30 bar, de acordo com a Tabela 2;

R: 125 mm;

S: 1178, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: 1, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: 3, de acordo com a Tabela 2.

$$t = \frac{30.125}{1178.1 + 0.4.30} + 3 = \mathbf{6,20 \text{ mm}}$$

Através do catálogo Conforja situado no Anexo D, será utilizado para o cálculo do anel de reforço um tubo de 10" Sch. 120.

$$A_1 = d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n = 150.35 + 2.37,5.21,4 = \mathbf{10497,24 \text{ mm}^2}$$

$$A_2 = d \cdot (t - t_r) - 2 \cdot t_n(t - t_r) = 150.(37,5-35)-2.21,4.(37,5-35) \\ = \mathbf{526,13 \text{ mm}^2}$$

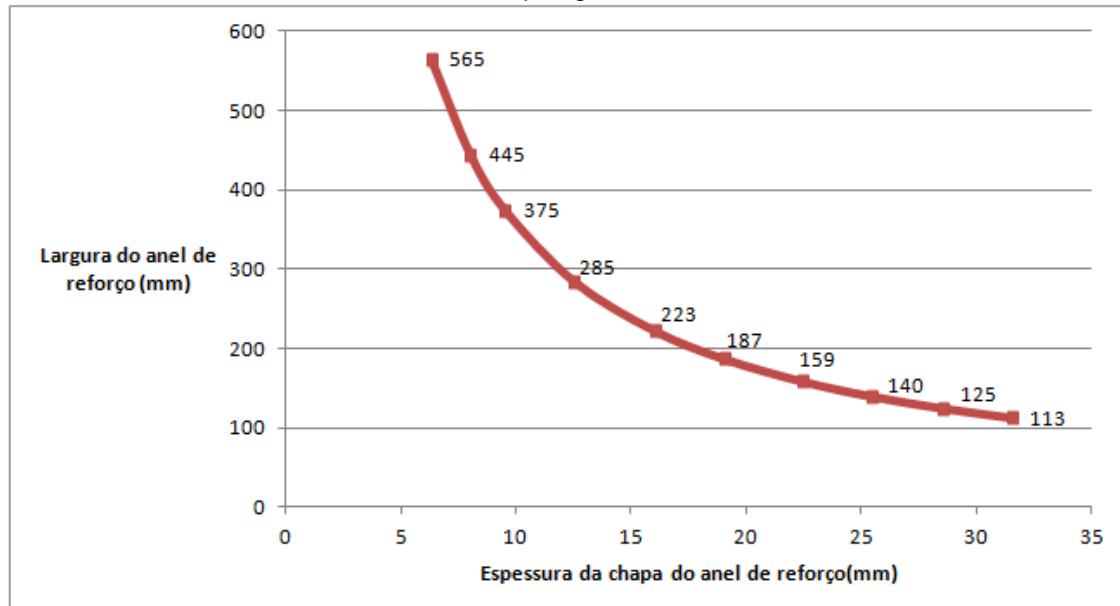
$$A_3 = 5 \cdot t(t_n - t_{rn}) = 5.37,5.(21,4 - 6,20) = \mathbf{2849,7 \text{ mm}^2}$$

Pode-se observar que a desigualdade $A_2 + A_3 > A_1$ novamente não é satisfeita, indicando a necessidade de reforço. A largura mínima do reforço necessário pode ser calculada da seguinte maneira:

$$L = \frac{d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n - d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n(t - t_r) - 5 \cdot t(t_n - t_{rn})}{2 \cdot t_e} = 187,4 \text{ mm}$$

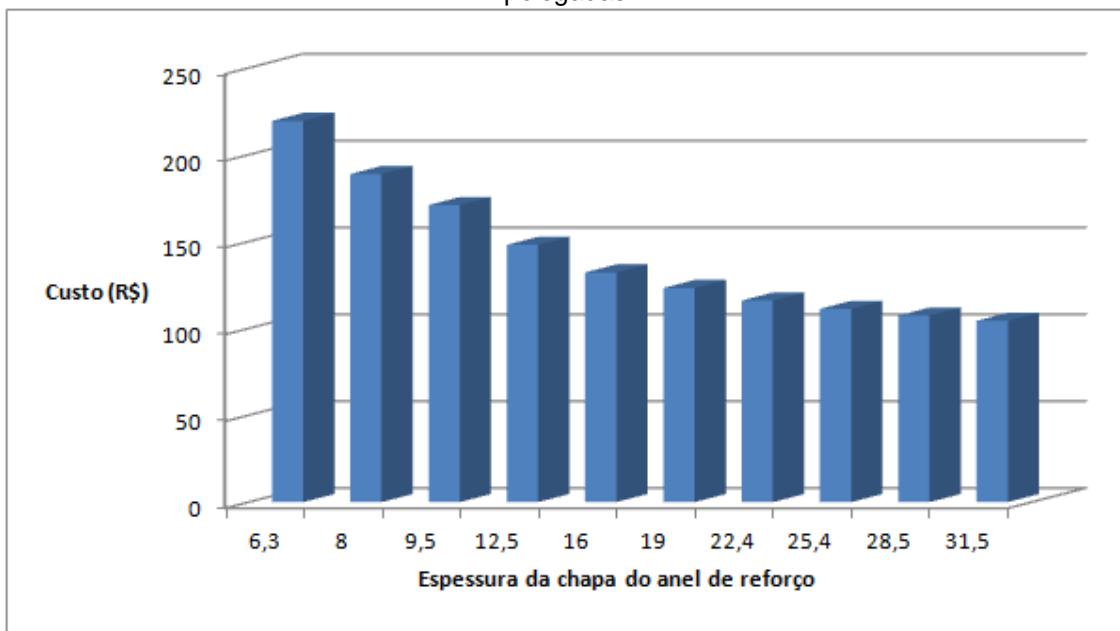
Mais uma vez o gráfico relacionando a largura do anel de reforço será abordado, de acordo com a Figura 45.

Figura 45 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 10 polegadas



E novamente o gráfico do custo final do reforço.

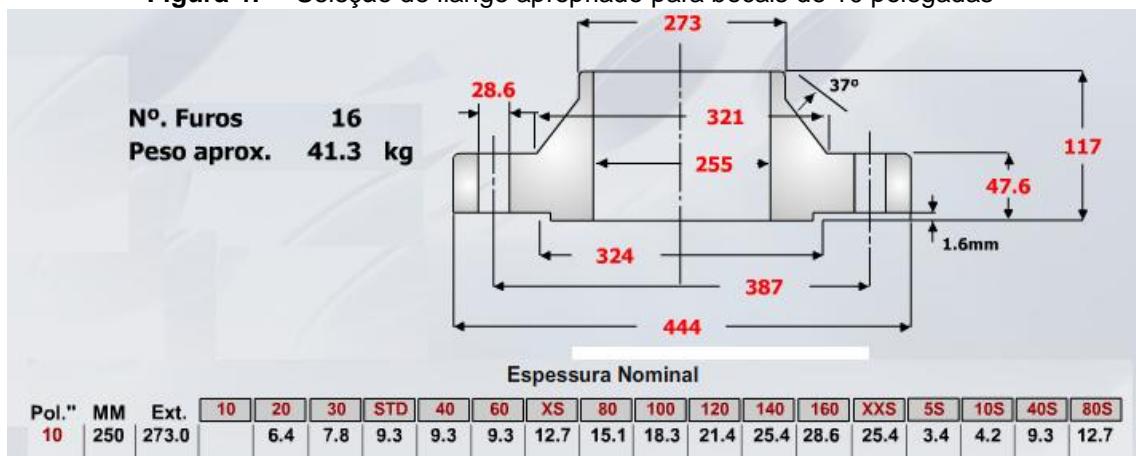
Figura 46 – Custo do anel de reforço x espessura da chapa de reforço para bocais de 10 polegadas



Assim como os bocais menores, será selecionada para o bocal de 10 polegadas uma espessura de chapa de reforço de 19 mm.

As condições de projeto mais uma vez exigem um flange de pescoço (*welding neck*) com face de ressalto (*raised-face*) e de classe #300.

Figura 47 – Seleção de flange apropriado para bocais de 10 polegadas



Fonte: Conforja

Será selecionado um flange WN-RF Sch.120. Assim como os outros flanges escolhidos, a classe de pressão permite que o bocal suporte até uma pressão de 48,7 Bar, um valor bem acima da pressão de operação do vaso de pressão.

Para o bocal de 10" foi selecionado um tubo Sch.120, um reforço com largura de 190 mm e 19 mm de espessura, além de um flange WR-RF #300. A projeção externa de acordo com a Tabela 7 deve ser 200 mm.

e) Bocais de 16 polegadas

No vaso de pressão estudado existe um bocal de 16 polegadas situado no casco cilíndrico e outro situado no tampo. Por mais que exista uma diferença de espessura na chapa em que serão instalados, os resultados finais serão extremamente próximos.

A espessura mínima da parede do bocal será:

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

Onde:

P: 30 bar, de acordo com a Tabela 2;

R: 200 mm;

S: 1377, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: 1, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: 3, de acordo com a Tabela 2.

$$t = \frac{30.200}{1377.1 + 0,4.30} + 3 = 7,4 \text{ mm}$$

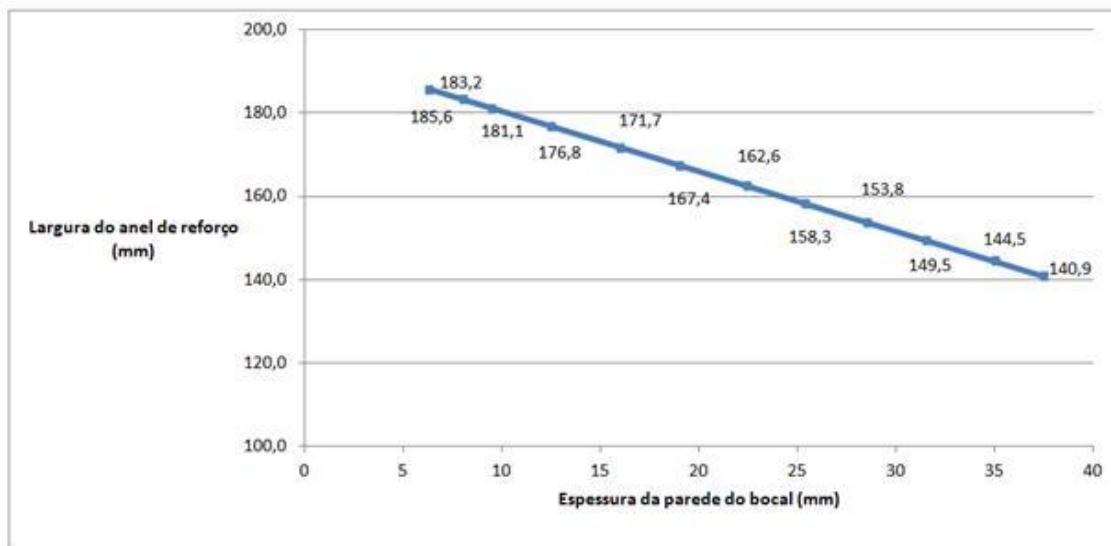
Tubos sem costura até 12 polegadas geralmente são adquiridos no mercado sem importação, acima deste diâmetro o custo do tubo aumenta consideravelmente. Desta maneira será considerado que este bocal é obtido a partir do processo de calandragem de chapas do mesmo material do casco cilíndrico e tampo (SA 516 Gr.70), por este motivo que a tensão admissível do material foi modificada.

A norma N-253 da Petrobrás menciona a obrigatoriedade da utilização de tubos sem costura até 12", acima deste diâmetro pode-se utilizar tubos com costura.

Para um bocal de grande diâmetro e uma pressão considerável de projeto como neste caso, a utilização de reforço é praticamente obrigatória, desta maneira será pré-selecionada a espessura da chapa do anel de reforço como sendo a máxima possível (37,5 mm).

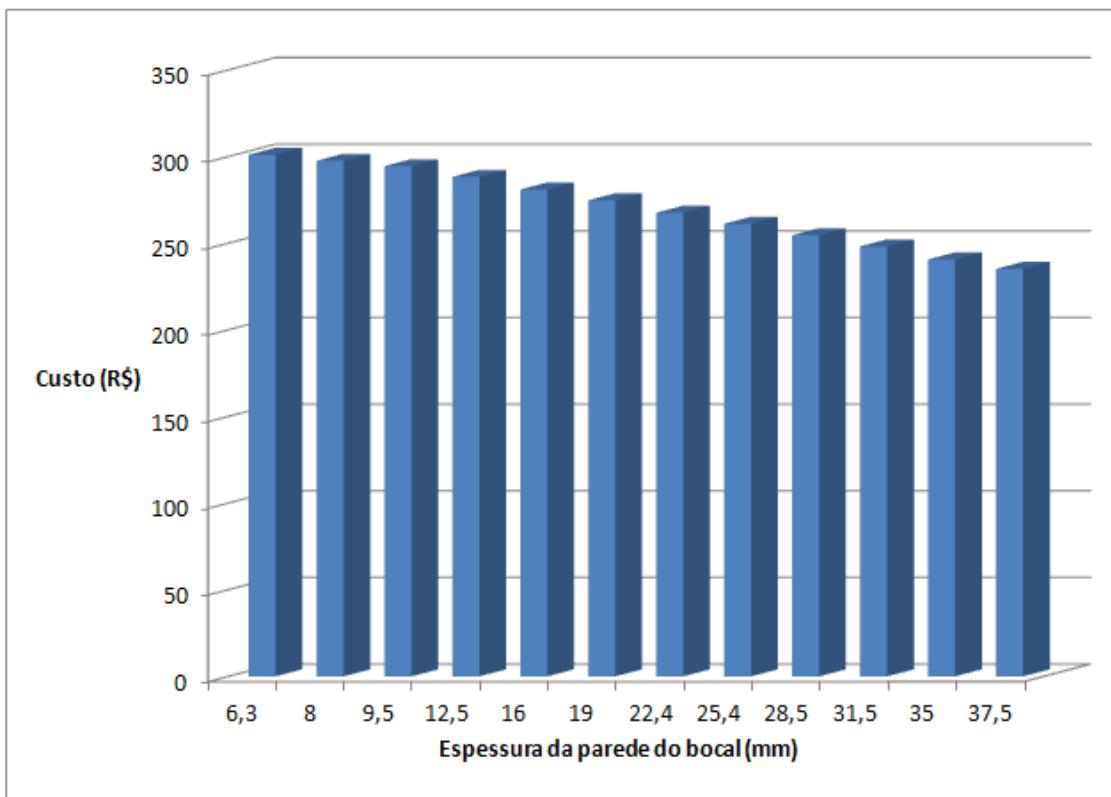
Para auxiliar na escolha da espessura da parede do bocal, vamos relacionar esta espessura com a respectiva largura do reforço de acordo com a Figura 48.

Figura 48 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 16 polegadas



Pode-se ainda realizar outro comparativo de extrema importância para o projeto, o custo do reforço a ser instalado com a espessura do bocal.

Figura 49 – Custo do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 16 polegadas



Da mesma maneira que os bocais anteriores, não é ideal escolher uma largura de reforço muito pequeno devido à dificuldade de adequação à geometria do vaso de pressão na hora de sua instalação. Desta maneira a melhor opção é escolher uma espessura da parede de bocal que proporcione uma largura, bem como um custo mediado. Novamente a melhor opção é fabricar o bocal utilizando chapa de 19 mm.

O próximo passo é especificar a dimensão do reforço:

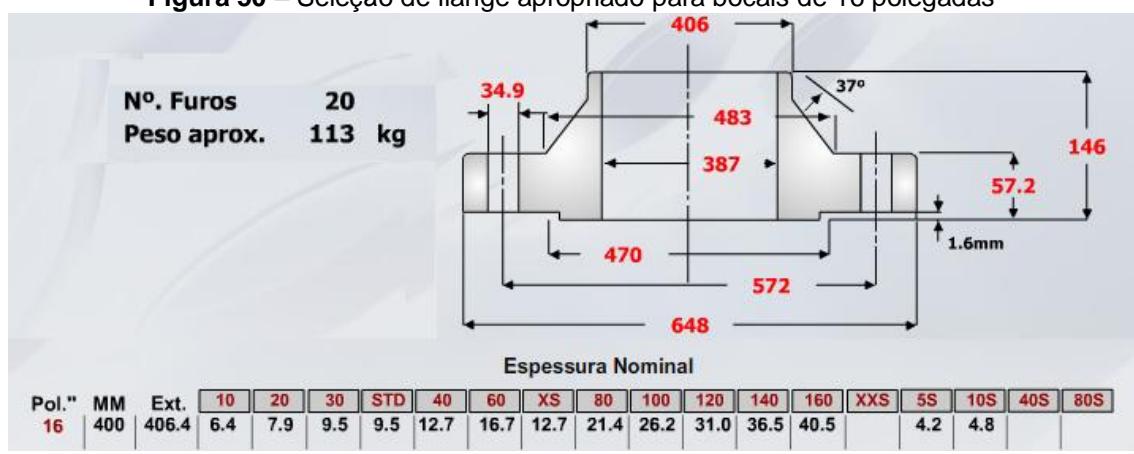
$$L = \frac{d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n - d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n (t - t_r) - 5 \cdot t (t_n - t_{rn})}{2 \cdot t_e}$$

$$L = \frac{400.35 + 2.37,5.19 - 400.(37,5 - 35) + 2.19.(2,5) - 5.37,5.(19 - 7,4)}{2 \cdot t_e}$$

$$L = 172,7 \text{ mm}$$

Para as condições de projeto abordadas será necessário um flange de pescoço (*welding neck*) com face de ressalto (*raised-face*) e de classe #300.

Figura 50 – Seleção de flange apropriado para bocais de 16 polegadas



A partir da espessura da parede do bocal escolhida será selecionada uma espessura de pescoço para o flange de 21,4 mm. A classe de flange escolhida permite pressões de até 48,7 Bar, um valor consideravelmente acima da pressão de operação do vaso de pressão.

Resumindo, os bocais de 16" serão confeccionados com chapas de 19 mm de espessura, anéis de reforço de 37,5 mm de espessura e 180 mm de largura. Por último, utilizarão flanges WN-RF Sch.80 classe #300. A projeção externa de acordo com a Tabela 7 deve ser 250 mm.

f) Bocais de 24 polegadas

Por último serão especificados os bocais de 24". Antes de iniciar o dimensionamento é necessário verificar se a dimensão deste bocal de visita atende a norma N-253 da Petrobrás, de acordo com a Tabela 4 pode-se verificar que 24" atende as exigências da norma.

No vaso estudado existem 2 unidades destes bocais, uma situada no casco cilíndrico e a outra no tampo.

Da mesma maneira que os bocais anteriores, mesmo situados em locais diferentes os resultados se aproximam bastante.

A espessura mínima da parede do bocal será:

$$t = \frac{P \cdot R}{SE + 0,4P} + c$$

Onde:

P: 30 bar, de acordo com a Tabela 2;

R: 300 mm;

S: 1377, de acordo com a Tabela 12 (Anexo C);

E: 1, de acordo com a Tabela 11 (Anexo B);

c: 3, de acordo com a Tabela 2.

$$t = \frac{30.300}{1377.1 + 0,4.30} + 3 = 9,5 \text{ mm}$$

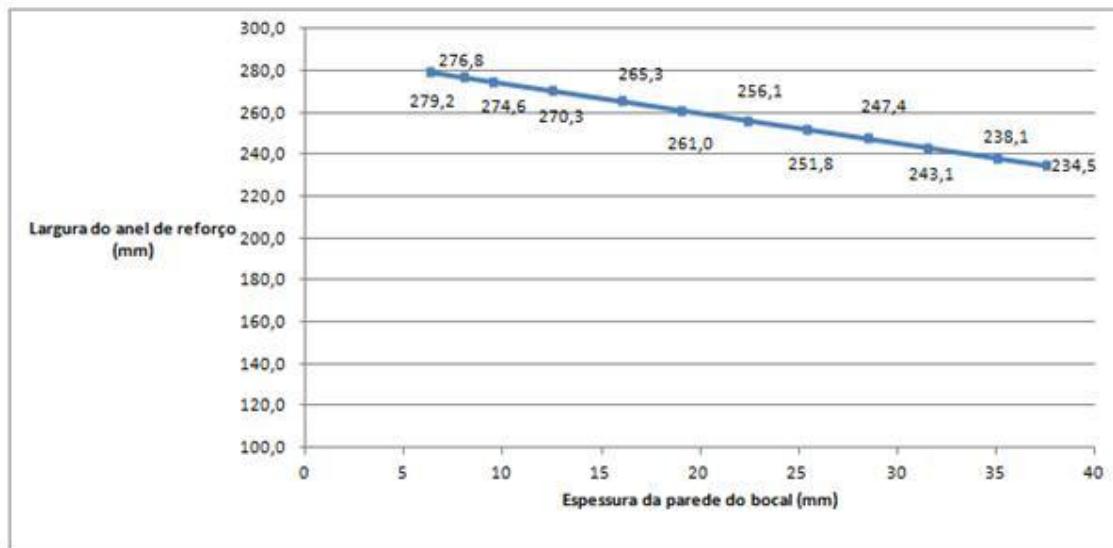
O caso deste bocal é bastante semelhante ao caso anterior. Um tubo sem costura de 24" geralmente é importado e tem um custo bem elevado, desta forma a melhor opção é calandrar uma chapa do mesmo material do vaso de pressão (SA 516 Gr.70), por este motivo que a tensão admissível do material foi novamente modificada.

A norma N-253 da Petrobrás menciona a obrigatoriedade da utilização de tubos sem costura até 12", acima deste diâmetro pode-se utilizar tubos com costura.

Para um bocal de grandes dimensões a uma pressão de projeto elevada, o uso de reforço será praticamente obrigatório, desta forma será mais uma vez pré-selecionada a espessura da chapa do anel de reforço como sendo a máxima possível (37,5 mm).

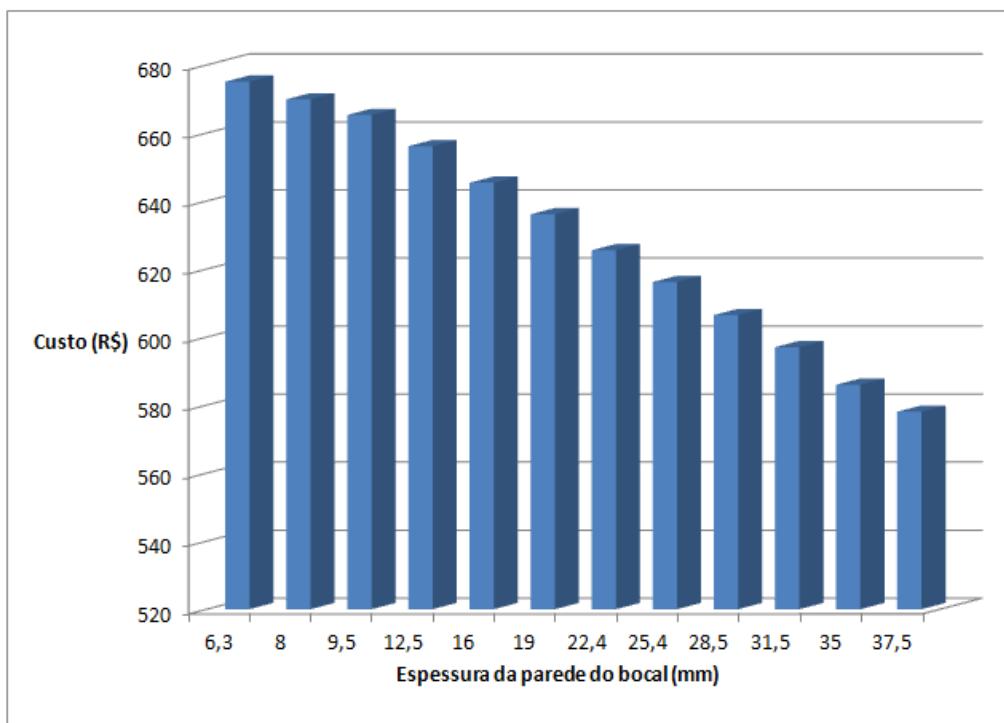
Para ajudar na escolha da espessura da chapa utilizada para confecção do bocal, vamos relacionar esta espessura com a largura do reforço de acordo com a Figura 51.

Figura 51 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 24 polegadas



Pode-se ainda realizar outro comparativo de extrema importância para o projeto, o custo do reforço a ser instalado com a espessura do bocal.

Figura 52 – Gráfico largura do anel de reforço x espessura da parede do bocal para bocais de 24 polegadas



Da mesma maneira que os bocais anteriores, não é ideal escolher uma largura de reforço muito pequeno devido à dificuldade de adequação à geometria do vaso de pressão na hora de sua instalação. Desta maneira a melhor opção é escolher uma espessura da parede de bocal que proporcione uma largura, bem como um custo mediado. Novamente a melhor opção é fabricar o bocal utilizando chapa de 19 mm.

O próximo passo é especificar a dimensão do reforço:

$$L = \frac{d \cdot t_r + 2 \cdot t \cdot t_n - d \cdot (t - t_r) + 2 \cdot t_n(t - t_r) - 5 \cdot t(t_n - t_{rn})}{2 \cdot t_e}$$

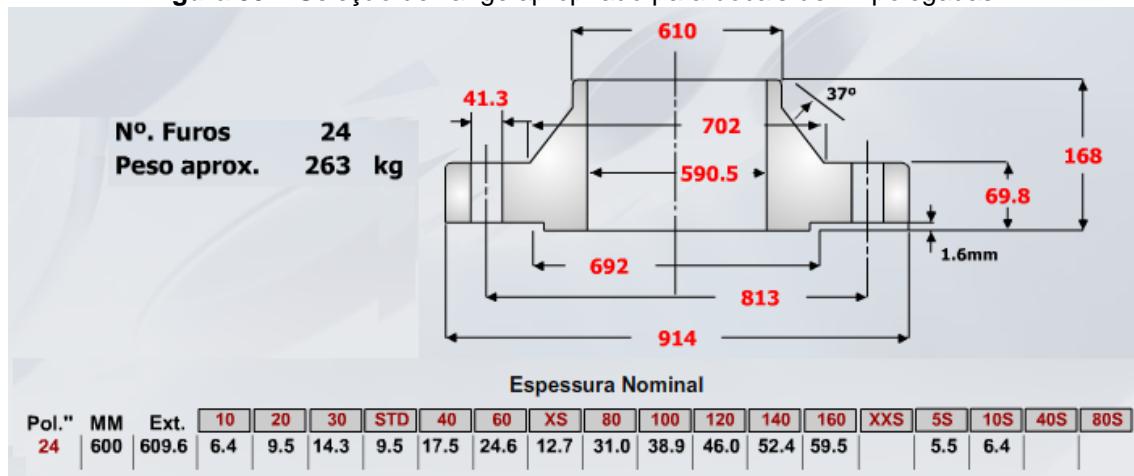
$$L = \frac{600 \cdot 35 + 2 \cdot 37,5 \cdot 19 - 600 \cdot (37,5 - 35) + 2 \cdot 19 \cdot (2,5) - 5 \cdot 37,5 \cdot (19 - 7,4)}{2 \cdot t_e}$$

$$L = 261,02 \text{ mm}$$

Para finalizar a especificação do bocal, deve-se selecionar corretamente um flange que atenda ao projeto.

Como foi visto no capítulo 6, para as condições de projeto abordadas será necessário um flange de pescoço (*welding neck*) com face de ressalto (*raised-face*) e de classe #300.

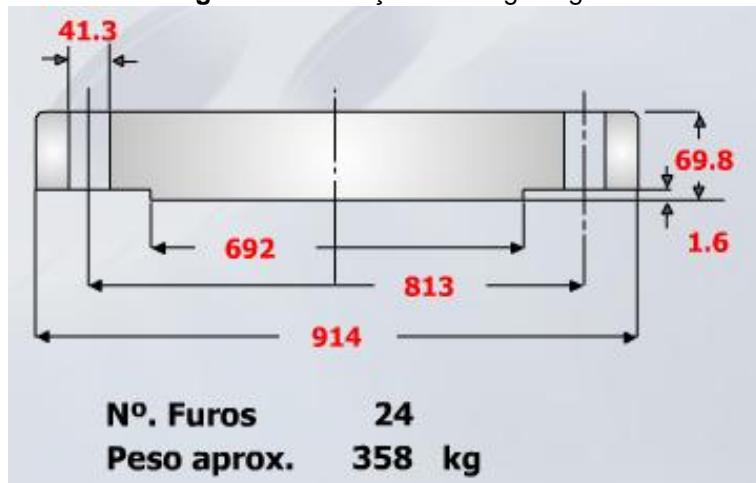
Figura 53 – Seleção de flange apropriado para bocais de 24 polegadas



Fonte: Conforja

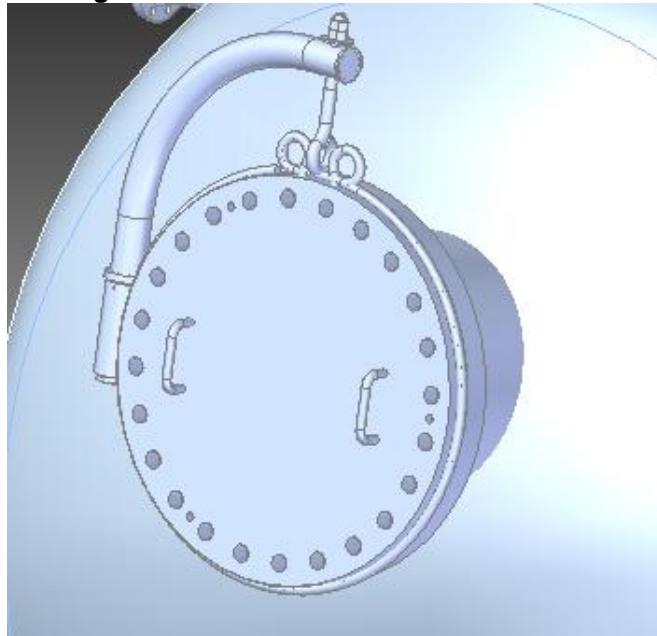
A partir da espessura da parede do bocal escolhida será selecionada uma espessura de pescoço para o flange de 31 mm. A classe de flange escolhida permite pressões de até 48,7 Bar, um valor consideravelmente acima da pressão de operação do vaso de pressão.

Os bocais de 24" neste projeto são utilizados para inspeção, conhecidos com *man-holes*, por este motivo devem possuir flanges cegos com classe de pressão #300.

Figura 54 – Seleção de flange cego

Fonte: Conforja

Foi visto no capítulo 6 que os bocais de visita possuem um dispositivo de abertura chamado Davit, para melhor visualização deste dispositivo foi realizada uma modelagem no Solid Edge como pode ser observado na Figura 55.

Figura 55 – Davit utilizado no bocal de visita

Resumindo, os bocais de 24" serão confeccionados com chapas de 19 mm de espessura, anéis de reforço de 37,5 mm de espessura e 270 mm de largura, flanges WN-RF Sch.80 classe #300, flanges cegos classe #300 e Davit. A projeção externa de acordo com a Tabela 7 deve ser 200 mm.

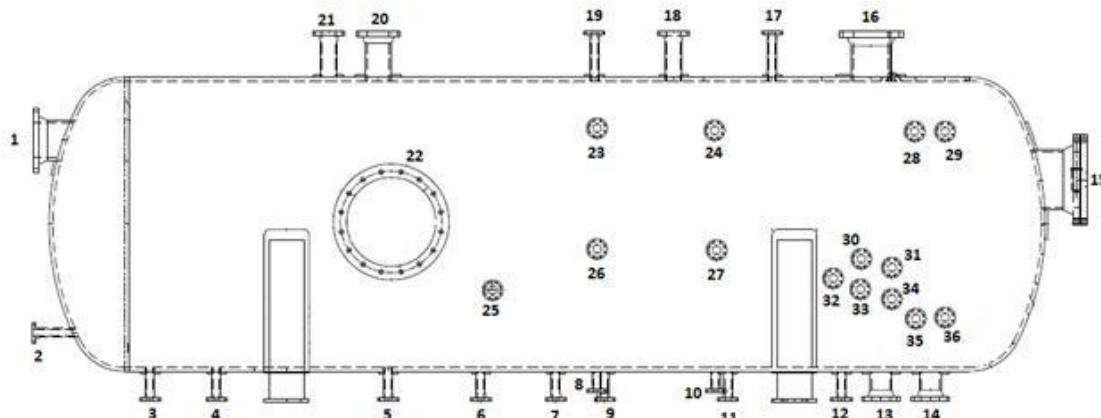
7.3.4 Posicionamento dos Bocais no Vaso de Pressão

No capítulo 5 foi abordada a etapa de engenharia de processos para a realização do projeto mecânico do vaso de pressão. Foi mencionado que é nesta etapa que ocorre o estudo do processo envolvendo o equipamento e a determinação dos dados de projeto bem como a relação dos bocais necessários para o vaso desempenhar sua função exigida em seu local de instalação.

O projeto de processo propõe o posicionamento dos bocais de acordo com a necessidade da planta a ser construída e é no projeto mecânico que ocorre o estudo para verificar o posicionamento correto desses dispositivos.

A partir da Figura 56 é possível observar o posicionamento dos bocaíns, a Tabela 8 deve ser consultada para melhor orientação da função de cada um.

Figura 56 – Disposição dos bocais no vaso de pressão



Fonte: SBM Offshore, 2012

Tabela 8 – Resumo dos bocais com respectivas funções

BOCAIS		
ÍNDICE	SERVIÇO	FUNÇÃO
1	Well Fluids Inlet	Entrada de fluido
2	Utility Connection	Utilidades gerais
3/5/9/12	Drain	Escoamento dos fluidos de serviço
4/6/11	Sand Flush	Serviços específicos
7	Drain	Escoamento dos fluidos de serviço
8/26/23	Interface LT (CONTROL)+ LG	Instrumentação
10/27/24	Interface LT (ESD)+ LG	Instrumentação
13	Produced Water Outlet	Saída de fluido de serviço
14	Crude Oil Outlet	Saída de fluido de serviço
15/22	Manhole	Inspeção
16	Gas outlet	Saída de fluido de serviço
17	Vent	Bocal de respiro
18	Spare Nozzle	Bocal reserva
19	Pressure Transmiter	Utilidades gerais
20	PSV Connection	Alívio de pressão
21	Spare Nozzle	Bocal reserva
25	Thermowell	Instrumentação
28/29	LG + LT	Instrumentação
30-34	Sample Connections	Utilidades gerais
35/36	LST	Dispositivo contra incêndio

Fonte: SBM Offshore, 2012

Pode-se observar que os bocais de entra e saída estão posicionados distantes entre si, para evitar curto-circuito dentro do vaso, estando próximos das extremidades do vaso (recomendação norma Petrobrás N-253).

Os bocais de entrada do produto estão suficientemente afastados dos instrumentos de medições, para evitar perturbações e afetar a leitura do dispositivo.

Pode-se observar a existência de vários drenos, pois o vaso em questão não é completamente drenável pela sua própria tubulação e como possui grande dimensão são necessários alguns drenos. Este bocal é posicionado no fundo do vaso para melhor escoamento do fluido e drenagem completa do equipamento.

É importante salientar que todos os bocais devem estar posicionados em apenas um lado do casco cilíndrico para melhor alocação do vaso de pressão

em seu local de serviço, pois se deve lembrar que em cada bocal, exceto os bocais de visita, tubulações serão interligadas.

Com isso todo o dimensionamento e posicionamento dos bocais foram realizados.

7.3.5 Cálculo dos Suportes para o Vaso de Pressão

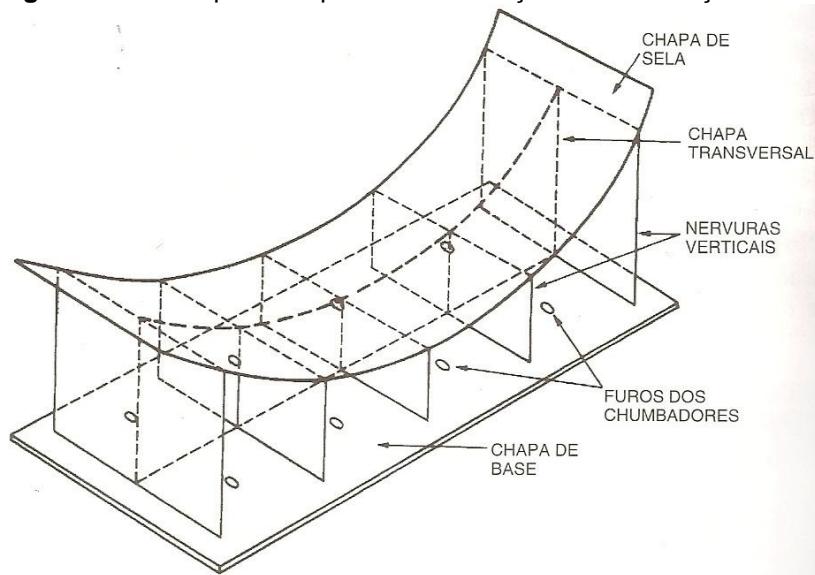
O próximo passo do projeto mecânico do vaso de pressão é a determinação das dimensões do suporte do vaso de pressão, conhecido como berços (*saddles*). Este acessório foi devidamente apresentado no capítulo 6.

Com o intuito de minimizar o preço, será selecionado para a confecção dos berços um material diferente do escolhido para o resto do vaso de pressão, o aço ASTM A-36. Este material é um aço estrutural, largamente usado na indústria de montagem de estruturas metálicas, além de possuir menor preço de mercado do que o AS-516 Gr.70.

Com os berços e o resto do vaso sendo especificados com materiais diferentes, existe a necessidade da instalação de uma placa de sela (*web plate*) para realizar uma espécie de transição de materiais. Os principais componentes dos berços podem ser observados na Figura 57.

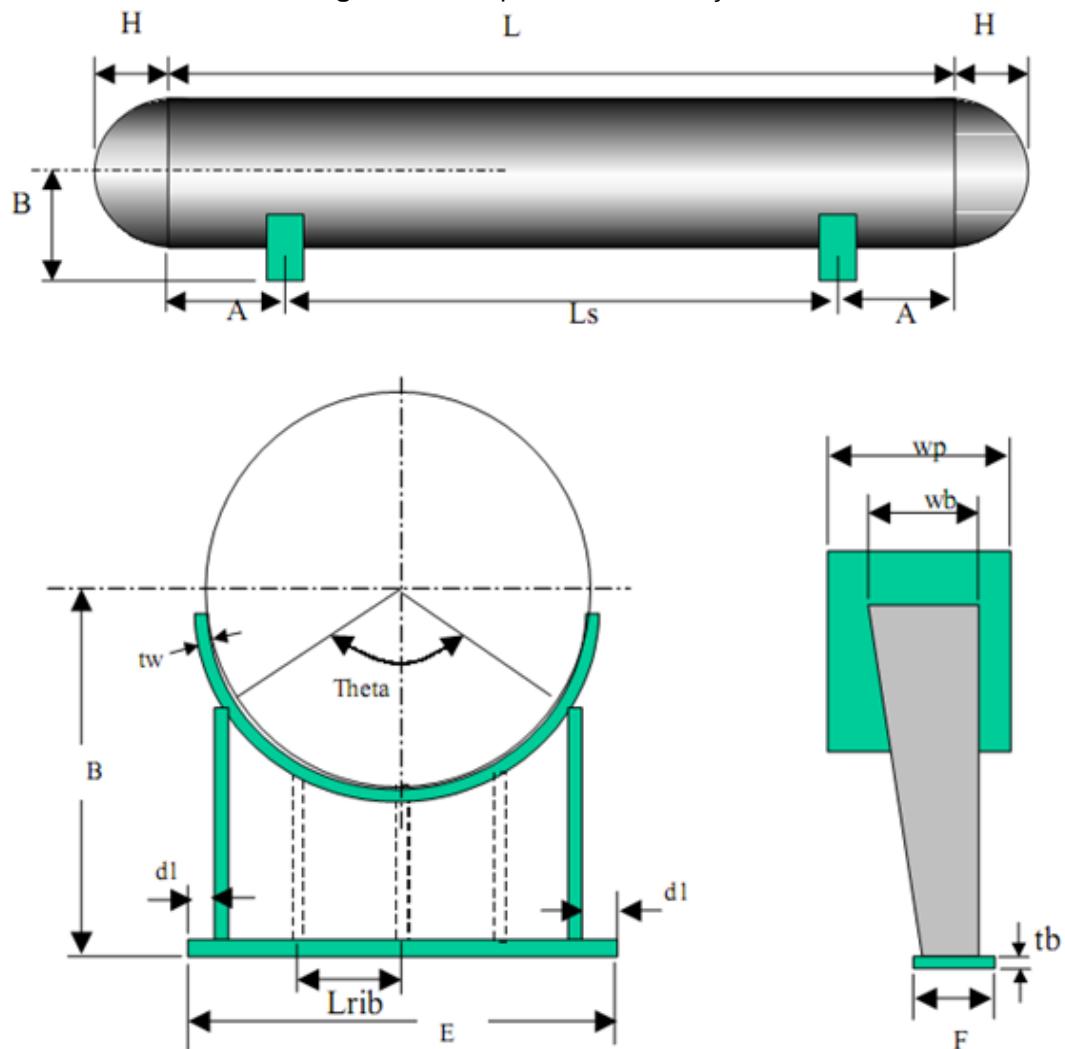
Como já mencionado anteriormente, para a concepção deste projeto bem como confirmação dos cálculos realizados, foi utilizado um *software* próprio para projetos de vasos de pressão. Este programa realizou o dimensionamento correto para estes berços, inclusive considerando uma carga de vento de 72 Km/h, exatamente como especificado nos dados de projeto.

Figura 57 – Principais componentes de berços de sustentação



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Figura 58 – Esquemático dos berços



Fonte: Codeware Compress

A Tabela 9 usa como referência a Figura 58 para determinar o dimensionamento que atende da melhor maneira a carga a ser suportada.

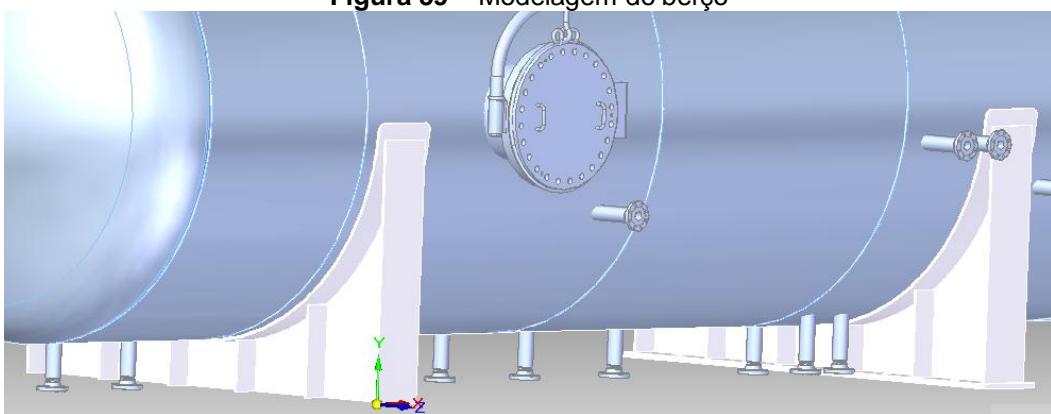
Tabela 9 – Dimensionamento dos berços

ÍNDICE	DESCRIÇÃO	MEDIDA (mm)
B	Distância da linha de centro até a base do berço	1800
A	Distância da linha tangente ao centro do berço	1775
Ls	Distância entre os berços	5450
Theta	Ângulo de abraçamento da chapa de sela	120
tw	Espessura da chapa de sela	16
d1	Folga entre o final da chapa de base e as nervuras verticais	50
E	Comprimento da chapa de base	3123,5
Lrib	Distância entre as nervuras verticais	503,91
tb	Espessura da chapa de base	31,5
F	Largura da chapa de base	450
wb	Largura das nervuras verticais	350
wp	Largura da chapa de sela	450

Após a modelagem do berço (Figura 59) é possível obter alguns dados específicos:

- O peso de cada berço é **762 Kg**;
- Peso suportado pelo berço direito: **16.052,63 Kg**;
- Peso suportado pelo berço direito durante teste hidrostático: **50.360 kg**;
- Peso suportado pelo berço esquerdo: **14.766,7 Kg**;
- Peso suportado pelo berço esquerdo durante teste hidrostático: **50.361,46 Kg**.

Figura 59 – Modelagem do berço



7.4 PROCESSOS DE PRÉ-AQUECIMENTO E TRATAMENTO TÉRMICO DE ALÍVIO DE TENSÕES

O processo de pré-aquecimento deve seguir o Apêndice R da norma ASME, Seção VIII, Divisão 1 e deve ser empregado na soldagem para auxiliar na realização e acabamento da junta soldada.

A necessidade desse processo bem como a temperatura de pré-aquecimento dependem de uma série de fatores como análise química do material, grau de restrição das partes soldadas, elevadas propriedades físicas e grandes espessuras.

O calor proveniente da solda pode auxiliar na manutenção da temperatura de pré-aquecimento após o início do processo de soldagem, o controle dessa temperatura pode ser realizado próximo da solda. O método ou extensão da aplicação do pré-aquecimento não é especificamente fornecido e especificado por normas.

Normalmente quando 2 tipos de diferentes de materiais são unidos por um processo de soldagem, será utilizada a maior temperatura de pré-aquecimento dos materiais envolvidos na soldagem.

De acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, as temperaturas de pré-aquecimento são especificadas de acordo com o material em que a solda é realizada. Esses materiais são classificados da seguinte maneira:

- P-NO. 1 Grupo Nº 1,2 e 3

79°C para materiais que possuem o teor máximo de carbono de 0,3% e espessura de no mínimo 25 mm.

- P-NO. 1 Grupo Nº 1,2 e 3

79 °C para materiais que possuem tensão admissível de 480 MPa e espessura mínima de 16 mm.

- P-NO. 4 Grupo Nº 1 e 2

121 °C para materiais que possuem tensão admissível de 410 MPa e espessura mínima de 13 mm.

- P-NO.5A e 5B Grupo Nº 1

121 °C para materiais que possuem tensão admissível de 410 MPa, espessura mínima de 13 mm e composto de 6% de cromo.

Após identificar o grupo em que o material utilizado na concepção do vaso de pressão se inclui, é possível especificar o tratamento térmico para alívio de tensões de acordo com a norma ASME, Seção VIII, Divisão 1, parágrafo UCS-56.

Este tratamento térmico também é conhecido como *Post Weld Heat Treatment* (PWHT), que consiste em um aquecimento até uma temperatura abaixo da transformação do aço, na qual o vaso é mantido durante algum tempo e depois é resfriado lentamente. O alívio de tensões tem por finalidade reduzir as tensões residuais decorrentes da soldagem e da conformação a frio. Períodos muito longos podem causar fragilização do metal pelo crescimento exagerado dos grãos e também pela severa descarbonetação superficial.

A velocidade de resfriamento do material, a partir da temperatura máxima, é um fator de extrema importância em qualquer tratamento térmico. Exceto para o tratamento de têmpera, onde se obtém aços de alta resistência, o resfriamento deve ser o mais lento possível e também o mais uniforme possível em todo o equipamento. Taxas muito desiguais de resfriamento poderão causar altas tensões residuais, empenos e trincas no material.

A realização do tratamento térmico para alívio de tensões segue os parágrafos UCS-59, UCS-79, UHT-79 e ULT-79 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 e é exigido geralmente nos seguintes casos:

- Após conformação a frio de chapas em que ocorre estiramento da fibra mais distendida do material superior a 5%;
- Em vasos para serviços envolvendo hidrogênio;
- Em vasos para serviços sujeitos à fratura frágil ou à corrosão sob tensão;
- Quando a espessura da chapa utilizada para a fabricação é superior a:
 - 32 mm, caso não ocorra pré-aquecimento antes do processo de soldagem;
 - 38 mm, caso ocorra pré-aquecimento antes do processo de soldagem;

A temperatura a ser mantida durante o processo de tratamento térmico bem como o tempo mínimo de exposição a esta temperatura são especificados pelas Tabelas do Anexo E.

Com base nas informações apresentadas acima e nos dados de projeto, pode-se determinar a necessidade do tratamento térmico e especificá-lo.

Primeiramente deve-se realizar um cálculo para mensurar o estiramento da fibra mais distendida do material utilizado no casco cilíndrico e nos tampos devido aos processos de calandragem e conformação, respectivamente. Os cálculos seguem o parágrafo UCS-79 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

$$\% \text{ Estiramento da fibra} = \frac{75t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \quad (1)$$

$$\% \text{ Estiramento da fibra} = \frac{75t}{R_f} \left(1 - \frac{R_f}{R_o} \right) \quad (2)$$

Onde,

R_F = Raio no final da linha de centro;

R_O = Raio original da chapa, é considerado infinito para chapa plana;

t = Espessura da chapa.

A equação (1) faz referência ao casco e a equação (2) faz referência ao tampo, a diferença das equações ocorre ao número de curvaturas realizadas na fabricação. Desta maneira iremos obter os seguintes valores.

$$\% \text{ Estiramento da fibra} = \frac{75.37,5}{1450} \left(1 - \frac{1450}{\infty}\right) = 1,94\%$$

$$\% \text{ Estiramento da fibra} = \frac{75.44,5}{515} \left(1 - \frac{515}{\infty}\right) = 6,48\%$$

O valor do raio no final da linha de centro para o tampo foi obtido através do software de projeto para vasos de pressão Codeware Compress.

É possível observar que o valor encontrado para os tampos ultrapassa 5%, desta forma o tratamento térmico para alívio de tensões é necessário analisando este quesito. Será analisado agora o tipo e características do material, além do serviço desempenhado pelo equipamento.

Pela norma da Petrobrás N-1706, vasos de pressão que operam utilizando sulfeto de hidrogênio devem receber tratamento térmico (TTAT), desta forma o vaso em estudo deve obrigatoriamente receber o tratamento em questão.

Deve-se salientar que para a fabricação devem ser adquiridas chapas de 44,5mm de espessura e mesmo recebendo pré-aquecimento ultrapassam 38 mm, desta forma o equipamento inteiro deve ser submetido ao processo de tratamento térmico para alívio de tensões (TTAT).

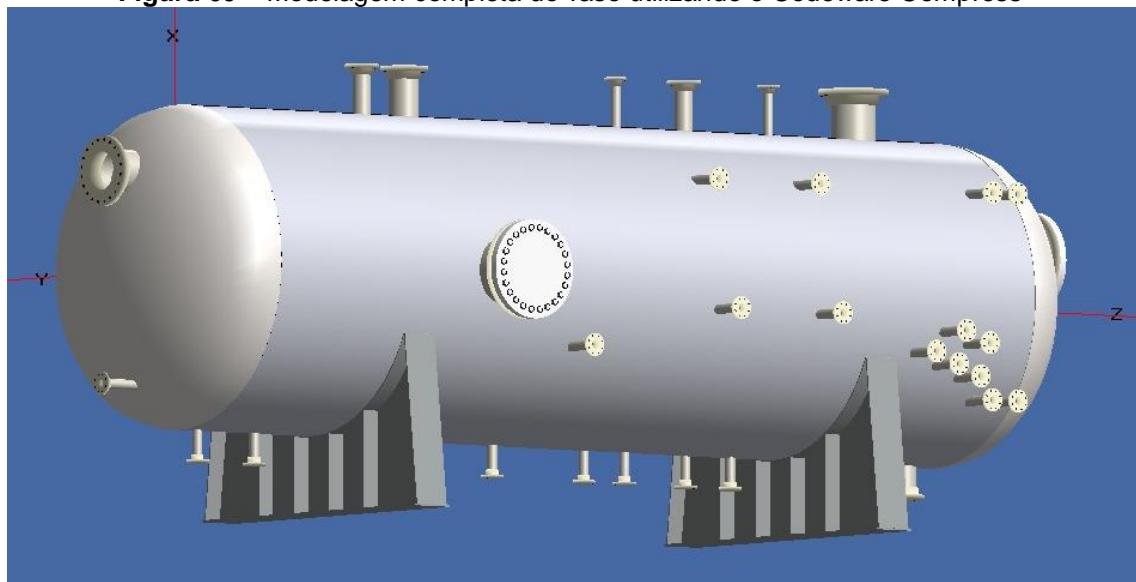
Os materiais SA 516 Gr.70, SA 105 e SA 106 Gr. B se enquadram na classe P-NO. 1 Grupo Nº 1,2 e 3, portanto devem receber um pré-aquecimento de 79°C.

De acordo com a Tabela 13 do Apêndice E, o vaso de pressão deve ser mantido a 595°C durante cerca de 1h 30 minutos no processo de tratamento térmico para alívio de tensões.

7.5 MODELAGEM DO VASO DE PRESSÃO

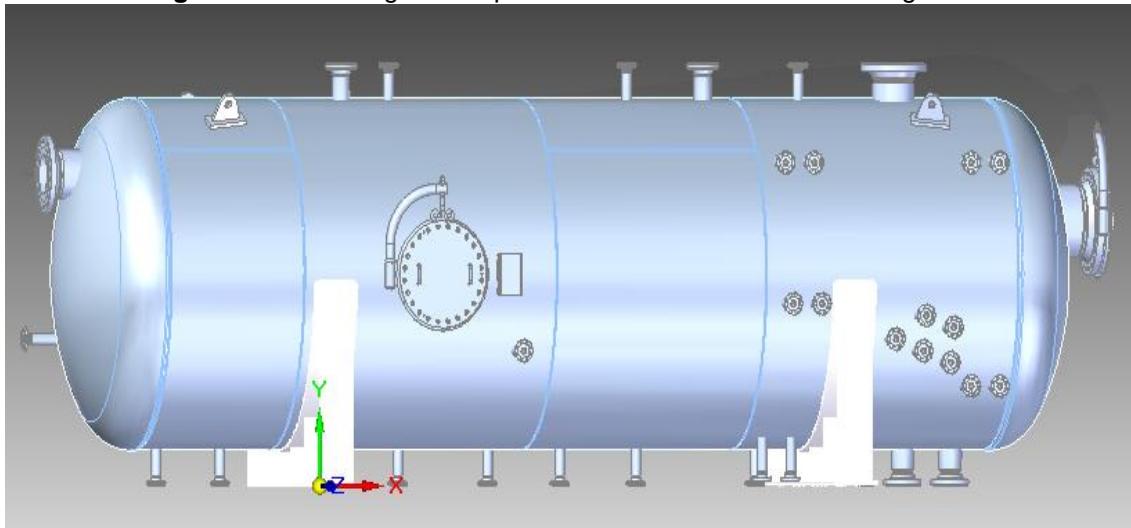
Foram realizadas modelagens do vaso de pressão em 2 softwares diferentes. A primeira modelagem foi realizada utilizando o Codeware Compress, um programa próprio para projetos de vasos de pressão e trocadores de calor (Figura 60).

Figura 60 – Modelagem completa do vaso utilizando o Codeware Compress



Foi realizada outra modelagem do vaso de pressão no software Solid Edge ST4, conforme a Figura 61.

Figura 61 – Modelagem completa do vaso utilizando o Solid Edge ST4



Com base nas modelagens realizadas, os programas utilizados retornaram os seguintes valores referentes ao vaso de pressão:

- Peso do vaso vazio (Corroído): **32.343 Kg**;
- Peso do vaso: **34.809 Kg**;
- Peso do vaso durante teste hidrostático: **100.778 Kg**;
- Centro de gravidade: **4.608,99 mm**;
- Capacidade do vaso (Corroído): **66.131 litros**;
- Capacidade do vaso: **65.832 litros**.

A capacidade do vaso de pressão não considera o volume nos bocais, tubulações ou quaisquer outros anexos utilizados.

O projeto mecânico do vaso de pressão em estudo termina aqui. Agora irá ser realizada uma breve explicação sobre o processo de fabricação deste equipamento.

8. FABRICAÇÃO, INSPEÇÃO E CONTROLE DA QUALIDADE DO VASO DE PRESSÃO

Neste tópico serão abordadas as principais informações sobre fabricação, inspeção e qualidade de um vaso de pressão. Será feito apenas um apanhado geral, dando-se ênfase principalmente aos diversos aspectos que interferem ou podem ter influência no projeto de um vaso de pressão.

O foco deste tópico serão os vasos metálicos de fabricação convencional, feitos a partir de chapas ou tubos, não incluindo vasos cladeados, vasos forjados ou alguma outra fabricação especial.

A Figura 62 mostra a vista interna de uma oficina de fabricação de vasos de pressão.

Figura 62 – Fábrica de vasos de pressão



Fonte: KNM Group Brasil, 2012

8.1 ETAPAS DA FABRICAÇÃO E CONTROLE DA QUALIDADE

No caso mais geral, a fabricação, inspeção e o controle da qualidade dos vasos de pressão incluem as etapas listadas a seguir. Essa listagem está feita na ordem cronológica usual, embora não obrigatória, podendo às vezes haver pequenas alterações nessa ordem.

Preparação:

1. Levantamento da matéria-prima necessária (inclusive consumíveis para a soldagem) – Estudo de possíveis alternativas de materiais;
2. Encomenda ou requisição da matéria-prima;
3. Recepção e identificação da matéria-prima; verificação dos certificados da qualidade; inspeção dimensional, reparos e marcação codificada de identificação da matéria-prima;
4. Estocagem da matéria-prima.

Traçagem, corte e conformação:

5. Traçagem sobre as chapas; transferência das marcas de identificação;
6. Corte das chapas e preparação dos chanfros para solda; corte de tubos;
7. Conformação de chapas e outros componentes; verificação dimensional.

Preparação para a soldagem:

8. Qualificação dos procedimentos e dos soldadores e operadores de soldagem;
9. Qualificação dos procedimentos e dos operadores de soldagem e inspetores de exames não destrutivos;
10. Fabricação de bocais, flanges, reforços, suportes e outros acessórios soldados ao vaso;
11. Usinagem de flanges, espelhos, faces de assentamento de juntas de vedação etc.;

12. Preparação para a soldagem: estudo da sequência de soldagem e de montagem; preparação e colocação dos dispositivos auxiliares de soldagem.

Soldagem do vaso de pressão:

13. Soldagem de anéis completos, seções ou outros subconjuntos do vaso; soldagem dos tampos;
14. Soldagem do vaso completo;
15. Soldagem de bocais, flanges, reforços, anéis de vácuo e outros acessórios soldados internos ou externos;
16. Inspeção (exames não destrutivos) e reparos de solda;
17. Tratamentos térmicos na fábrica.

Acessórios e limpeza:

18. Fabricação e instalação de acessórios não soldados ao vaso;
19. Limpeza externa e interna do vaso.

Testes e inspeção dimensional final:

20. Testes de pressão de estanqueidade;
21. Inspeção dimensional final do vaso.

Aplicação de revestimentos e testes adicionais:

22. Aplicação de revestimentos especiais, metálicos ou não metálicos;
23. Testes adicionais exigidos;

Transporte do vaso:

24. Inspeção final e preparação para embarque;
25. Transporte do vaso (inteiro ou em seções);
26. Preparação da base do vaso; estudo do levantamento de cargas.

8.2 TRABALHOS PREPARATÓRIOS COM A MATÉRIA-PRIMA

Uma vez recebido ou completado o projeto do vaso, o primeiro trabalho a ser feito, com relação à matéria-prima, é o levantamento de todo o material necessário à fabricação do vaso, inclusive os consumíveis (eletrodos, fluxos etc.) para a soldagem. Esse levantamento deve ser acompanhado da descrição e especificação completas de cada tipo de material, para permitir a sua compra ou requisição rapidamente e sem erros. É importante observar que, na especificação de um material para a compra não basta a simples citação de uma especificação de uma sociedade de normalização (ABNT, ASTM etc.) que descreva o material, porque essas especificações contêm frequentemente numerosos requisitos suplementares, não obrigatórios, que podem ou não ser exigidos. Assim, em cada caso, deve ser indicada não só a especificação como também relacionados os requisitos suplementares que sejam exigidos, caso houver. Deve ser observado também que a maioria das especificações abrange mais de uma qualidade de material, distinguidas entre si pelas designações de graus, tipos, ou classes, que devem ser obrigatoriamente especificados em cada caso.

É também na fase de encomenda da matéria-prima que pode ser necessário um estudo de possíveis alternativas de materiais, para baratear o custo do vaso, ou para abreviar o prazo de fabricação. É importante observar, entretanto, que qualquer substituição de material, mesmo que pareça irrelevante, só pode ser feita com o conhecimento e aprovação formal do projetista do vaso, e em geral também do usuário ou do comprador.

Toda matéria-prima ao ser recebida na fábrica deve obrigatoriamente passar por uma rotina de inspeção e identificação que deve consistir em:

- Confronto dos certificados da qualidade emitidos pelos fabricantes (que devem acompanhar todos os materiais) com as respectivas requisições de compra e com as marcas das usinas produtoras que devem estar gravadas ou escritas em cada peça ou embalagem. No caso de

produtos siderúrgicos (chapas, tubos, perfis etc.) as marcas de usina incluem sempre o número da corrida do aço;

- Inspeção visual e dimensional de cada peça;
- Confronto dos resultados de composição química, ensaios mecânicos e ensaios não destrutivos do material, que constam nos certificados de qualidade com os valores exigidos na respectiva especificação do material.
- Marcação codificada de identificação, depois de assegurada a sua correta identificação. Essa marcação consiste geralmente na pintura de símbolos ou cores convencionais para cada tipo de material com a finalidade de permitir sua fácil identificação no futuro. A marcação deve ser feita obrigatoriamente em cada peça e para evitar enganos e esquecimentos recomenda-se que seja feita imediatamente depois de confirmada a identificação do material;

É importante lembrar que é possível a distinção visual entre as diversas qualidades de aço-carbono, assim como dos aços inoxidáveis entre si. Por esse motivo, é absolutamente indispensável um escrupuloso cuidado com a identificação correta dos materiais e sua imediata marcação para evitar o emprego inadvertido de algum material, que poderá ter graves consequências, até mesmo catastróficas.

Para outros materiais que não o aço-carbono, principalmente tratando-se de vasos de responsabilidade, é necessário que seja também feita uma análise química antes da marcação de identificação, para maior certeza da qualidade do material. Essa análise deve utilizar pelo menos o denominado “teste por pontos”, que é um ensaio qualitativo rápido, feito diretamente sobre o material, sem ser necessário retirar amostras.

Quando o certificado da qualidade do material suscita dúvidas, não é inteiramente confiável, ou suas informações não conferem exatamente com o que é exigido na Especificação de Material, é necessário que sejam tiradas amostras do material e enviadas a um laboratório para a execução dos exames

de composição química e ensaios mecânicos, tais como ensaios de tração, dobramento, impacto etc.

As chapas de grande espessura apresentam com alguma frequência defeitos de dupla laminação, inclusão de escórias etc. Esses defeitos, quando presentes nas bordas da chapa ou nas regiões de solda, podem prejudicar gravemente a soldagem, por esse motivo é muito recomendável o exame com ultrassom de chapas espessas, pelo menos na região próxima às bordas ou onde houver soldagem.

O exame com ultrassom é também normalmente exigido para as chapas espessas destinadas a vasos para serviço com hidrogênio, porque os defeitos internos podem constituir vazios para a acumulação do hidrogênio, resultando em empolamento da chapa como visto anteriormente na seleção de materiais para o vaso de pressão.

Como consequências da inspeção e dos exames feitos podem ser necessárias alguns reparos na matéria-prima, antes de sua utilização. Esses reparos são principalmente o desempeno e o desamassamento de chapas e reparos de solda de defeitos superficiais e internos. Todos os reparos devem ser feitos com os devidos cuidados para não prejudicar o material.

A reparação de chapas amassadas ou empenadas pode ser feita em prensas ou máquinas desempenadeiras. As chapas grossas e os perfis laminados podem ainda ser desempenados por um aquecimento localizado com maçarico, do lado convexo da parte deformada; a contração que segue tenderá a corrigir a deformação. Todas essas reparações, quando necessárias, devem ser feitas antes da traçagem da chapa.

Não deve ser permitido o uso de qualquer forma de martelamento a frio, seja para reparar empenos, amassamentos, deformações de soldagem, para realizar ou corrigir uma conformação. Essa proibição está inclusive no código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-79), que só permite martelamento estando o material em temperatura para forjamento.

A correta estocagem da matéria-prima é um ponto muito importante, principalmente quando o tempo de armazenagem for longo ou a atmosfera local for agressiva. As chapas devem de preferência ser armazenadas em posição vertical, principalmente quando em local não abrigado. Quando isso não for possível podem ficar em posição horizontal, mas é indispensável que sejam corretamente calçadas para evitar empenos, deformações, para que não fiquem em contato direto com o solo e estejam inteiramente a salvo de lama ou inundações.

8.3 TRAÇAGEM E CORTE

A traçagem consiste na marcação, sobre cada chapa, das linhas onde devem ser feitas operações de corte, solda, dobramento, furação ou outras operações de fabricação. Mesmo para as chapas que sejam aproveitadas inteiras na fabricação do vaso, há sempre necessidade de traçagem para o esquadrejamento perfeito dos ângulos e a marcação correta das linhas de corte nos quatro lados.

Para a traçagem de formatos complicados, como é o caso de gomos de esferas ou tampos, seções cônicas, interseções de cilindros ou de cones etc., é necessário muitas vezes desenhar a peça em tamanho natural para a confecção de um molde e a marcação é feita colocando-se o molde sobre a chapa. Só assim é possível, com a marcação manual, corrigir os erros gráficos de desenho e conseguir boa ajustagem e tolerâncias dimensionais finais dentro dos limites exigidos pelas normas.

A marcação sobre as chapas, quando manual, é feita riscando-se uma ferramenta de ponta dura, marcando-se com punção, ou riscando-se com tinta ou giz. Exceto para as linhas de corte, deve-se evitar a marcação com punção pontiagudo em materiais sujeitos à fratura frágil, porque a mossa do punção pode desencadear uma fratura.

Muitos fabricantes possuem equipamentos automáticos e computadorizados para a marcação de chapas que transferem as informações dos desenhos

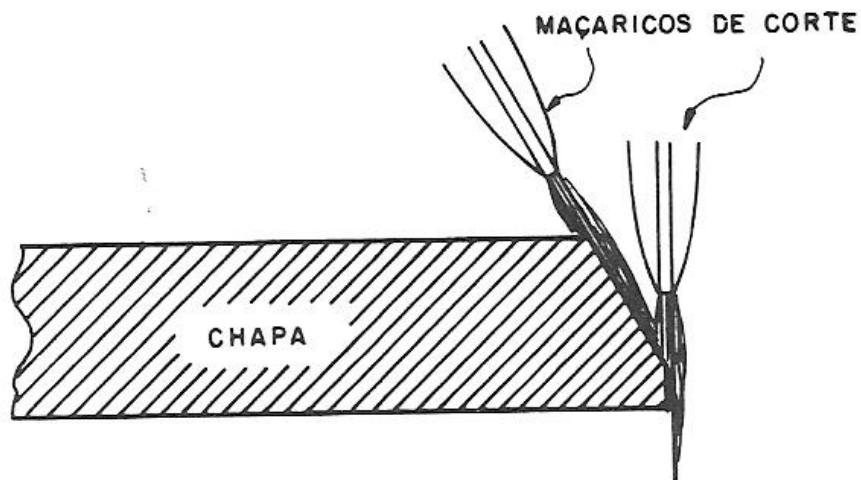
diretamente para as chapas, com um mínimo de erros e sem necessidade de moldes ou desenhos em tamanho natural para os formatos difíceis. A transferência direta de informações dos desenhos para as chapas pode também ser feita por processos de marcação óptica.

É importante observar que sempre que uma chapa ou um tubo deva ser retalhado em mais de um pedaço, as marcas de identificação da usina siderúrgica devem ser obrigatoriamente transferidas para todos os pedaços, antes do corte, de forma a possibilitar posteriormente a correta identificação do material em cada pedaço, inclusive as dobras.

O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafo UG-77) e 2 (parágrafo AF-102), recomenda que as marcações estejam em tal posição que fiquem visíveis depois do vaso pronto, de forma que seja possível fazer-se no futuro, em qualquer época, o rastreamento da trajetória de cada parte componente do vaso, desde sua localização final no vaso pronto até sua origem na usina produtora do material ou vice-versa.

O corte de chapas e de tubos de aço é normalmente feito a maçarico com chama oxiacetilênica (oxicorte), podendo também ser usado o corte a plasma, o corte com eletrodo de carvão ou outros meios. O corte retilíneo de chapas finas (até 6 mm) pode ser feito mecanicamente em guilhotinas. Com o maçarico é possível fazer-se cortes com qualquer traçado, e é possível também preparar simultaneamente a borda da chapa para a solda, desde que o perfil do chanfro seja convexo e formado por segmentos de reta, como se vê na Figura 63.

Figura 63 – Preparação da borda da chapa para corte



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

O maçarico pode ter movimento automático ou semiautomático, inclusive para vários cortes simultâneos, sem necessidade de movimentar-se a chapa, obtendo-se grande precisão e alta velocidade de corte.

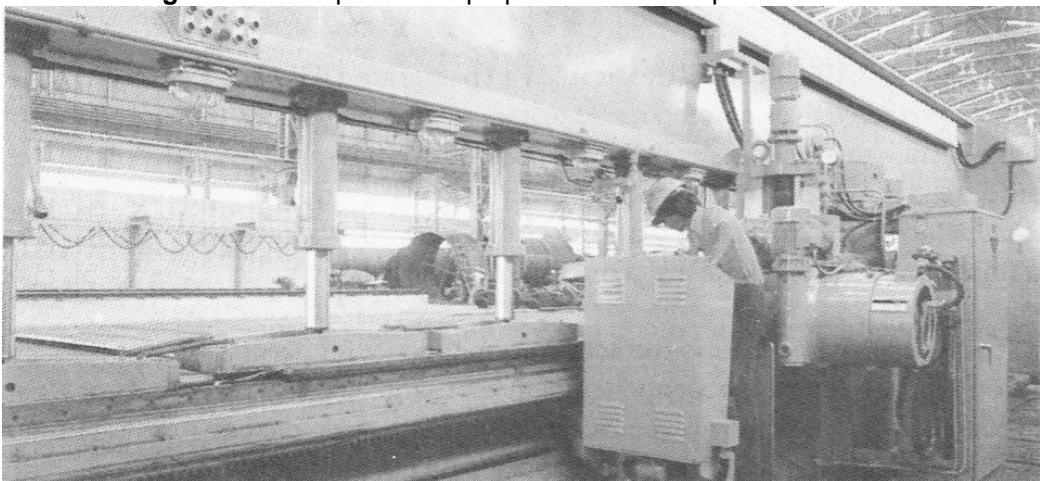
Para materiais muito temperáveis, como os aços de alto-carbono e os aços-liga, pode haver endurecimento excessivo e perda de ductilidade nas bordas cortadas a maçarico, recomendando-se um preaquecimento (como para soldas), para evitar a têmpera devido ao resfriamento rápido.

O código ASME, seção VIII, Divisões 1 (parágrafo UG-76) e 2 (parágrafo AF-112) exige que as escórias e partes queimadas ou descoloridas dos aços, em consequência do oxicorte, sejam removidas mecanicamente antes de qualquer outra operação com o material.

Para os aços-liga com teor de cromo acima de 5%, inclusive os inoxidáveis, não pode ser empregado o oxicorte, podendo ser usado o corte a plasma. O oxicorte convencional também não se aplica a metais não ferrosos.

A preparação das bordas de uma chapa e o corte podem ainda ser feitos mecanicamente, por usinagem, em uma plaina fresadora. A Figura 64 mostra uma dessas máquinas em operação.

Figura 64 – Chapas sendo preparadas em uma plaina fresadora

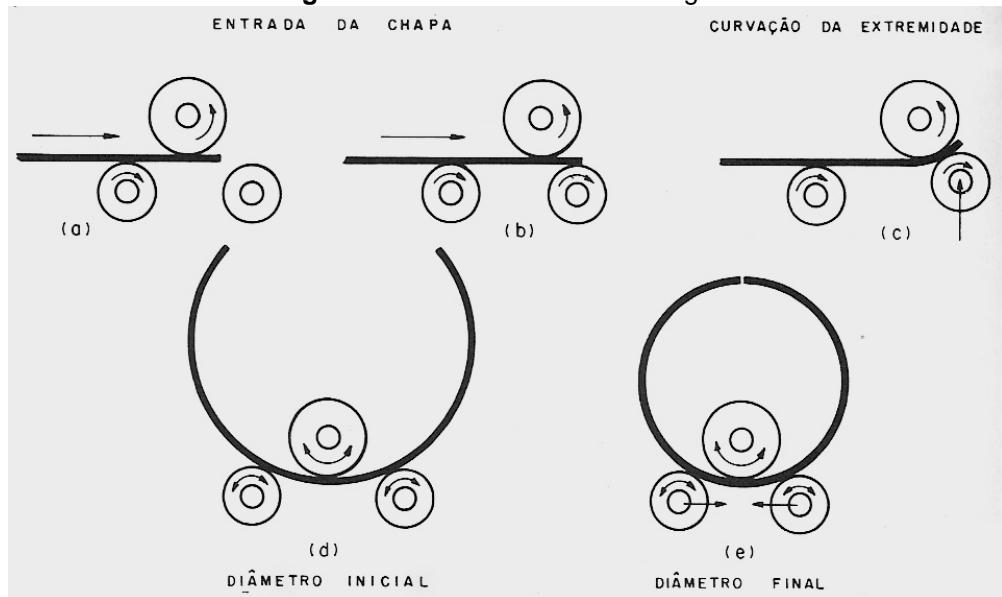


Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

8.4 CONFORMAÇÃO

A conformação de chapas, tubos, perfis e outros componentes compreende, entre outros, os processos de calandragem, prensagem, dobramento, estampagem e curvamento para a fabricação de corpos cilíndricos, cônicos e esféricos, seções de concordância, tampos de qualquer perfil bem como peças internas e externas de vasos de pressão.

A calandragem para a conformação de corpos cilíndricos ou cônicos a partir de chapas planas é feita em calandras, máquina evidenciada na Figura 65. Os rolos inferiores são motrizes e o superior é livre. Deslocando-se os rolos na horizontal e na vertical, ajusta-se a máquina para a etapa da operação, e para a espessura da chapa e o diâmetro desejado, como se vê na Figura 66.

Figura 65 – Processo de calandragem

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Antes de começar a calandragem propriamente dita, deve-se curvar as extremidades da chapa, para facilitar a passagem nos rolos e evitar que fiquem trechos planos; essa operação pode ser feita na própria calandra ou prensa.

Figura 66 – Processo de calandragem na fábrica

Fonte: KNM Group Brasil, 2012

Podem ser obtidas superfícies cilíndricas com qualquer ângulo central, inclusive a circunferência completa, bastando para isso que o rolo superior da máquina seja desmontável.

Em muitas calandras é possível colocar os rolos inferiores formando um ângulo entre si, permitindo dessa forma a obtenção de superfícies cônicas em lugar de cilíndricas.

A calandragem de chapas deve ser feita de preferência, e sempre que possível, na direção de laminação da chapa.

A conformação de tampos toriesféricos de chapa inteira é feita pelo abaulamento ou prensagem (*pressing*) da coroa central, seguida do rebordeamento (*spinning*) da região periférica. O abaulamento é geralmente processado em uma prensa utilizando-se uma ferramenta hemisférica maciça (denominada “pêra”) para a conformação. A peça é movimentada sob a pêra até que o abaulamento esteja completado. A conformação completa por prensagem propriamente dita é onerosa, justificando-se somente para a produção de grande número de peças iguais e relativamente pequenas.

O rebordeamento é feito em máquinas chamadas rebordeadeiras, onde o tampo gira sobre o seu eixo, ao mesmo tempo em que é conformado entre um rolo interno e um rolo externo. Durante a operação o rolo externo desloca-se radialmente, curvando a chapa contra o rolo interno.

Para os tampos, de qualquer perfil, construídos em gomos com soldas radiais, bem como para os cascos esféricos, os gomos são conformados inteiramente por prensagem como pode ser observado na Figura 67.

Figura 67 – Processo de conformação



Fonte: Gianturco, 2012

O controle geométrico da conformação de tampos e de gomos é feito por meio de gabaritos de chapa fina cuidadosamente recortados com o perfil desejado.

Qualquer conformação por prensagem e/ou por rebordeamento resulta em grande variação de espessura em relação à chapa plana primitiva, podendo haver, principalmente na região central, uma diminuição que pode atingir de 18 a 21% da espessura inicial. Essa perda de espessura deve obrigatoriamente ser levada em consideração.

A conformação por calandragem ou por prensagem pode ser feita, sem restrições, em qualquer chapa cladeada; o rebordeamento, entretanto, exige muito cuidado em chapas cladeadas, porque pode prejudicar severamente o revestimento, sendo por isso formalmente não recomendado por muitos fabricantes.

Os processos de dobramento e estampagem são empregados principalmente para chapas finas, na fabricação de painéis de bandejas, borbulhadores e outros internos de vasos de pressão, bem como para elementos estruturais diversos (vigas internas, reforços de vácuo, suportes etc.).

Para trabalho com chapas de aços inoxidáveis e chapas com o lado revestido de chapas cladeadas, recomenda-se que os rolos das calandras, estampos das prensas e outras ferramentas sejam exclusivos para o trabalho com esses materiais, a menos que sejam antes severamente raspadas e escovadas, para a remoção de quaisquer partículas de aço que nelas tenha ficado embutida. De outra forma, essas partículas poderão ficar presas na superfície das chapas a serem conformadas, onde constituirão uma causa importante de corrosão localizada do tipo por pites (*pitting*).

Depois de completada a conformação de qualquer parte do vaso, e antes da soldagem a outras partes, deve ser feita uma cuidadosa verificação dimensional para se certificar de que todas as dimensões, raios de curvatura etc. estão como estipulado no projeto. Para essa verificação é muito útil a confecção de gabaritos de madeira ou de chapa fina. Deve-se observar que as tolerâncias de conformação têm de ser mais apertadas do que as tolerâncias dimensionais finais do vaso pronto, porque ainda ocorrerão desvios de forma devido às contrações de soldagem, e como consequência de tratamentos térmicos e de teste hidrostático.

Qualquer processo de conformação pode ser executado a frio ou a quente. Denominam-se de com formação a quente as operações realizadas em temperatura acima da temperatura de recristalização do material metálico, e conformação a frio as realizadas em temperatura inferior à recristalização. Para o aço-carbono, a temperatura de recristalização é cerca de 540 °C, mas na prática, para qualquer aço, a conformação a quente costuma ser feita em temperaturas entre 1000 e 1200 °C, exigindo por isso que exista, próximo à máquina de conformação, um forno capaz de conter completamente a peça a ser aquecida.

A conformação a quente é obtida com menor esforço, e não há praticamente limite para a deformação. Causará, entretanto, a formação de carepas na maioria dos aços e a sensitização dos aços inoxidáveis sujeitos a esse fenômeno. A conformação a quente é normalmente empregada para chapas de grande espessura (50 mm ou maiores), tubos de grande diâmetro, e também,

em qualquer caso, quando a resistência do material à deformação excede a capacidade da máquina.

A conformação a frio é mais simples, mais barata, e permite maior precisão dimensional, sendo por isso empregada na maioria dos casos. Em compensação, requer máquinas de maior potência e introduz tensões residuais no material, o que pode exigir, em muitos casos, tratamento térmico posterior de alívio de tensões. Por esse motivo, a deformação a frio não pode exceder a determinados limites.

Quando se emprega a conformação a frio, é usual fazerem-se o corte e a preparação das bordas da chapa antes da conformação, porque assim essas operações são feitas na chapa plana, o que é bem mais fácil e econômico. Para a conformação a quente faz-se o inverso, isto é, o corte exato da chapa e a preparação das bordas devem ser feitos após a conformação para que seja possível garantir uma precisão dimensional aceitável. Para a conformação a quente é recomendável que seja adotado um acréscimo de espessura de até 3 mm, para compensar a perda de espessura do aço por formação de carepas.

8.5 PREPARAÇÃO PARA A SOLDAGEM

Antes de se iniciar qualquer serviço de soldagem em vasos de pressão, deve ser feita a qualificação de todos os procedimentos de soldagem e de todos os soldadores e operadores de máquinas de soldagem que serão empregados. Essas qualificações, que consistem em uma série de testes estabelecidos e padronizados por diversas normas, têm por finalidade verificar a adequação dos procedimentos de soldagem e avaliar a capacitação profissional de cada soldador ou operador, em relação ao material a soldar, tipos de soldas e demais variáveis de cada caso particular.

Para os vasos de pressão, a norma geralmente seguida é a Seção IX do código ASME (*Welding Qualifications*), que estabelece rotinas detalhadas que devem ser seguidas em todos esses testes. Muitas firmas fabricantes de vasos

mantêm uma rotina permanente de execução e registros desses testes, que podem dispensar a sua repetição para a fabricação de cada vaso em particular.

Denomina-se “procedimento de soldagem” a descrição detalhada de todos os parâmetros relativos a uma determinada solda, tais como posição da solda, geometria da solda e dos chanfros, espessura e tipo do material a soldar, processo de soldagem, material, tipo e dimensões de eletrodos, fluxos e outros consumíveis, tipo de preparação, número e sequência de passes, intensidade e polaridade da corrente elétrica, exigências de pré ou pós-aquecimento e de alívio de tensões etc. Para cada variação significativa de qualquer um desses parâmetros teremos um procedimento diferente, que deverá ser devidamente qualificado.

A qualificação prévia dos procedimentos de soldagem e dos soldadores e operadores é uma exigência geral de todas as normas de vasos de pressão. O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafos UW-26 a UW-29) e Divisão 2 (parágrafo AF-210), exige esses testes de qualificação para todas as soldas nas partes do vaso de pressão que sejam pressurizadas ou submetidas a esforços principais (suportes e orelhas de suspensão do vaso, por exemplo) bem como as soldas de ligação dessas partes do vaso a quaisquer outras. É exigido que os testes de qualificação sejam realizados antes de qualquer solda no vaso e que sejam repetidos sempre que houver uma interrupção prolongada do serviço. É exigido também que, em qualquer caso, seja feito e mantido um registro formal e detalhado desses testes.

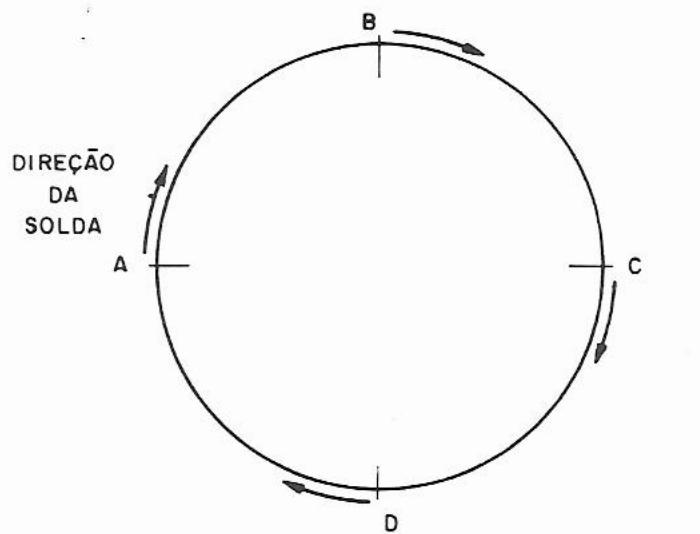
Antes ainda de se dar início à soldagem deve ser feito também um cuidadoso estudo da sequência de soldagem e de montagem do vaso.

O estudo da sequência de soldagem tem por finalidade estabelecer a ordem cronológica em que as diversas soldas devem ser feitas com a finalidade não só de permitir ou facilitar o melhor acesso para a execução e exame de cada solda, como também controlar os seus efeitos de contração e distorção. Em vasos de formato cilíndrico, ou semelhantes, as primeiras soldas são feitas longitudinais (que são as mais solicitadas), ficando formada então uma série de

anéis cilíndricos. As soldas circunferenciais de ligação dos anéis entre si, e destes aos tampos, são feitas posteriormente.

De um modo geral, a sequência adotada deve dar o máximo de liberdade de contração transversal a cada solda. Deve-se também iniciar a montagem formando subconjuntos, que serão depois associados progressivamente, procurando-se em cada etapa compensar ou corrigir as deformações de soldagem. Na soldagem dos subconjuntos e na montagem final, as soldas devem ser feitas o mais possível simetricamente. As soldas de grande comprimento (como é o caso frequente das soldas circunferenciais) devem ser iniciadas simultaneamente por dois ou mais pontos opostos, prosseguindo os trabalhos no mesmo sentido, como mostra a Figura 68, para reduzir os efeitos de contração e distorção.

Figura 68 – Processo de soldagem



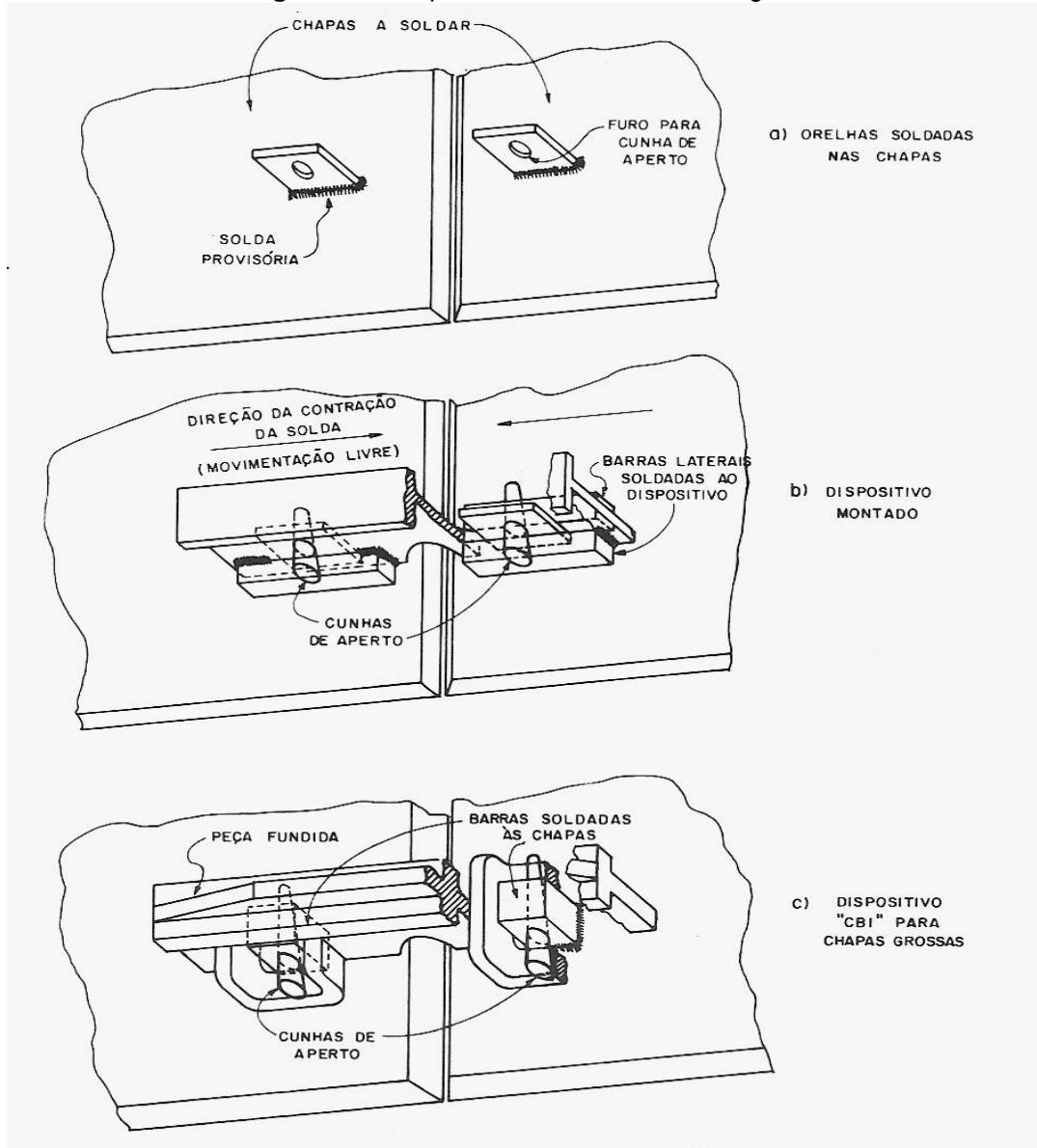
A,B,C,D: PONTOS DE INÍCIO SIMULTÂNEO

Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Os dispositivos auxiliares de soldagem são recursos usados para manter em posição as partes e a abertura correta da raiz de solda. É importante que a movimentação das partes na direção da contração principal da solda não fique completamente impedida, porque quanto mais essa movimentação for contida, maiores serão as tensões residuais decorrentes da soldagem. Na Figura 69, veem-se dispositivos aceitáveis quanto a esse aspecto. É importante também

que esses dispositivos sejam usados, no menor número possível, compatível com o ajustamento necessário. É importante notar que empenos ou má-formação das partes a soldar, bem como a falta ou insuficiência desses dispositivos resultam em desalinhamento nas soldas, causando graves concentrações de tensões.

Figura 69 – Dispositivos auxiliares de soldagem



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

O código ASME, Seção VIII, exige para as soldas em ângulo ou em T com chapas de espessura superior a 13 mm, que a borda das chapas seja examinada por partículas magnéticas ou por líquido penetrante, para a determinação de trincas, dupla laminação e outros defeitos.

Outro trabalho obrigatório a ser feito antes de qualquer soldagem é a limpeza completa do material a soldar, removendo-se ferrugem, carepas, tintas, óleos, graxas etc. Pelo parágrafo UW-32, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, essa limpeza deve ser feita em uma faixa de pelo menos 13 mm de largura de cada lado ao longo da solda, para os metais ferrosos, e 51 mm, para os não ferrosos.

8.6 SOLDAGEM DE VASOS DE PRESSÃO

Todas as soldas de emenda de chapas em cascos e tampos de vasos de pressão devem ser soldas de topo, de penetração total, e feitas sempre que possível, por ambos os lados. Quando as dimensões do vaso não permitirem a soldagem pelo lado interno, a solda pode ser feita apenas pelo lado externo, devendo-se nesse caso, adotar um procedimento de soldagem que garanta a penetração total e a qualidade da solda na raiz. O emprego de mata-juntas internos de aço, embora permitidos pelas normas, não é recomendável, podendo-se como alternativa, empregar mata-juntas de cobre, que são facilmente removíveis após a soldagem.

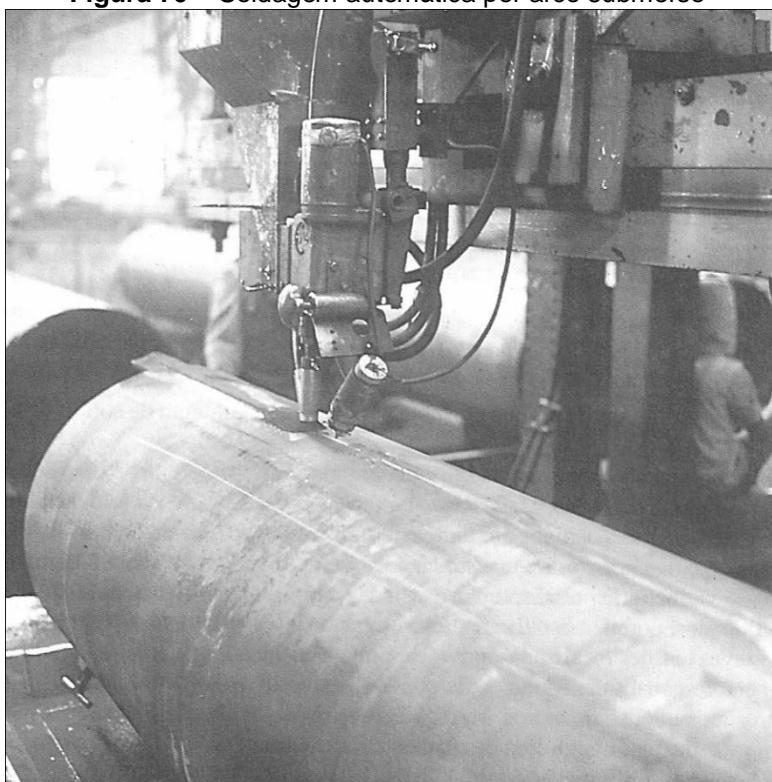
A soldagem em vasos de pressão pode ser feita por vários processos manuais, semiautomáticos ou automáticos, dos quais os mais usuais são os seguintes:

Soldagem manual	$\left. \begin{array}{l} \text{Arco metálico com eletrodos revestidos} \\ \text{Arco tungstênio com atmosfera inerte} \\ \text{(também denominado processo TIG)} \end{array} \right\}$
Soldagem semi-automática	$\left. \begin{array}{l} \text{Arco metálico com atmosfera inerte} \\ \text{(processo MIG)} \\ \text{Arco metálico com hidrogênio atômico} \end{array} \right\}$
Soldagem automática	$\left. \begin{array}{l} \text{Arco submerso (submerged arc): uso geral} \\ \text{Eletroescória (electro-slag): uso para partes} \\ \text{muito espessas.} \end{array} \right\}$

Os processos automáticos são mais econômicos e resultam em uma solda de melhor qualidade com o cordão de solda mais liso e mais regular, não havendo também as marcas características dos pontos de mudança de eletrodo, que ocorrem nas soldas manuais e são fonte de defeitos. Por esse motivo as soldas automáticas têm menor fator de concentração de tensões e melhor resistência à fadiga e à fratura frágil. Em compensação, essas soldas exigem equipamentos caros, preparação mais difícil, e só se aplicam satisfatoriamente às soldas extensas e em determinadas posições.

Na prática de fabricação de vasos de pressão muitos fabricantes adotam processos automáticos para as soldas principais de casco, que são soldas extensas e processos manuais para as soldas de bocais, suportes, acessórios internos e externos que são quase sempre soldas curtas, bem como para algumas outras soldas que pela sua posição ou localização não podem ser feitas automaticamente. A Figura 70 mostra a soldagem automática, por arco submerso, de um casco cilíndrico.

Figura 70 – Soldagem automática por arco submerso



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Deve-se observar que é sempre exigido que todos os materiais empregados na soldagem (eletrodos, fluxos etc.) atendam a determinados requisitos; no caso do código ASME, exige-se que satisfacam ao especificado na Seção IX do código.

As soldas devem ser conduzidas o mais simetricamente possível em relação ao eixo neutro do vaso, do subconjunto ou peça, para reduzir e compensar as deformações decorrentes da solda. Em chanfros duplos a soldagem deve ser feita simultaneamente pelos dois lados, ou em sequência, alternando-se um lado e outro. Também com a finalidade de controlar as deformações decorrentes da soldagem, é usual alternar-se o sentido geral de avanço da soldagem para cordões sucessivos. Quando as deformações forem inevitáveis, pode-se conseguir diminuir esse efeito, adotando-se uma pré-deformação, que deverá ser oposta à deformação final prevista. A soldagem em vários passes sucessivos é benéfica, porque a superposição dos ciclos térmicos dos diversos passes é um fator importante na regeneração metalúrgica do material na região da solda e nas regiões termicamente afetadas.

Em muitas soldas é necessário o pré-aquecimento e/ou o pós-aquecimento das partes a soldar, na região da solda, sendo ambas essas operações normalmente efetuadas com maçaricos a gás. O pré-aquecimento, que se destina principalmente a reduzir a velocidade de resfriamento da solda, deve ser feito para todos os aços temperáveis. O pós-aquecimento tem como finalidade apressar a liberação do hidrogênio que tenha ficado retido na solda, e que pode causar trincas. Para os aços-carbono é usual fazer-se o pré-aquecimento a uma temperatura mínima de 75°C, sempre que a espessura das partes a soldar for superior a 12 mm.

Em todas as estruturas soldadas uma grande fonte de defeitos e de insucessos são as soldas provisórias, usadas para a fixação prévia das partes a soldar e também para a solda de dispositivos auxiliares de soldagem, suporte de andaimes, olhais, tirantes etc. É obrigatório que essas soldas sempre que feitas sobre alguma parte do vaso submetida à pressão, sejam executadas somente por soldadores devidamente qualificados, porque as soldas malfeitas, sem os

devidos cuidados, podem introduzir graves tensões localizadas, provocar alterações metalúrgicas prejudiciais, além de sempre existir pontos de possível início de fraturas frágeis, trincas por corrosão sob tensão e outros danos. Recomenda-se ainda que essas soldas sejam sempre reduzidas ao mínimo estritamente indispensável.

O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafo UW-37) e 2 (parágrafo AF-235), exige que cada soldador ou operador da máquina de solda automática deve obrigatoriamente estampar na peça que soldar, e com intervalos determinados, uma marca individual para caracterizar seu trabalho. O fabricante deve manter um registro permanente de todos os soldadores e operadores, com as marcas de identificação de cada um.

As soldas podem apresentar diversos defeitos internos e externos, que deverão ser investigados por vários processos de exame. O aspecto externo da solda, quando apresenta reforço excessivo, mordeduras, ou falta de penetração na raiz, também pode comprometer seriamente a sua qualidade e a sua resistência mecânica. Como exemplo, a Figura 71 mostra as eficiências relativas de soldas de topo em V simples, como reforço excessivo, e sem penetração total da raiz, evidenciando a consequência desses efeitos.

Figura 71 – Eficiências de solda

RAIZ DA SOLDA SELADA REFORÇO REMOVIDO	RAIZ DA SOLDA SELADA REFORÇO NÃO REMOVIDO	RAIZ NÃO SELADA REFORÇO NÃO REMOVIDO
		

EFICIÊNCIA: 100 % EFICIÊNCIA: 78 % EFICIÊNCIA: 55 %

Fonte: J. F. Harvey, Theory and Design of Modern Pressure Vessels

Pelo fato dos vasos de pressão serem quase sempre equipamentos estáticos, sem peças móveis, as tolerâncias dimensionais admitidas na montagem e na

soldagem são bem maiores do que as normalmente adotadas nas construções mecânicas em geral. Para os vasos submetidos à pressão interna, a ovalização máxima permitida pelo código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafo UG-80) e 2 (parágrafo AS-130), para qualquer seção circular de corpos cilíndricos ou cônicos é de 1% do diâmetro. Quando a pressão é externa, essa tolerância deverá ser menor porque a ovalização diminui muito a resistência ao colapso.

As normas estabelecem também tolerâncias máximas para o desalinhamento em soldas de topo (ASME, Seção VIII, Divisão 1 parágrafo UW-33 e Divisão 2 parágrafo AF-142) que variam com a espessura das chapas. Para os aços de alta resistência essas tolerâncias são mais apertadas (ASME, Seção VIII, Divisão 1 parágrafo UHT-20).

Todas as tolerâncias acima referidas são os valores finais no vaso pronto, inclusive assim os desvios decorrentes da conformação e também as contrações e outras deformações devidas à soldagem, aos tratamentos térmicos e ao teste hidrostático.

Para os vasos que tenham peças móveis, ou em outros casos especiais, essas tolerâncias deverão ser mais apertadas, exigindo-se maior cuidado de fabricação e montagem, e maior controle das deformações de soldagem.

As soldas em aços inoxidáveis e em muitos metais não ferrosos devem, de preferência e sempre que possível, ser feitas em recinto fechado e com atmosfera limpa e controlada (soldagem em *clean condition*) para evitar a contaminação do metal depositado por partículas de ferrugem, fumaças, poeiras etc. Esses cuidados são aplicados também às soldas de revestimento de chapas cladeadas, bem como na execução de revestimentos por deposição de solda.

O código ASME, Seção VIII, exige formalmente que o fabricante de um vaso de pressão seja o único responsável por todas as soldas efetuadas no vaso, estendendo-se essa responsabilidade à qualificação de soldadores, operadores, procedimentos etc.

8.7 EXAMES NÃO DESTRUTIVOS DAS SOLDAS

Todas as soldas dos vasos de pressão, depois de completadas, devem ser submetidas a exames não destrutivos para a detecção de possíveis defeitos. Em ordem crescente de confiabilidade, são os seguintes os métodos de inspeção de soldas empregados na prática:

- Inspeção visual (sem ou com o auxílio de aparelhos ópticos ou de iluminação especial);
- Inspeção com líquidos penetrantes (*dye-check*);
- Inspeção com partículas magnéticas (*magnetic particles*);
- Inspeção radiográfica: parcial (por amostragem) ou total;
- Inspeção por ultrassom;

Qualquer que seja o método de inspeção empregado é sempre exigido que antes de sua realização seja feita a qualificação dos procedimentos de exame e dos operadores e inspetores, para cada método e tipo de solda, com a finalidade de avaliar a adequação dos métodos de exame e a capacidade profissional das pessoas envolvidas. Esses testes de qualificação estão detalhadamente descritos nas normas.

A inspeção visual é sempre exigida e deve ser feita obrigatoriamente em todas as soldas. Essa inspeção, quando feita cuidadosamente e por pessoa experiente, é capaz não só de descobrir os defeitos superficiais (trincas, mordeduras, reforços excessivos etc.), como também indicar os locais de prováveis defeitos internos, denunciados por irregularidades no cordão de solda. Esses locais deverão ser por isso escolhidos para a realização dos exames posteriores, por meio de radiografia, ultrassom, ou outros processos. Por essa razão, o exame visual deve ser obrigatório, mesmo quando devam também ser empregados outros processos de inspeção.

A inspeção com partículas magnéticas e com líquidos penetrantes serve para a detecção de defeitos superficiais, recomendando-se como métodos auxiliares

de inspeção em soldas de responsabilidade ou com materiais difíceis de soldar. O processo de partículas magnéticas é capaz também de apontar alguns defeitos subsuperficiais, devendo ser usado de preferência. Esse método, entretanto, só pode ser empregado com materiais ferromagnéticos, não se aplicando assim aos aços inoxidáveis austeníticos e aos metais não ferrosos. Devido ao seu baixo custo e facilidade de execução, a inspeção com líquidos penetrantes é muito usada para o exame de cada camada de solda (antes da deposição da camada seguinte), em particular para o passe de raiz. Essa inspeção deve ser feita obrigatoriamente nas soldas de aços-liga, aços inoxidáveis e aços-carbono para baixa temperatura ou com teor de carbono acima de 0,3%.

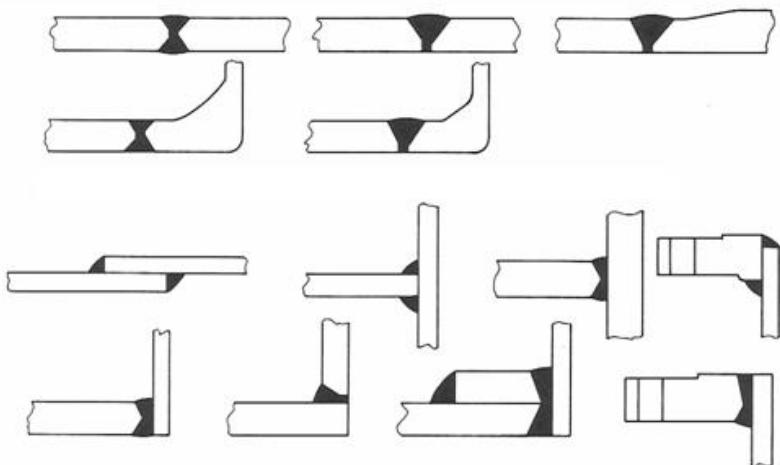
A inspeção radiográfica (com raios X ou com raios gama) é um processo corrente de exame de soldas. Embora as soldas radiografadas sejam permitidas pela seção VIII, Divisão 1, do código ASME, é prática usual exigir-se pelo menos a radiografia parcial (por amostragem) para todas as soldas principais, isto é, soldas nas partes submetidas à pressão ou submetidas a esforços principais.

Quando é especificada radiografia total, deve-se cuidar para que o maior número possível de soldas seja facilmente radiografável; deve-se também, neste caso, realizar o exame com partículas magnéticas ou líquido penetrante em toda a extensão das soldas para as quais a radiografia for impossível ou ineficiente. A interpretação do exame radiográfico é difícil ou falha nas seguintes circunstâncias:

- Espessuras muito pequenas (inferiores a 6 mm, aproximadamente);
- Soldas de penetração parcial ou com vazios interno; soldas em ângulo;
- Soldas entre partes com grande diferença de espessuras;
- Soldas de geometria complicada: juntas em T, de canto, em cruzeta etc.

A Figura 72 mostra exemplos de soldas facilmente radiografáveis ou não. Para espessuras superiores a 80 mm, embora a radiografia seja possível, é difícil porque exige fontes especiais de radiação.

Figura 72 – Soldas de fácil inspeção radiográfica



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

O exame radiográfico é capaz de detectar defeitos internos nas soldas, tais como trincas, dupla laminação, fusão incompleta, falta de penetração, bolhas, inclusões de escória etc. As trincas e outros efeitos bidimensionais (chamados de “defeitos planares”) são os mais graves porque podem apresentar um nível muito elevado de tensões nas bordas do defeito e resultam em fraturas frágeis, fraturas por fadiga ou por corrosão sob tensão. Por esse motivo esses defeitos não são tolerados em nenhum caso pelas normas, devendo ser detectados e devidamente reparados. Note-se que, dependendo da posição relativa do defeito planar e da fonte de radiação, a radiografia pode ser incapaz de assinalar o defeito. Os defeitos arredondados (bolhas, inclusões etc.) são menos graves, e por isso são tolerados pelas normas dentro de certos limites detalhadamente especificados. Os Apêndices 4, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, e 8, da Divisão 2, contêm gráficos mostrando os limites de aceitação desses defeitos como detectados nas radiografias de soldas.

Uma das grandes vantagens da radiografia é o fato de a inspeção resultar em documentos permanentes que são os filmes radiográficos.

O ultrassom é um processo mais sensível e mais moderno do que a radiografia, não havendo praticamente nenhum defeito significativo que possa passar despercebido. O emprego e interpretação do ultrassom são, entretanto, bem mais difíceis do que a radiografia, e por isso o seu uso é menos frequente.

Tanto o exame radiográfico como o ultrassônico devem ser feitos pelo menos 48 horas depois de completada a solda, a fim de dar tempo para o escapamento natural do hidrogênio que tenha ficado retido.

As trincas e outros defeitos inaceitáveis detectados nas soldas devem ser sempre reparados e após o reparo a solda deve ser reinspecionada. Alguns defeitos superficiais, tais como mordeduras, reforços excessivos, trincas pouco profundas etc., podem ser reparados por simples remoção mecânica ou por esmerilhamento local, desde que a espessura restante não seja inferior ao valor mínimo de projeto. Outros defeitos só podem ser reparados abrindo-se mecanicamente, ou por outros meios (eletrodo de carvão, laser etc.), o local até a remoção completa do defeito, e refazendo-se depois a solda, que deverá ser novamente examinada.

A Seção V do código ASME descreve minuciosamente os procedimentos dos vários processos de exame não destrutivos de soldas em vasos de pressão, e contém diversas exigências, recomendações e detalhes específicos desses exames.

8.8 TRATAMENTOS TÉRMICOS

Assim como visto anteriormente, o tratamento térmico mais comum em vasos de pressão é o alívio de tensões, que consiste em um aquecimento até uma temperatura abaixo da temperatura de transformação do aço, na qual o vaso é mantido durante algum tempo, sendo depois resfriado lentamente. O alívio de tensões tem por finalidade reduzir as tensões residuais decorrentes da soldagem e da conformação a frio pela plastificação do metal devido à diminuição da resistência mecânica com a temperatura. O tempo durante o qual a peça deve ser mantida na temperatura máxima não deve ser muito maior do que o necessário para conseguir uniformizar a temperatura em toda a peça. Períodos muito longos de aquecimento podem causar fragilização do metal, ocasionados pelo crescimento exagerado dos grãos, além da severa descarbonetação superficial.

Tanto quanto possível os tratamentos térmicos devem ser feitos na fábrica, devendo-se evitar esses trabalhos feitos no campo. Quando realizado na fábrica o alívio de tensões é preferencialmente realizado colocando-se o vaso completo (ou a parte completa do vaso) dentro do forno fechado apropriado, o que exige, em alguns casos, fornos de consideráveis dimensões. O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafo UW-40) e 2 (parágrafo AF-410) permite que o tratamento seja feito por seções quando o vaso inteiro não couber dentro do forno, devendo nesse caso haver uma sobreposição mínima de 1,5m, entre as diversas seções, e devendo também a parte do vaso fora do forno ser recoberta por isolamento térmico para evitar gradientes de temperatura excessivos e prejudiciais.

Permite-se ainda, como alternativa, principalmente para tratamentos feitos no campo, o aquecimento local na região das soldas, tomando-se as devidas precauções para garantir a uniformidade do aquecimento e prevenir a ocorrência de fortes gradientes de temperatura em relação às regiões não aquecidas. Este processo também pode ser realizado na fábrica quando não existe um forno de grandes dimensões e o transporte do equipamento unicamente para este tratamento térmico se torna inviável. A Figura 73 mostra a realização do tratamento térmico de acordo com o processo mencionado, pode-se observar que o vaso de pressão é revestido com lã de vidro e recebe o aquecimento a partir de eletrodos.

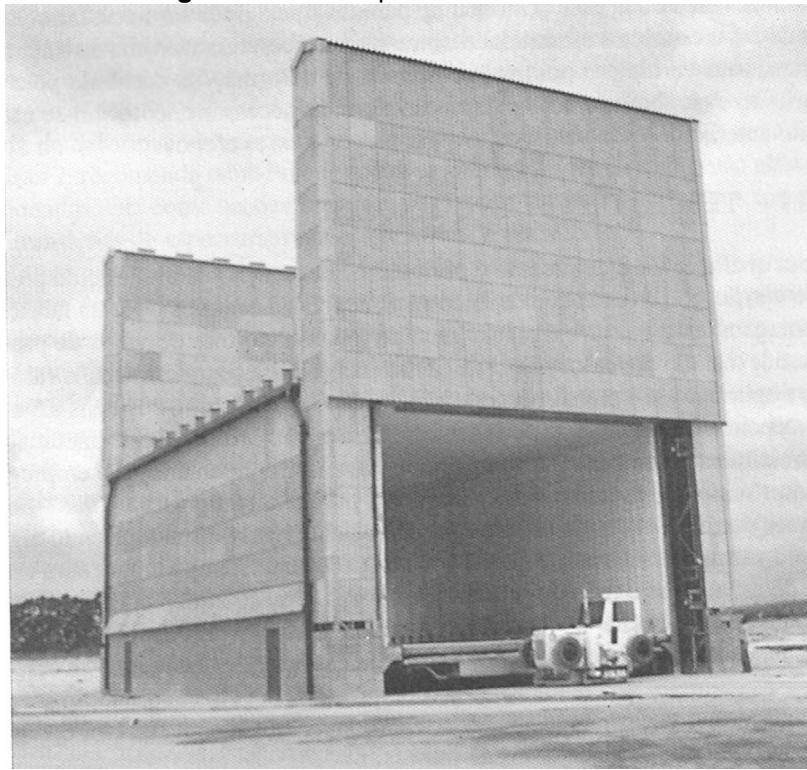
Figura 73 – Tratamento térmico realizado na fábrica



Fonte: KNM Group Brasil, 2012

O código ASME, Seção VIII, recomenda que seja evitada a incidência direta de chama sobre o vaso e que a atmosfera interna do forno seja controlada para que não haja excessiva oxidação do material. Qualquer que seja o processo de tratamento térmico é importante que se tenha um bom controle da temperatura por meio de termopares colocados em vários pontos do vaso ou da peça durante toda a operação para que a temperatura seja sempre o mais uniforme possível, e para evitar-se tanto as temperaturas excessivas, que podem prejudicar gravemente o material, como as insuficientes, que não são capazes de aliviar devidamente as tensões. A Figura 74 mostra um grande forno para tratamento térmico de vasos de pressão.

Figura 74 – Forno para tratamento térmico



Fonte: Silva Telles, Pedro Carlos. Vasos de Pressão, LTC, 1996

Os vasos (ou as partes) de aços inoxidáveis austeníticos suscetíveis à sensitização não devem sofrer tratamentos térmicos, pois existe o risco de afetar o material, prejudicando gravemente a resistência à corrosão. Essa mesma ressalva se aplica aos vasos com revestimentos anticorrosivos desses aços inoxidáveis. Os vasos que tenham revestimentos de tiras metálicas soldadas também não devem ser submetidos a nenhuma tratamento térmico.

O alívio de tensões deve ser feito somente depois de concluído todos os trabalhos de conformação a frio e de soldagem (inclusive reparos de soldas). Em outras palavras, após a execução do alívio de tensões não deve ser efetuada qualquer solda no vaso, inclusive as soldas pequenas e provisórias. Teoricamente, qualquer outra nova solda efetuada depois do alívio de tensões obrigará a novo tratamento térmico. Na prática, devido ao alto custo deste tratamento e ao prejuízo metalúrgico causado frequentemente pelos tratamentos sucessivos, dispensa-se em alguns casos essa exigência, ou faz-se apenas um tratamento no local da solda, quando for absolutamente inevitável a execução de alguma solda após o alívio de tensões. Essa exceção deve ser reduzida ao mínimo indispensável, e sempre sobre rígido controle.

O tratamento de alívio de tensões deve ser realizado antes do teste de pressão do vaso (teste hidrostático); a norma permite, entretanto, que seja feito um teste hidrostático preliminar – com pressão reduzida –, para a detecção de possíveis vazamentos, antes do alívio de tensões.

Os tratamentos térmicos podem causar alguma deformação decorrente da plastificação das regiões com tensões elevadas. Essas deformações têm de ser levadas em conta para a verificação das tolerâncias dimensionais finais do vaso.

Para os vasos de grande porte, ou de paredes finas, pode ser necessário em alguns casos o estudo da estabilidade do vaso na temperatura máxima do tratamento térmico para verificar a possível ocorrência de deformações causadas pelo peso próprio de vaso.

8.9 TESTE DE ESTANQUEIDADE

Para qualquer vaso de pressão é obrigatória a execução de um teste de pressão para a verificação da estanqueidade do vaso, depois de completada a sua fabricação e montagem. Essa é uma exigência geral de todas as normas de vasos de pressão.

Na grande maioria dos casos esse teste é feito enchendo-se completamente o vaso com água e aplicando-se a pressão de teste hidrostático.

Excepcionalmente, o teste pode ser feito com ar comprimido (teste pneumático), ou parcialmente com água e ar comprimido (teste hidropneumático). O emprego do ar comprimido é muito perigoso, porque a compressão do ar acumula energia potencial, e dessa forma, havendo alguma falha ou vazamento no vaso é necessário que decorra um tempo longo, com grande saída de ar, até que a pressão interna iguale-se à pressão atmosférica. A liberação súbita da energia acumulada, no caso de uma falha, pode provocar uma explosão com lançamento de estilhaços do vaso às vezes a grande distância. Por esse motivo, essas alternativas, como o uso de ar comprimido devem em princípio ser proibidas, permitindo-se somente nos raros casos em que o teste convencional com água for completamente impossível. Entre os casos de impossibilidade, são mais frequentes:

- Vasos de grande volume, para gases, montados no campo, cujos suportes e fundações não resistam ao peso do vaso cheio de água.
- Vasos de alguns materiais ou para alguns serviços onde não se possa tolerar nenhum vestígio residual de água ou de umidade no interior do vaso;
- O teste de pressão com água não oferece risco de explosão ou estilhaçamento porque os líquidos são incompressíveis, não havendo assim acumulação de energia;
- O teste de estanqueidade deve ser feito na fábrica, exceto para os vasos enviados em partes ao local de instalação, e que tenham montagem no campo.

Em qualquer caso, esse teste deve ser realizado:

- Pelo menos 48 horas depois de completada a última soldagem;
- Depois dos tratamentos térmicos;

- Antes de qualquer serviço de pintura ou de aplicação de quaisquer revestimentos não metálicos internos ou externos no vaso.

Na execução do teste de pressão é conveniente que o vaso fique em posição horizontal, para diminuir o diferencial de pressão. Para o teste, todas as aberturas do vaso são mantidas fechadas com flanges cegos ou peças equivalentes. A elevação da pressão deve ser lenta, mantendo-se depois pelo menos por 30 minutos no seu valor máximo. Durante o teste devem ser cuidadosamente examinadas todas as soldas do vaso e todos os outros pontos onde possa haver vazamento, bem como deve ser observada a possível ocorrência de deformações anormais devido à pressão. O código ASME, Seção VIII, Divisão 2, recomenda também que sejam examinadas as regiões do vaso altamente tensionadas, tais como seções toroidais de concordâncias ou de tamos toriesféricos, transições de espessura, regiões em volta de bocais ECT.

A água para o teste deve ser doce, limpa e neutra, pois o emprego de água salgada, salobra ou poluída pode causar graves problemas de corrosão, mesmo para materiais resistentes, devido à impossibilidade de se drenar e secar completamente o vaso. Para vasos de qualquer tipo de aço inoxidável (ou com revestimento desses materiais) deve ser exigido que a água do teste não tenha mais de 25 ppm de cloretos. Em alguns vasos de aços inoxidáveis pode ser necessário adicionar biocidas na água do teste para controle de algas, fungos e bactérias, com a finalidade de prevenir a ocorrência de corrosão bacteriológica. Essa providência é importante principalmente quando for prevista a permanência da água do teste durante muito tempo no interior do vaso, ou quando o mesmo não puder ser totalmente drenado (veja, a seguir, neste item).

Exceto no caso de vasos de materiais adequados para baixas temperaturas, não deve ser permitido nenhum teste de pressão com a água em temperatura inferior a 15°C para evitar a possível ocorrência de fraturas frágeis. Caso necessário, deve-se aquecer a água do teste até essa temperatura antes de aplicar a pressão. É importante que essas exigências quanto à qualidade e

condições da água constem claramente no projeto do vaso, para alertar quem for realizar o teste hidrostático.

Depois de completado o teste hidrostático, o vaso deve ser esgotado o mais cedo possível, devido à possibilidade de corrosão bacteriológica e de outros efeitos deletérios sobre o material, quando a água fica por longo tempo retida dentro do vaso, ou não é completamente drenada. Essa recomendação chocasse, muitas vezes, com a necessidade que pode haver de manter-se o peso da água por algum tempo para a observação de recalques e fundação nos casos em que o teste é feito no campo com o vaso sobre a sua base.

As normas exigem que seja sempre feito um registro formal o teste hidrostático, onde devem constar a identificação do vaso de pressão, o fluido empregado, a pressão de teste, a data e duração do teste, a anotação (se for o caso) de qualquer irregularidade observada e a assinatura do inspetor.

Mesmo quando feito com água, o teste hidrostático é uma operação que pode oferecer algum risco, principalmente para vasos muito grandes ou para pressões muito altas. Por esse motivo, devem ser tomadas algumas precauções de segurança, tais como: instalação de um dispositivo de alívio de pressão no vaso (válvula de alívio, disco de ruptura etc.) calibrado para abrir com pressão superior à do teste, calibração correta dos manômetros e duplicação dos mesmos, previsão de espaço livre e de acesso fácil, proibição de entrada e permanência de pessoas estranhas ao teste.

Em reforços de anel de chapa sobreposta, bem como em revestimentos metálicos anticorrosivos de tiras soldadas, deve ser feito um teste adicional de estanqueidade para a verificação das soldas por meio de injeção de ar comprimido de baixa pressão. Para isso, os anéis de reforço e os revestimentos de tiras devem ter furos rosqueados, como já visto anteriormente. Os possíveis vazamentos nas soldas serão detectados passando-se espuma de sabão sobre as mesmas.

8.10 ACABAMENTOS E INSPEÇÃO FINAL DOS VASOS

Vários trabalhos de acabamentos são ou podem ser necessários em um vaso de pressão, depois de completada a fabricação propriamente dita, como descrito nos itens anteriores. Tais são, por exemplo:

- Fabricação e instalação de acessórios diversos não soldados ao vaso. É o caso dos turcos para bocas de visita e para remoção de peças internas, tampas de bocas de visita, peças internas desmontáveis, misturadores, instrumentos etc.;
- Verificação dimensional final, para conferir não só as dimensões de projeto do vaso como também as tolerâncias dimensionais admitidas. Essa verificação deve ser feita após o teste hidrostático, porque esse teste pode, em alguns casos, introduzir pequenas deformações no equipamento. Para os vasos submetidos a tratamento térmico, deve ser observado que qualquer tratamento térmico também introduz pequenas alterações dimensionais;
- Limpeza completa externa e interna do vaso. Caso necessário, ou quando solicitado no Pedido de Compra do vaso, deve também ser feita uma pintura externa anticorrosiva;
- Aplicação de revestimentos internos especiais, quando for o caso. Para a maioria dos revestimentos anticorrosivos não metálicos (plásticos, borrachas, ebonite, grafite etc.), exige-se uma limpeza interna rigorosa, seguida de esmerilhamento de soldas, arestas, e outras irregularidades, e de jateamento de metal branco. São também em geral exigidos diversos testes para comprovar a perfeição e continuidade do revestimento anticorrosivo;
- Inspeção final do vaso, marcação do vaso e preparação para transporte. Essa inspeção final é frequentemente feita por agente do usuário (ou do comprador) do vaso, ou por firma inspetora ou classificadora contratada. Nessa ocasião deve ser exibida toda a documentação da fabricação do vaso, inclusive certificados da qualidade e de testes de materiais, certificados de qualificação de soldadores, operadores, procedimentos

de soldagem etc., desenhos completos, certificados de teste de pressão e de exames não destrutivos de soldas, filmes radiográficos, certificados de tratamentos térmicos etc. A marcação do vaso consiste na pintura da sigla de identificação do vaso, nome do cliente, destino etc. A preparação para o transporte, quando necessária, é a embalagem adequada de peças avulsas ou sobressalentes, colocação de discos de proteção e outras superfícies externas usinadas, fabricação de berços para o transportem, e outras providências para facilitar o manuseio ou de proteção contra danos. A Figura 75 ilustra o vaso de pressão sendo preparado para transporte.

Figura 75 – Preparação para transporte



Fonte: KNM Group Brasil, 2012

8.11 SISTEMA DE CONTROLE DA QUALIDADE

A partir da edição de 1977 do código ASME, Seção VIII, foram introduzidos apêndices de uso obrigatórios (*Mandatory Appendix 10*, Seção VIII, Divisão 1 e 18, da Seção VIII, Divisão 2), regulamentando o denominado Sistema de Controle da Qualidade. Esses apêndices contêm uma série de prescrições, principalmente de caráter organizacional e administrativo, a que os fabricantes

e montadores de vasos de pressão devem obedecer para que os vasos por eles produzidos tenham uma garantia de qualidade satisfatória. Como esses apêndices são obrigatórios, para que um vaso de pressão seja considerado como construído de acordo com o código ASME, é indispensável que essas prescrições sejam atendidas integralmente.

O fabricante deve ter e manter um “sistema de controle da qualidade” capaz de garantir que todas as exigências das normas estão sendo cumpridas. Deve haver uma descrição detalhada, por escrito, do referido sistema, sendo obrigatório que nessa descrição haja referência formal ao inspetor e que a mesma fique na fábrica à sua disposição.

O sistema de controle da qualidade deve incluir, pelo menos, os seguintes pontos:

- a) A autoridade e a responsabilidade das pessoas encarregadas do sistema devem ser claramente definidas. Essas pessoas devem ter autoridade e liberdade suficientes, dentro da organização, para identificar os problemas surgidos e iniciar e recomendar soluções;
- b) Deve haver um organograma definindo o inter-relacionamento entre a gerência e os órgãos de engenharia, compras, fabricação, montagem e controle de qualidade;
- c) O sistema deve incluir procedimentos assegurando:
 - Que em todas as etapas da fabricação, inspeção e testes dos vasos de pressão estejam sendo usadas as emissões corretas de desenhos, cálculos, especificações, instruções etc., como exigido pelas normas;
 - Que os materiais recebidos tenham os certificados da qualidade exigidos, sejam devidamente identificados, e que sejam realizados os testes necessários. Deve também assegurar que somente materiais adequados sejam empregados na fabricação;
 - Que todas as etapas da soldagem satisfaçam às exigências das normas, inclusive da Seção IX do código ASME. É exigido que o fabricante tenha, com exclusividade, a supervisão técnica e

administrativa sobre todos os soldadores e operadores, além de completa liberdade de designação e dispensa dessas pessoas;

- Que os tratamentos térmicos sejam como exigidos pelas normas, devendo haver meios para que o inspetor, em qualquer época, possa verificar esses tratamentos;
 - Que o sistema tenha rastreabilidade (*traceability*) garantida, através de documentos, certificados, marcações etc. (parágrafo UG-90, da Divisão 1). Denomina-se rastreabilidade a propriedade de um sistema de controle da qualidade de permitir, em qualquer época (inclusive muito tempo depois), determinar-se precisamente, para todas as operações de fabricação e de inspeção, quem fez, quando fez e como fez (com que materiais, com que procedimento, de acordo com que norma etc.) A rastreabilidade deve permitir também acompanhar a trajetória de cada peça de material (chapa, tubo, forjado etc.), desde a usina produtora até o vaso pronto;
- d) O sistema deve descrever todas as operações de fabricação, com detalhes suficientes para permitir ao inspetor saber em que etapa devem ser feitas as diversas inspeções;
- e) Deve haver um procedimento acertado entre o fabricante e o inspetor, para a correção de não conformidades, entendendo-se como tal qualquer condição que não satisfaça integralmente a todas as exigências das normas;
- f) O sistema deve incluir disposições que permitam a identificação dos procedimentos de exames não destrutivos realizados pelo fabricante, e assegurar que satisfazem a todas as exigências das normas. Essa exigência aplica-se também ao reparo dos defeitos não aceitáveis encontrados nas soldas;
- g) O fabricante deve ter um procedimento garantido de calibração dos instrumentos de medida e de teste empregados;
- h) O fabricante deve possuir e manter um arquivo de desenhos, especificações, procedimentos, certificados de materiais e de testes, radiografias e outros documentos relacionados aos vasos de pressão,

podendo o inspetor ter, em qualquer época, acesso a esses documentos;

- i) Toda a documentação gerada para atender ao sistema de controle de qualidade para o projeto, fabricação, montagem, testes e entrega, devem estar devidamente registrados em um *data book*.

9. CONCLUSÃO

O estudo referente ao projeto mecânico dos vasos de pressão apresentou resultados satisfatórios, sempre se enquadrando nas exigências das normas. É importante salientar que não foi possível realizar um estudo de vibrações mecânicas, o que seria interessante para complementar o projeto mecânico.

Em todo momento houve a tentativa de relacionar o resultado encontrado com o melhor custo possível, o que representa uma premissa extremamente importante quanto à gestão de um projeto, mesmo esta parte não sendo um objetivo específico do trabalho realizado. Pode-se observar que foram utilizados chapas de 19 mm de espessuras para o dimensionamento de todos os bocais, este fato foi proposital visando a otimização de custos.

Para completar o trabalho foi abordada a fabricação e inspeção com o intuito de englobar um processo completo de construção de um vaso de pressão, porém de maneira resumida devido à complexidade envolvida neste assunto.

GLOSSÁRIO

Operating pressure: pressão à qual o vaso de pressão será submetido durante sua operação.

Operating temperature: temperatura à qual o vaso de pressão será submetido durante sua operação.

Operating fluid: fluido que estará presente durante a operação do equipamento.

Cyclic service: serviços cíclicos que variam a pressão bruscamente dentro do vaso de pressão.

Operating fluid: fluido que estará presente durante a operação do equipamento.

Operating fluid density: densidade dos fluidos operacionais para o projeto de processo.

Sour service: serviço em que há sulfeto de hidrogênio presente, o que implica em uma série de considerações no projeto.

Design pressure: pressão a ser utilizada para o desenvolvimento do projeto mecânico.

Design temperature: temperatura a ser utilizada para o desenvolvimento do projeto mecânico.

Corrosion Allowance: sobre-espessura de corrosão a ser aplicada na concepção do vaso de pressão, considerando que o fluido a ser armazenada tem potencial corrosivo.

MDMT: consiste na menor temperatura a ser contemplada pelo projeto do vaso.

Radiography: inspeção por radiografia que deve ser feita em soldas do casco e tampos.

Joint efficiency: eficiência da solda.

Wind speed: velocidade dos ventos a ser considerada no projeto.

Inside diameter: dimensão do diâmetro interno.

Length (tl/tl): comprimento entre as linhas tangentes do vaso.

Data book: espécie de arquivamento que contempla todos os dados obtidos e empregados na execução de uma obra.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. TELLES, Pedro C. da Silva. Vasos de Pressão. LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora – 2^a edição Rio de Janeiro, 1996.
2. MOSS, Dennis R. Pressure Vessel design manual. Gulf Professional Publishing. 3 rd ed USA, 2004.
3. ASME (American Society of Mechanical Engineering), Section VIII, Division 1. Rules For Construction of Pressure Vessels, 2007.
4. Ministério do Trabalho e Emprego do Brasil. Norma Regulamentadora 13, 2^a edição, 1994.
5. Catálogo Conforja.
6. Catálogo Coneforja. Disponível em <<http://coneforja.com.br>>. Acesso em: 12 a 26 de junho de 2012.
7. Codeware Compress 2007.
8. Siemens Solid Edge ST4.
9. Normas Técnicas da Petrobrás
N-253 Projeto de Vaso de Pressão
N-258 Fabricação de Vaso de Pressão
N-1706 Projeto de Vaso de Pressão para Serviço de H₂S
10. Normas Técnicas do Ministério do Trabalho
Norma Regulamentadora NR13
NR-13 Manual Técnico de Caldeiras e Vasos de Pressão
11. INMETRO. Portaria nº 16 de 29 de Janeiro de 2001. Requisitos para Certificação de Serviços Próprios de Inspeção de Equipamentos.
12. KNM Group Brasil
13. SBM Offshore
14. Gianturco Tampos Industriais

APÊNDICE A

Neste apêndice é mostrada a simulação dos carregamentos nos bocais, utilizando-se o Codeware Compress, para todos os tamanhos de bocal usados no projeto.

Figura 76 – Carregamento para o bocal de 3"

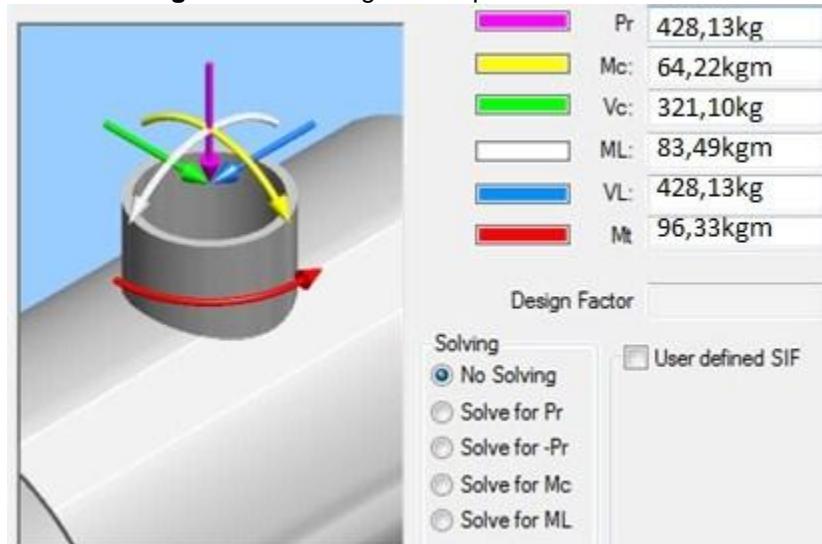


Figura 77 – Carregamento para o bocal de 6"

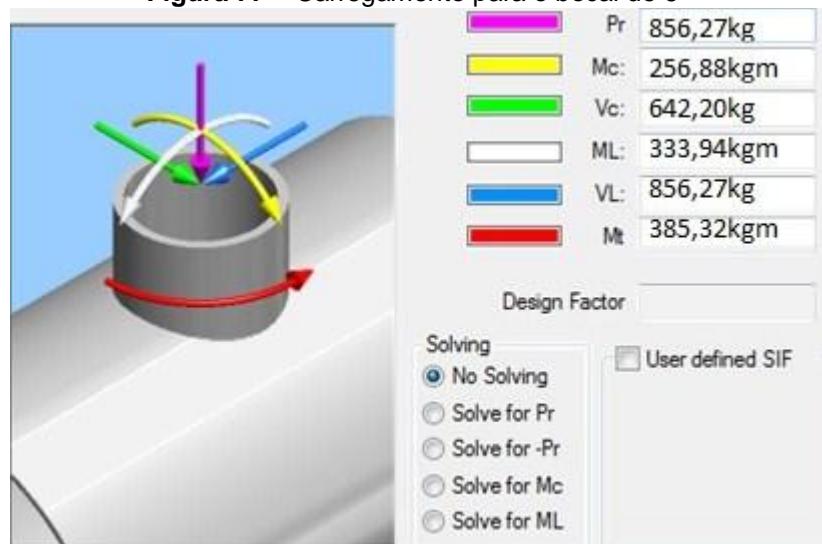


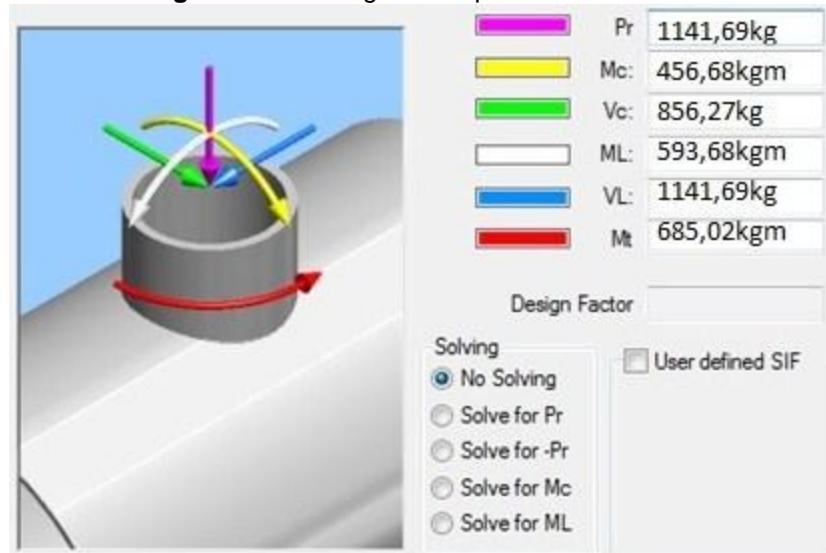
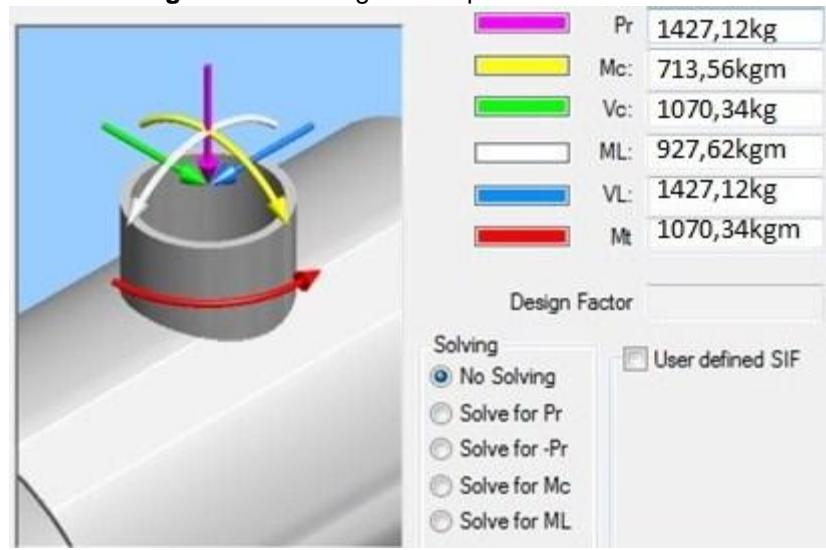
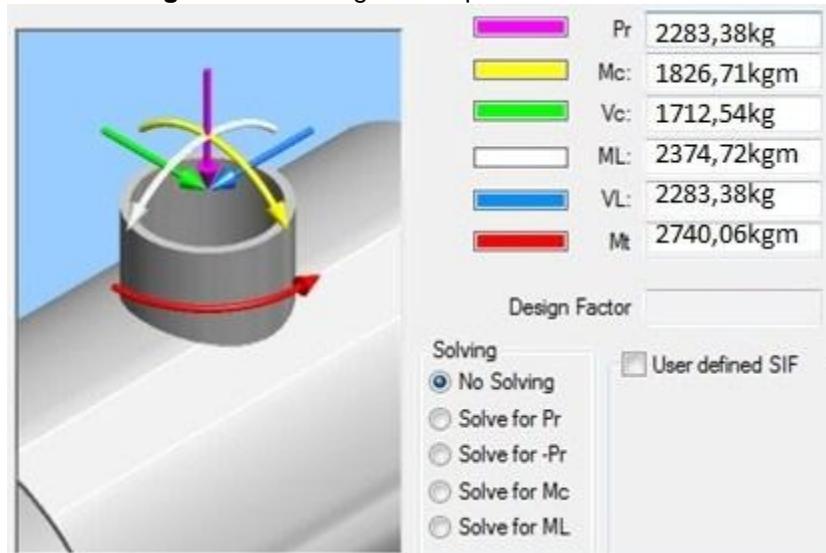
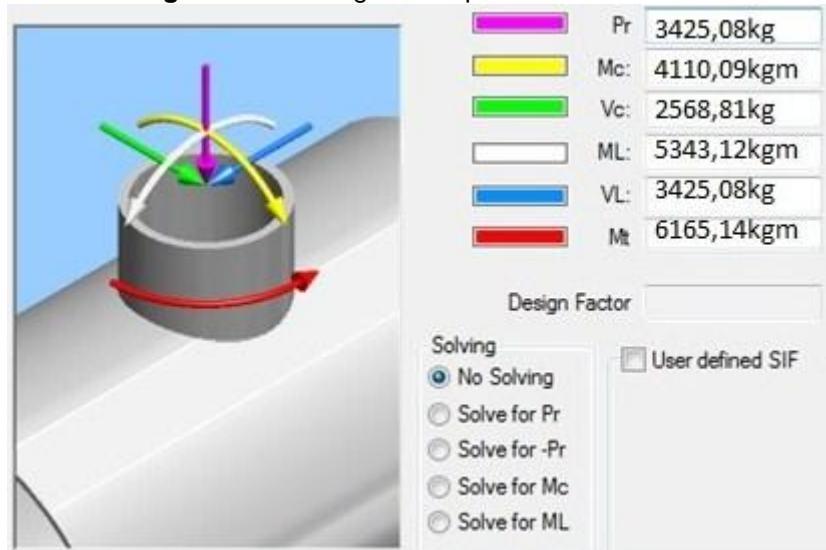
Figura 78 – Carregamento para o bocal de 8"**Figura 79 – Carregamento para o bocal de 10"**

Figura 80 – Carregamento para o bocal de 16"**Figura 81 – Carregamento para o bocal de 24"**

ANEXO A – Espessuras padrões de chapas**Tabela 10 – Espessura padrões de chapas**

ESPESSURAS PADRÃO (mm)
6,30
8,00
9,50
12,50
16,00
19,00
22,40
25,40
28,50
32,50
35,00
37,50
44,50
50,00
57,00
70,00
75,00
89,00
100,00

Fonte: Usiminas

ANEXO B – Coeficientes de eficiência de solda

Tabela 11 – Coeficientes de eficiência de solda

Tipo de solda	Limitações	Grau de inspeção		
		Radiografia total	Radiografia parcial	Não radiografada
Solda de topo feita por ambos os lados ou por procedimento equivalente, de forma a obter penetração e fusão totais	Nenhuma	1,00	0,85	0,70
Solda de topo feita por apenas um lado, com mata-junta permanente	Nenhuma	0,90	0,80	0,65
Solda de topo feita por apenas um lado, sem mata-junta	Uso permitido somente para soldas circuferenciais, para espessuras inferiores a 15 mm e diâmetro do vaso inferior a 610 mm	-	-	0,60
Solda sobreposta com filete duplo de altura total	Uso permitido para soldas longitudinais em espessuras inferiores a 10 mm, e para soldas circuferenciais em espessuras inferiores a 15 mm	-	-	0,55

Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1

ANEXO C – Tensões admissíveis

Tabela 12 – Tensões admissíveis

Classe de material	Formas de Apresentação	Especificação ASTM	Tensões admissíveis (Mpa) @ temperatura (°C)											
			-30 a 93	150	205	260	300	325	350	375	400	425	450	475
Aço-carbono	Chapas	A-285-C	108,0	108,0	108,0	108,0	106,0	104,0	101,0	97,2	88,9	74,4	62,2	45,6
	Tubos	A-53-A	80,6	80,6	80,6	80,6	80,6	78,8	71,6	62,3	54,4	47,5	40,0	
	Tubos	A-53-B	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	98,4	89,5	75,9	63,4	52,9	38,7	
	Tubos	A-179	92,3	92,3	92,3	92,3	91,8	90,4	87,5	83,8	73,3	63,4	55,8	47,3
	Forjados	A-181-60	92,3	92,3	92,3	92,3	91,8	90,4	87,5	83,8	73,3	63,4	55,8	47,3
Aço-carbono para altas temperaturas	Chapas	A-515-60	117,8	117,8	117,8	117,8	114,3	111,5	108,0	103,2	88,9	74,4	62,2	45,6
	Chapas	A-515-65	128,1	128,1	128,1	128,6	124,6	121,9	118,2	112,3	95,0	78,5	62,2	45,6
	Chapas	A-515-70	137,7	137,7	137,7	137,7	134,8	132,2	128,3	121,5	101,2	82,6	67,0	50,8
	Tubos	A-106-A	94,4	94,4	94,4	94,4	94,4	94,4	92,4	84,4	73,3	64,0	56,0	47,3
	Tubos	A-106-B	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	47,3
	Tubos	A-210-A1	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	45,6
	Forjados	A-105	137,7	137,7	137,7	137,7	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,2
	Fundidos	A-216-WC1	137,7	137,7	137,7	137,7	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,2
Aço-carbono para baixas temperaturas	Chapas	A-516-60	117,8	117,8	117,8	117,8	114,3	111,5	108,0	103,2	88,9	74,4	62,2	45,6
	Chapas	A-516-65	128,1	128,1	128,1	128,1	124,6	121,9	118,2	112,3	95,0	78,5	62,2	45,6
	Chapas	A-516-70	137,7	137,7	137,7	137,7	134,8	132,2	128,3	121,5	101,2	82,6	67,0	50,8
	Tubos	A-333-6	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	45,6
	Tubos	A-334-6	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	117,8	115,3	104,9	88,9	74,4	62,2	45,6
	Forjados	A-350-LF1	117,8	117,8	117,8	117,8	107,3	104,2	101,1	97,2	88,9	74,4	62,2	45,6
	Forjados	A-350-LF2	137,7	137,7	135,5	135,0	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,8
	Fundidos	A-352-LCB	128,1	128,1	128,1	128,1	124,6	121,9						
Aço-liga 1/2 Mo	Chapas	A-204-A	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,0	126,7	123,8	101,9	70,1
	Chapas	A-204-B	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	133,6	104,4	70,1	43,8
	Tubos	A-335-P1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	107,8	105,9	102,6	100,3	95,8
	Tubos	A-209-T1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	107,8	105,9	102,6	100,3	95,8
	Forjados	A-182F1	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,1	133,6	104,4
	Fundidos	A-217-WC1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	128,1	127,8	126,2	123,1	119,8	116,9	100,1

Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1

ANEXO D – Catálogo de tubos

Figura 82 – Catálogo de tubos para diâmetros nominais de 1/8 polegada até 3 1/2 polegadas

CONFORJA		DIMENSIONS AND WEIGHTS FOR SEAMLESS OR WELDED PIPES				DIMENSOES E PESOS DOS TUBOS COM E SEM COSTURA		
----------	--	---	--	--	--	---	--	--

ANSI B 36.10

Diâm. nominal D.N. pol. Nominal Pipe Size Inches	Diâmetro externo Outside Diameter		Espessura da parede Wall Thickness		Peso Weight		Identificação Identification		
	pol./Inch.	mm	pol./Inch.	mm	lbs/pé	kg/m	std.	std. x-s, xx-s	sched. n.º
1/8	0.405	10,3	0.068	1,7	0.24	0,357	5 L	Std.	40
			0.095	2,4	0.31	0,461	5 L	X-S	80
1/4	0.540	13,7	0.088	2,2	0.42	0,625	5 L	Std.	40
			0.119	3,0	0.54	0,804	5 L	X-S	80
3/8	0.675	17,1	0.091	2,3	0.57	0,848	5 L	Std.	40
			0.126	3,2	0.74	1,10	5 L	X-S	80
1/2	0.840	21,3	0.109	2,8	0.85	1,26	5 L	Std.	40
			0.147	3,7	1.09	1,62	5 L	X-S	80
			0.188	4,8	1.31	1,95			160
			0.294	7,5	1.71	2,54	5 L	XX-S	
3/4	1.050	26,7	0.113	2,9	1.13	1,68	5 L	Std.	40
			0.154	3,9	1.47	2,19	5 L	X-S	80
			0.219	5,6	1.94	2,89			160
			0.308	7,8	2.44	3,63	5 L	XX-S	
1	1.315	33,4	0.133	3,4	1.68	2,50	5 L	Std.	40
			0.179	4,5	2.17	3,23	5 L	X-S	80
			0.250	6,4	2.84	4,23			160
			0.358	9,1	3.66	5,45	5 L	XX-S	
1 1/4	1.660	42,2	0.140	3,6	2.27	3,38	5 L	Std.	40
			0.191	4,8	3.00	4,46	5 L	X-S	80
			0.250	6,4	3.76	5,60			160
			0.382	9,7	5.21	7,75	5 L	XX-S	
1 1/2	1.900	48,3	0.145	3,7	2.72	4,05	5 L	Std.	40
			0.200	5,1	3.63	5,40	5 L	X-S	80
			0.281	7,1	4.86	7,23			160
			0.400	10,2	6.41	9,54	5 L	XX-S	
2	2.375	60,3	0.154	3,9	3.65	5,43	5 L	Std.	40
			0.218	5,5	5.02	7,47	5 L	X-S	80
			0.344	8,7	7.46	11,1			160
			0.436	11,1	9.03	13,4	5 L	XX-S	
2 1/2	2.875	73,0	0.203	5,2	5.79	8,62	5 L	Std.	40
			0.276	7,0	7.66	11,4	5 L	X-S	80
			0.375	9,5	10.01	14,9			160
			0.552	14,0	13.70	20,4	5 L	XX-S	
3	3.500	88,9	0.125	3,2	4.51	6,71	5 L		
			0.156	4,0	5.58	8,30	5 L		
			0.188	4,8	6.63	9,87	5 L		
			0.216	5,5	7.58	11,3	5 L	Std.	40
			0.250	6,4	8.68	12,9	5 L		
			0.281	7,1	9.67	14,4	5 L		
			0.300	7,6	10.25	15,3	5 L	X-S	80
			0.438	11,1	14.31	21,3			160
			0.600	15,2	18.58	27,7	5 L	XX-S	
3 1/2	4.000	101,6	0.125	3,2	5.17	7,69	5 L		
			0.156	4,0	6.41	9,54	5 L		
			0.188	4,8	7.63	11,4	5 L		
			0.226	5,7	9.11	13,6	5 L	Std.	40
			0.250	6,4	10.01	14,9	5 L		
			0.281	7,1	11.17	16,6	5 L		
			0.318	8,1	12.51	18,6	5 L	X-S	80

i) Std. = Standard
X-S = Extra Forte
XX-S = Duplo Extra Forte

Standard Wall
Extra Strong
Double Extra Strong

Fonte: Conforja

Figura 83 – Catálogo de tubos para diâmetros nominais de 4 polegadas até 8 polegadas

DIMENSÕES E PESOS DOS TUBOS COM E SEM COSTURA		DIMENSÕES E PESOS WEIGHTS FOR SEAMLESS OR WELDED PIPES		CONFORUM C						
Diâm. nominal D.N. pol. Nominal Pipe Size Inches	Diâmetro externo Outside Diameter pol./Inch. mm	Espessura da parede Wall Thickness		Peso Weight		Identificação Identification				
		pol./Inch.	mm	pol./Inch.	mm	lbs/pé	kg/m	std.	std. x-s, xx-s	sched. n.º
4	4.800 114,3	0.125	3,2	5.84	8,69	5 L				
		0.155	4,0	7,26	10,8	5 L				
		0.188	4,8	8,64	12,9	5 L				
		0.219	5,6	10,00	14,9	5 L				
		0.237	6,0	10,79	16,1	5 L				
		0.250	6,4	11,35	16,9	5 L				
		0.281	7,1	12,67	18,9	5 L				
		0.312	7,9	13,98	20,8	5 L				
		0.337	8,6	14,98	22,3	5 L				
		0.438	11,1	18,98	28,2					120
		0.531	13,5	22,52	33,5					160
		0.674	17,1	27,54	41,0	5 L	XX-S			
5	5.563 141,3	0.156	4,0	9,02	13,4	5 L				
		0.188	4,8	10,76	16,0	5 L				
		0.219	5,6	12,49	18,6	5 L				
		0.258	6,6	14,62	21,8	5 L				
		0.281	7,1	15,87	23,6	5 L				
		0.312	7,9	17,52	26,1	5 L				
		0.344	8,7	19,16	28,5	5 L				
		0.375	9,5	20,78	30,9	5 L				
		0.500	12,7	27,04	40,2					120
		0.625	15,9	32,96	49,0					160
		0.750	19,0	38,55	57,4	5 L	XX-S			
6	6.625 168,3	0.188	4,8	12,89	19,2	5 L	5 LX			
		0.219	5,6	14,97	22,3	5 L	5 LX			
		0.250	6,4	17,02	25,3	5 L	5 LX			
		0.280	7,1	18,97	28,2	5 L	5 LX			
		0.312	7,9	21,07	31,4	5 L	5 LX			
		0.344	8,7	23,06	34,3	5 L	5 LX			
		0.375	9,5	25,03	37,2	5 L	5 LX			
		0.432	11,0	28,57	42,5	5 L	5 LX			
		0.562	14,3	36,42	54,2					120
		0.719	18,3	45,34	67,5					160
		0.864	21,9	53,16	79,1	5 L	XX-S			
8	8.625 219,1	0.188	4,8	16,90	25,1	5 L	5 LX			
		0.203	5,2	18,27	27,2	5 L	5 LX			
		0.219	5,6	19,64	29,2	5 L	5 LX			
		0.250	6,4	22,36	33,3	5 L	5 LX			20
		0.277	7,0	24,70	36,8	5 L	5 LX			30
		0.312	7,9	27,74	41,3	5 L	5 LX			
		0.322	8,2	28,55	42,5	5 L	5 LX			
		0.344	8,7	30,40	45,2	5 L	5 LX			
		0.375	9,5	33,04	49,2	5 L	5 LX			
		0.406	10,3	35,66	53,1					
		0.438	11,1	38,26	56,9	5 L	5 LX			
		0.500	12,7	43,39	64,6	5 L	5 LX			
		0.594	15,1	50,93	75,8					
		0.719	18,3	60,69	90,3					
		0.812	20,6	67,79	101					
		0.875	22,2	72,42	108	5 L	XX-S			
		0.906	23,0	74,71	111					

) Std. = Standard

Standard Wall

X-S = Extra Forte

Extra Strong

XX-S = Duplo Extra Forte

Double Extra Strong

Fonte: Conforja

Figura 84 – Catálogo de tubos para diâmetros nominais de 10 polegadas até 14 polegadas



**DIMENSIONS AND
WEIGHTS FOR SEAMLESS
OR WELDED PIPES**

**DIMENSOES E PESOS
DOS TUBOS
COM E SEM COSTURA**

ANSI B 36.10

Diâm. nominal D.N. pol. Nominal Pipe Size Inches	Diâmetro externo Outside Diameter		Espessura da parede Wall Thickness		Peso Weight		Identificação Identification		
	pol./inch.	mm	pol./inch.	mm	lbs/pé	kg/m	std.	std. x-s, xx-s	sched. n.º
10	10.750	273,0	0.188	4,8	21,15	31,5	5 L 5 LX		
			0.203	5,2	22,88	34,0	5 LX		
			0.219	5,6	24,60	36,6	5 L 5 LX		
			0.250	6,4	28,04	41,7	5 L 5 LX		20
			0.279	7,1	31,20	46,4	5 L 5 LX		
			0.307	7,8	34,24	51,0	5 L 5 LX		
			0.344	8,7	38,20	56,8	5 L 5 LX		30
			0.365	9,3	40,48	60,2	5 L 5 LX	Std.	40
			0.438	11,1	48,19	71,7	5 L 5 LX		
			0.500	12,7	54,74	81,5	5 L 5 LX	X-S	60
			0.594	15,1	64,40	95,8			80
			0.719	18,3	77,00	115			100
			0.844	21,4	89,27	133			120
			1.000	25,4	104,13	155		XX-S	140
			1.125	28,6	115,65	172			160
12	12.750	323,8	0.203	5,2	27,22	40,5	5 LX		
			0.219	5,6	29,28	43,6	5 L 5 LX		
			0.250	6,4	33,38	49,7	5 L 5 LX		20
			0.281	7,1	37,45	55,7	5 L 5 LX		
			0.312	7,9	41,51	61,8	5 L 5 LX		
			0.330	8,4	43,77	65,1	5 L 5 LX		30
			0.344	8,7	45,55	67,8	5 L 5 LX		
			0.375	9,5	49,56	73,8	5 L 5 LX	Std.	
			0.406	10,3	53,66	79,7	5 LX		40
			0.438	11,1	57,53	85,6	5 L 5 LX		
			0.500	12,7	65,42	97,4	5 L 5 LX	X-S	
			0.562	14,3	73,22	109			60
			0.688	17,5	88,57	132			80
			0.844	21,4	107,29	160			100
			1.000	25,4	125,49	187		XX-S	120
			1.125	28,6	139,68	208			140
			1.312	33,3	160,33	239			160
14	14.000	355,6	0.210	5,3	30,93	46,0	5 LX		
			0.219	5,6	32,20	47,9	5 LX		
			0.250	6,4	36,71	54,6	5 L 5 LX		
			0.281	7,1	41,21	61,3	5 L 5 LX		
			0.312	7,9	45,68	68,0	5 L 5 LX		
			0.344	8,7	50,14	74,6	5 L 5 LX		
			0.375	9,5	54,57	81,2	5 L 5 LX	Std.	30
			0.438	11,1	63,37	94,3	5 L 5 LX		40
			0.469	11,9	67,78	101	5 LX		
			0.500	12,7	72,09	107	5 L 5 LX	X-S	
			0.594	15,1	85,01	127			60
			0.750	19,0	106,13	158			80
			0.938	23,8	130,79	195			100
			1.094	27,8	150,76	224			120
			1.250	31,8	170,22	253			140
			1.406	35,7	189,15	281			160
			2.000	50,8	256,32	381			
			2.125	54,0	269,51	401			
			2.200	55,9	277,26	413			
			2.500	63,5	307,05	457			

Std. = Standard

Standard Wall

X-S = Extra Forte

Extra Strong

XX-S = Duplo Extra Forte

Double Extra Strong

ANEXO E – Especificações do tratamento de alívio de tensões

Tabela 13 – Especificação do tratamento térmico para alívio de tensões para materiais P-NO. 1
Grupo Nº 1,2 e 3

POSTWELD HEAT TREATMENT REQUIREMENTS FOR CARBON AND LOW ALLOY STEELS (CONT'D)

Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UW-40(f)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 3 Gr. Nos. 1, 2, 3	1,100 (595)	1 hr/in. (25 mm), 15 min minimum	2 hr plus 15 min for each additional inch (25 mm) over 2 in. (50 mm)	2 hr plus 15 min for each addi- tional inch (25 mm) over 2 in. (50 mm)

Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1

Tabela 14 – Especificação do tratamento térmico para alívio de tensões para materiais P-NO. 4
Grupo Nº 1,2 e 3

POSTWELD HEAT TREATMENT REQUIREMENTS FOR CARBON AND LOW ALLOY STEELS (CONT'D)

Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UW-40(f)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-No. 4 Gr. Nos. 1, 2	1,200 (650)	1 hr/in. (25 mm), 15 min minimum	1 hr/in. (25 mm)	5 hr plus 15 min for each addi- tional inch (25 mm) over 5 in. (125 mm)

Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1

Tabela 15 – Especificação do tratamento térmico para alívio de tensões para materiais P-NO. 5A, 5B e 5C Grupo Nº 1

POSTWELD HEAT TREATMENT REQUIREMENTS FOR CARBON AND LOW ALLOY STEELS (CONT'D)

Material	Normal Holding Temperature, °F (°C), Minimum	Minimum Holding Time at Normal Temperature for Nominal Thickness [See UW-40(f)]		
		Up to 2 in. (50 mm)	Over 2 in. to 5 in. (50 mm to 125 mm)	Over 5 in. (125 mm)
P-Nos. 5A, 5B Gr. No. 1, and 5C Gr. No. 1	1,250 (675)	1 hr/in. (25 mm), 15 min minimum	1 hr/in. (25 mm)	5 hr plus 15 min for each addi- tional inch (25 mm) over 5 in. (125 mm)

Fonte: ASME, Seção VIII, Divisão 1