



# VASOS DE PRESSÃO

Pedro C. Silva Telles

2ª Edição Atualizada

LTC

# Vasos de Pressão



# *Vasos de Pressão*

**Pedro Carlos da Silva Telles**

Ex-Professor de Equipamentos de Processo da Escola de Engenharia da UFRJ.  
Professor de Materiais para a Indústria Química do Instituto Militar de Engenharia.  
Ex-Professor em Cursos de Pós-Graduação da Petrobrás.  
Engenheiro Aposentado da Petrobrás  
(ex-Chefe do Setor de Caldeiraria do Serviço de Engenharia).  
Membro Titular da Academia Nacional de Engenharia.

2.<sup>a</sup> edição atualizada

**LTC**  
EDITORA

No interesse de difusão da cultura e do conhecimento, o autor e os editores envidaram o máximo esforço para localizar os detentores dos direitos autorais de qualquer material utilizado, dispondo-se a possíveis acertos posteriores caso, inadvertidamente, a identificação de algum deles tenha sido omitida.

## Prefácio

Este livro é dedicado ao estudo do projeto mecânico e do detalhamento de vasos de pressão, abrangendo também os aspectos mais importantes da fabricação, montagem e inspeção desses equipamentos.

Vasos de pressão é um nome genérico para designar todos os recipientes pressurizados, de qualquer tipo, dimensões, formato ou finalidade, entre os quais se contam os vasos de pressão propriamente ditos, e mais os reatores, torres de destilação, de fracionamento e de retificação e também os trocadores de calor, aquecedores, resfriadores, condensadores, refeedores, caldeiras etc.

Todos estes equipamentos 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, indústrias farmacêuticas e alimentares etc. Estes mesmos equipamentos estão também presentes, como itens de maior ou menor importância, em muitas outras indústrias.

Uma das características dos vasos de pressão é o fato de não serem produtos de linhas de fabricação, sendo, pelo contrário, quase sempre projetados e construídos por encomenda, sob medida, para atender, em cada caso, a determinadas condições de desempenho. Daí resulta a importância do estudo do projeto dos vasos de pressão, porque, salvo raras exceções, esse projeto deve ser feito individualmente para cada vaso em particular.

Por isso, este livro destina-se não só aos estudantes das escolas de engenharia, onde essa disciplina é ministrada, como também e principalmente aos profissionais de nível superior e de nível médio que trabalham em firmas de projeto de engenharia, em fabricantes e montadores de equipamentos, bem como em firmas de inspeção, e aos usuários em geral de vasos de pressão.

Procuramos dar a este livro um caráter prático, de modo a torná-lo, o mais possível, acessível e útil ao maior número de pessoas. A nossa intenção foi também e principalmente completar — em vez de substituir — a excelente bibliografia es-

1.ª edição: 1991 — Reimpressão: 1992  
2.ª edição: 1996 — Reimpressão: 2001, 2003, 2005 e 2007

Foto de capa: Esferas de armazenamento de gases da Refinaria Paulínia (Replan) — Jônio Machado. Cortesia do arquivo da Petrobrás

Direitos exclusivos para a língua portuguesa  
Copyright © 1996 by Pedro Carlos da Silva Telles  
**LTC — Livros Técnicos e Científicos Editora S.A.**  
Travessa do Ouvidor, 11  
Rio de Janeiro, RJ — CEP 20040-040  
Tel.: 21-3970-9480  
Fax: 21-2221-3202  
ltc@lcteditora.com.br  
www.lcteditora.com.br

Reservados todos os direitos. É proibida a duplicação ou reprodução deste volume, no todo ou em parte, sob quaisquer formas ou por quaisquer meios (eletrônico, mecânico, gravação, fotocópia, distribuição na Web ou outros), sem permissão expressa da Editora.

trangeira sobre vasos de pressão. Por isso, foram tratados com maior extensão os assuntos de interesse geral que não costumam ser encontrados em outras fontes bibliográficas, procurando também atender às peculiaridades das condições brasileiras.

Queremos agradecer a todas as pessoas que nos deram seu apoio ou seu incentivo à realização desta obra. Agradecemos em particular aos Engs. Adelino Carlos Leandro da Silva, Carlos Dittmar Filho, João Carlos Bessa e Maurício Bittencourt da Luz, pelas muitas e valiosas sugestões para acréscimos e modificações. Agradecemos também à Petróleo Brasileiro S.A. — Petrobrás, à Brascep Engenharia Ltda. e à Confab Industrial S.A., pela autorização de publicação de material de sua propriedade, bem como aos Srs. José Maurício Duarte, Gilberto Vasconcellos Freire e Severino Ferreira Alves pelo trabalho de preparação das figuras.

Rio de Janeiro, junho de 1990  
Pedro Carlos da Silva Telles

### Nota Sobre esta reimpressão

A partir dessa reimpressão, a atualização deste livro conta com a colaboração da equipe técnica da Petrobrás, de acordo com o contrato firmado entre essa empresa e o autor.

Para a presente reimpressão, a atualização foi feita pelo Eng. Ademaro Marchiori, a quem muito agradecemos.

## Sumário

### CAPÍTULO 1 — GENERALIDADES, 1

- 1.1 Introdução, 1
- 1.2 Classes e finalidades dos vasos de pressão, 2
- 1.3 Projeto dos vasos de pressão, 5

### CAPÍTULO 2 — FORMATOS, PARTES PRINCIPAIS, TIPOS PRINCIPAIS, 7

- 2.1 Formato e posição dos vasos de pressão, 7
- 2.2 Tampos dos vasos de pressão, 9
- 2.3 Transições de formato e de espessura, 13
- 2.4 Espessuras de cascos e de tampos, 17
- 2.5 Construção dos trocadores de calor convencionais, 19
- 2.6 Outros tipos de trocadores de calor, 22
- 2.7 Trocadores de calor padronizados pela norma TEMA, 25
- 2.8 Seleção do tipo de trocador de calor, 26
- 2.9 Processos de fabricação de vasos de pressão, 29

### CAPÍTULO 3 — DESENVOLVIMENTO DO PROJETO E DA CONSTRUÇÃO DOS VASOS DE PRESSÃO, 33

- 3.1 Projeto e construção dos vasos de pressão, 33
- 3.2 Etapas do projeto e da construção, 33
- 3.3 Rotinas de desenvolvimento do projeto e da construção dos vasos, 43

## CAPÍTULO 4 — MATERIAIS PARA VASOS DE PRESSÃO, 46

- 4.1 Materiais para vasos de pressão, 46
- 4.2 O problema geral de seleção de materiais, 48
- 4.3 Aços-carbono, 52
- 4.4 Aços-liga e inoxidáveis. Casos gerais de emprego, 54
- 4.5 Aços-liga, 56
- 4.6 Aços inoxidáveis, 58
- 4.7 Especificações de aços-carbono, aços-liga e inoxidáveis, 61
- 4.8 Dimensões e pesos de chapas e tubos de aço, 64
- 4.9 Metais não-ferrosos, 65
- 4.10 Materiais plásticos reforçados, 69
- 4.11 Materiais para temperaturas elevadas, 70
- 4.12 Materiais para baixas temperaturas, 71
- 4.13 Materiais para revestimentos internos, 75
- 4.14 Materiais para serviço com hidrogênio, 77
- 4.15 Critério de especificação de materiais da norma N-253, da Petrobrás, 79

## CAPÍTULO 5 — NORMAS DE PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO — TENSÕES EM VASOS DE PRESSÃO, 81

- 5.1 Natureza e finalidade das normas de projeto, 81
- 5.2 Alguns comentários sobre as normas de projeto, 82
- 5.3 Resumo histórico e evolução das normas de projeto, 83
- 5.4 Principais normas de projeto de vasos de pressão, 85
- 5.5 Tensões admissíveis e coeficientes de segurança, 86
- 5.6 Categorias de tensões em um vaso de pressão, 89
- 5.7 Relaxamento espontâneo das tensões secundárias, 93
- 5.8 Código ASME, Seção VIII, Divisão 1, 97
- 5.9 Código ASME, Seção VIII, Divisão 2, 99
- 5.10 Norma inglesa BS-5500, 101
- 5.11 Normas alemãs A. D. Merkblatt, 102

## CAPÍTULO 6 — CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E DE PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO, 104

- 6.1 Diversos conceitos de pressão e de temperatura, 104
- 6.2 Pressão e temperatura de operação, 104
- 6.3 Pressão e temperatura de projeto, 105
- 6.4 Pressão máxima de trabalho admissível — Pressão de abertura da válvula de segurança, 107
- 6.5 Natureza e finalidade do teste hidrostático, 109
- 6.6 Pressão de teste hidrostático, 109
- 6.7 Comparação entre as pressões de operação, de teste e máxima de trabalho admissível, 110

- 6.8 Cargas que atuam em um vaso de pressão, 112
- 6.9 Combinações de carregamentos, tensões e espessuras, 113
- 6.10 Condições de projeto de trocadores de calor, 115

## CAPÍTULO 7 — DETALHES E ACESSÓRIOS EM VASOS DE PRESSÃO CONVENCIONAIS, 117

- 7.1 Detalhes em vasos de pressão convencionais, 117
- 7.2 Aberturas nos vasos de pressão, 117
- 7.3 Reforços nas aberturas, 120
- 7.4 Bocais para vasos de pressão, 124
- 7.5 Bocas de visita e de inspeção, 127
- 7.6 Flanges e faces de flanges, 130
- 7.7 Juntas e parafusos para flanges, 134
- 7.8 Soldas em vasos de pressão, 136
- 7.9 Suportes para vasos de pressão, 145
- 7.10 Peças internas em vasos de pressão, 150
- 7.11 Peças internas em trocadores de calor, 154
- 7.12 Exigências da norma TEMA para trocadores de calor, 158
- 7.13 Peças externas e acessórios diversos em vasos de pressão, 161
- 7.14 Dispositivos de alívio de pressão, 164
- 7.15 Disposição geral dos acessórios em vasos de pressão, 166

## CAPÍTULO 8 — DETALHES EM VASOS DE PRESSÃO ESPECIAIS, 173

- 8.1 Detalhes em vasos de pressão especiais, 173
- 8.2 Vasos construídos de chapas cladeadas, 173
- 8.3 Vasos com outros tipos de revestimentos metálicos internos, 180
- 8.4 Vasos com revestimentos internos não-metálicos, 182
- 8.5 Vasos com revestimentos internos de concreto e de cerâmica, 185
- 8.6 Vasos com camisa externa, 189
- 8.7 Vasos para serviços corrosivos ou para baixas temperaturas, 191
- 8.8 Vasos para serviço com hidrogênio, 194
- 8.9 Vasos para gases liquefeitos sob pressão, 195

## CAPÍTULO 9 — DESENHOS DE VASOS DE PRESSÃO, 197

- 9.1 Desenhos de vasos de pressão, 197
- 9.2 Folhas de dados, 198
- 9.3 Desenhos de processo, 200
- 9.4 Desenhos mecânicos, 202
- 9.5 Desenhos de fabricação, 206
- 9.6 Desenho de detalhes de soldagem e de inspeção de soldas, 208

- 9.7 Outros desenhos de vasos de pressão, 208
- 9.8 Interdependência entre o projeto de um vaso e o projeto global de uma instalação industrial, 209
- 9.9 Informações que devem ser transmitidas aos outros projetos ou deles recebidas, 211

## CAPÍTULO 10 — CÁLCULO DE VASOS DE PRESSÃO PELO CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII, DIVISÃO I, 214

- 10.1 Cálculo de vasos de pressão pelo código ASME, Seção VIII, Divisão I, 214
- 10.2 Cálculo de cascos cilíndricos para pressão interna, 214
- 10.3 Cálculo de cascos esféricos para a pressão interna, 222
- 10.4 Cálculo de tampos elípticos para a pressão interna, 223
- 10.5 Cálculo de tampos toriesféricos para a pressão interna, 224
- 10.6 Cálculo de tampos e transições cônicas para a pressão interna, 226
- 10.7 Cálculo de tampos planos, 230
- 10.8 Cálculo de cascos cilíndricos para a pressão externa, 231
- 10.9 Cálculo de cascos esféricos para a pressão externa, 236
- 10.10 Cálculo de tampos elípticos e toriesféricos para a pressão externa, 237
- 10.11 Cálculo de tampos e transições cônicas para a pressão externa, 238
- 10.12 Cálculo de anéis de reforço para cilindros ou cones, 240
- 10.13 Cálculo de tampos em calota esférica, aparafusados, 242
- 10.14 Cálculo do reforço de bocais e outras aberturas, 244
- 10.15 Cálculo prático dos anéis de reforço em aberturas, 246

## CAPÍTULO 11 — PROJETO MECÂNICO DE TROCADORES DE CALOR PELA NORMA TEMA, 248

- 11.1 Projeto mecânico de trocadores de calor pela norma TEMA, 248
- 11.2 Projeto do casco e do carretel, 249
- 11.3 Projeto do feixe tubular, 252
- 11.4 Cálculo dos espelhos, 253
- 11.5 Cálculo da tampa do carretel, 256

## CAPÍTULO 12 — FABRICAÇÃO, MONTAGEM E CONTROLE DA QUALIDADE DE VASOS DE PRESSÃO, 258

- 12.1 A fabricação, a montagem e o controle da qualidade em face do projeto de um vaso de pressão, 258
- 12.2 Etapas da fabricação, montagem e controle da qualidade, 258
- 12.3 Trabalhos preparatórios com a matéria-prima, 260
- 12.4 Traçagem e corte, 263
- 12.5 Conformação, 265
- 12.6 Preparação para a soldagem, 270

- 12.7 Soldagem de vasos de pressão, 272
- 12.8 Exames não-destrutivos das soldas, 279
- 12.9 Fabricação de acessórios — usinagem, 282
- 12.10 Tratamentos térmicos, 283
- 12.11 Testes de estanqueidade, 286
- 12.12 Acabamentos e inspeção final do vaso, 288
- 12.13 Trabalhos de campo, 289
- 12.14 Sistema de controle da qualidade, 292

## BIBLIOGRAFIA, 295

## ÍNDICE ALFABÉTICO, 298

# Generalidades

## 1.1 INTRODUÇÃO

O nome vaso de pressão (*pressure vessel*) 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.

Neste livro trataremos principalmente dos vasos de pressão que podem ser considerados como “equipamentos de processo”. Denominam-se equipamentos de processo os equipamentos em indústrias de processo, que são as indústrias nas quais materiais sólidos ou fluidos sofrem transformações físicas e/ou químicas, ou as que se dedicam à armazenagem, manuseio ou distribuição de fluidos. Dentre essas indústrias podemos citar, entre outras, as refinarias de petróleo, as indústrias químicas e petroquímicas em geral, grande parte das indústrias alimentares e farmacêuticas, a parte térmica das centrais termoelétricas, os terminais de armazenagem e de distribuição de petróleo e de produtos de petróleo, bem como as instalações de processamento de petróleo e/ou de gás natural, em terra ou no mar.

Nas indústrias de processo existem três condições específicas características que tornam necessário um maior grau de confiabilidade para os equipamentos, em comparação com o que é normalmente exigido para as demais indústrias em geral:

— A grande maioria dessas indústrias trabalha em regime contínuo, dia e noite, durante muitos meses a fio. Os equipamentos ficam, portanto, submetidos a um regime severo de operação, porque não há paradas diárias para manutenção e inspeção.

— Os diversos equipamentos formam uma cadeia contínua, através da qual circulam os fluidos de processo. Deste modo, a falha ou paralisação de um único equipamento, por qualquer motivo, obriga geralmente à paralisação de toda instalação. É evidente que toda paralisação não programada de uma indústria resulta sempre em vultosos prejuízos de perda de produção e de lucros cessantes, vindo daí a necessidade do máximo de segurança e confiabilidade de funcionamento desses equipamentos.

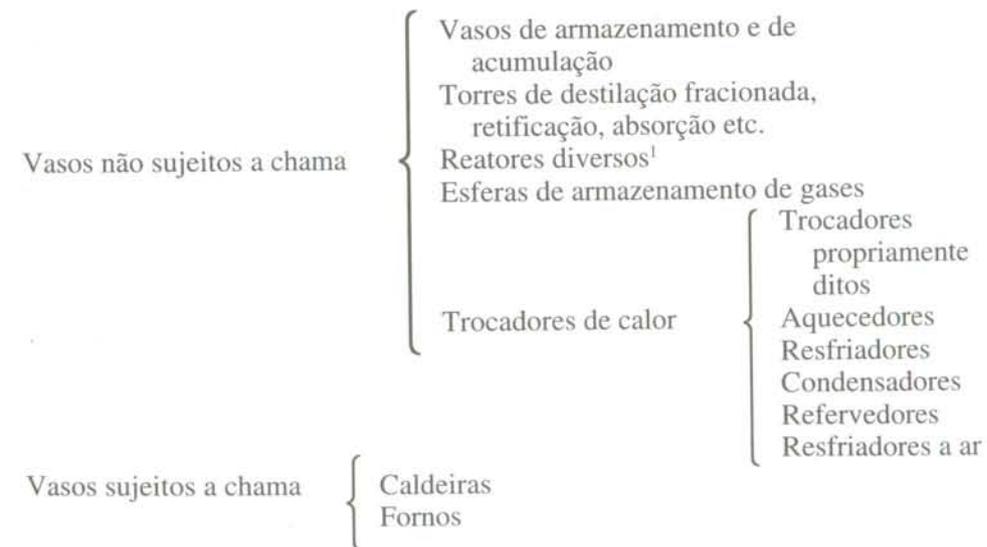
— Nessas indústrias existem muitas vezes condições de grande risco, devido ao manuseio de fluidos inflamáveis, tóxicos, explosivos, ou em elevadas pressões ou temperaturas, condições para as quais qualquer falha pode resultar em um acidente grave ou mesmo em um desastre de grandes proporções.

Os vasos de pressão constituem não só os equipamentos mais importantes da maioria das indústrias de processo, como também são geralmente os itens de maior tamanho, peso e custo unitário nessas indústrias, representando em média 60% do custo total dos materiais e equipamentos de uma unidade de processo. Esses mesmos equipamentos estão igualmente presentes, como itens de maior ou menor importância, em muitas outras indústrias de outros ramos.

É importante enfatizar que o projeto e a construção de vasos de pressão são atividades de engenharia, e por isso, como qualquer outra atividade de engenharia, destinam-se a satisfazer, o melhor possível, uma necessidade social. Assim, é indispensável que sejam devidamente considerados 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 também ser considerados a segurança contra acidentes na fabricação e na montagem do vaso, bem como possíveis prejuízos a terceiros, danos ecológicos, infrações de marcas e patentes etc.

## 1.2 CLASSES E FINALIDADES DOS VASOS DE PRESSÃO

Podemos fazer a seguinte classificação dos vasos de pressão:



<sup>1</sup>Recebem em geral o nome de reatores os vasos de pressão onde ocorre alguma reação química.



Fig. 1.1 Grande vaso de pressão pronto para o transporte: trocador de calor para ácido sulfúrico, para a Caraíba Metais. A foto é cortesia do Eng. Carlos Dittmar Filho. Peso: cerca de 200t.

A Fig. 1.1 mostra um grande vaso de pressão pronto para o transporte, e a Fig. 1.2 mostra vários vasos de pressão instalados em uma unidade petroquímica.

Os vasos sujeitos ou não a chama são, como o próprio nome indica, os vasos onde há ou não presença de fogo, embora os não sujeitos a chama possam, em muitos casos, trabalhar em elevadas temperaturas. Neste livro trataremos apenas dos vasos não sujeitos a chama.

Em todos os vasos de pressão existe sempre um invólucro estanque, externo e contínuo, que é denominado “parede de pressão” (*pressure wall*) do vaso, ou seja, o elemento do vaso que contém o fluido pressurizado. A parede de pressão pode ser simples ou múltipla, bem como pôde assumir vários formatos, dependendo principalmente das dimensões e da finalidade do equipamento, como será estudado no Cap. 2. Além da parede de pressão, os vasos de pressão possuem sempre outras partes, não submetidas à pressão, como é o caso do suporte do vaso, e freqüentemente também outras peças, internas e externas, para atender a diversas finalidades.

De uma forma genérica, os vasos de pressão não sujeitos a chama são empregados em três casos gerais de uso:

- Armazenagem de gases sob pressão.
- Processamento de gases e líquidos.
- Acumulação intermediária de gases e líquidos em processos industriais.

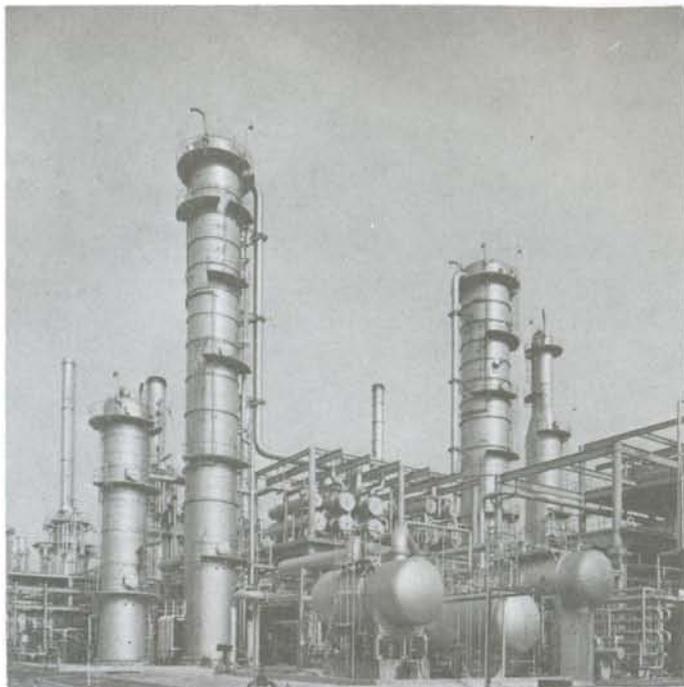


Fig. 1.2 Instalação petroquímica mostrando vários vasos de pressão.

Os gases são quase sempre armazenados sob forma liquefeita, para que se possa ter um grande peso armazenado em um volume relativamente pequeno. A armazenagem de gases em forma gasosa é geralmente antieconômica, devido ao muito pequeno peso específico. Um gás pode ser mantido liquefeito pela pressurização, em temperatura ambiente, e, nesse caso, os reservatórios de armazenagem são vasos de pressão, ou podem ser liquefeitos, em pressão atmosférica, desde que mantidos em temperatura inferior ao seu ponto de ebulição; nesse caso, que é bem mais raro, os reservatórios de armazenagem não são considerados vasos de pressão.

Numerosos processos de transformações físicas, bem como muitas reações químicas precisam ser efetuados em ambiente sob pressão. Para essa finalidade, que é justamente a mais importante dos vasos de pressão, empregam-se, por exemplo:

— Torres de bandejas ou de recheios: Processos de destilação fracionada, retificação, absorção etc.

— Reatores diversos

{ Craqueamento, reforma, dessulfurização,  
alcoilação etc. de produtos de petróleo  
Diversas reações de catálise, inclusive síntese  
de numerosos produtos químicos  
Outras reações efetuadas sob pressão

— Vasos separadores, separando óleos de água, gases de líquidos etc.

Alguns processos são realizados em ambiente de vácuo: os vasos para esses casos, também chamados de vasos de pressão, trabalham sujeitos à pressão atmosférica externa.

Para os processos realizados sob pressão é geralmente necessária a acumulação intermediária de líquidos ou de gases, entre as diversas etapas do processo, ou entre um processo e outro, para estabilizar a operação, compensando variações transitórias de vazão ou de nível, e também para evitar que os fluidos sejam descomprimidos e depois recomprimidos para a etapa seguinte, o que seria um desperdício inútil de energia. Essa acumulação intermediária também é feita em vasos de pressão.

Os vasos para armazenagem de gases costumam ser cilíndricos, quando de capacidade pequena (até 100m<sup>3</sup> aproximadamente), e esféricos quando de capacidade maior. Os vasos para as demais finalidades são na maioria das vezes cilíndricos verticais ou horizontais, ou cilíndricos modificados, contendo dois ou mais corpos cilíndricos e transições cônicas, como veremos a seguir no Cap. 2.

Trocador de calor é um nome genérico para designar uma grande variedade de equipamentos destinados a efetuar trocas de calor entre dois fluidos. Os fluidos circulantes podem ser líquidos ou gases. Para permitir uma grande superfície de troca de calor, aumentando assim a eficiência do aparelho, quase todos os trocadores de calor têm feixes tubulares, de tal forma que um dos fluidos circula por dentro dos tubos e o outro pelo lado de fora. A grande maioria dos trocadores de calor trabalha pressurizada, às vezes com grande diferencial de pressão entre os dois fluidos. São, portanto, também vasos de pressão. Quase todos os trocadores de calor têm casco cilíndrico horizontal.

Dependendo da finalidade e do tipo, esses aparelhos podem receber, entre outras, as denominações de trocadores, refervedores, condensadores, resfriadores, aquecedores etc.

Existem alguns trocadores de calor em que um dos fluidos circulantes é o próprio ar, impulsionado por ventiladores que forçam uma corrente de ar sobre o feixe tubular.

A faixa de variação de pressões e de temperaturas de trabalho dos vasos de pressão é muito extensa. Existem vasos de pressão trabalhando desde o vácuo absoluto até cerca de 4.000kg/cm<sup>2</sup> ( $\cong$  400 MPa), e desde próximo de zero absoluto até temperaturas da ordem de 1.500°C. Os vasos de pressão podem ter grandes dimensões e peso, havendo alguns com mais de 60m de comprimento, e outros com mais de 200t de peso.

Da mesma forma, é enorme a quantidade de fluidos que podem estar contidos nos vasos, incluindo-se praticamente todos os que sejam de uso industrial: líquidos, gases, mistura de líquidos e gases, líquidos ou gases com sólidos em suspensão etc.

### 1.3 PROJETO DOS VASOS DE PRESSÃO

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 raras exceções, os vasos são, quase todos, projetados e construídos por encomenda, sob medida, para atender, em cada caso, a determinada finalidade ou a determinadas condições de desempenho. Como consequência, o projeto é quase sempre feito individualmente para cada vaso a ser construído.

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

Voltaremos a esses assuntos com mais profundidade nos Caps. 3 e 4.

## Formatos, Partes Principais, Tipos Principais

### 2.1 FORMATO E POSIÇÃO DOS VASOS DE PRESSÃO

A parede de pressão de um vaso compõe-se basicamente do casco (ou cascos) 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 combinações dessas formas; são comuns, por exemplo, vasos com vários cascos cilíndricos e cônicos. É comum também o formato toroidal, principalmente para seções de concordância, como será referido nos Itens 2.2 e 2.3, deste capítulo. A Fig. 2.1 mostra alguns exemplos de vasos de diversos formatos.

Quanto à posição de instalação, os vasos de pressão podem ser verticais, horizontais ou inclinados, como também mostra a Fig. 2.1.

Na maioria das vezes o formato e a posição de instalação de um vaso decorrem — ou são uma imposição — da finalidade ou do serviço do mesmo. Os vasos verticais são usados principalmente quando é necessária a ação da gravidade para o funcionamento do vaso ou para o escoamento de fluidos. Tais são, por exemplo, as torres de fracionamento, de retificação, e de absorção, bem como muitos reatores de catálise. De um modo geral, os vasos verticais são mais caros do que os horizontais, principalmente quando de grande comprimento; em compensação ocupam menor área de terreno, sendo por isso preferidos quando há necessidade de economia de terreno.

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

Para a maior parte dos vasos o casco é cilíndrico. Essa preferência deve-se ao fato de que o formato cilíndrico é o mais fácil de se fabricar e transportar, presta-se

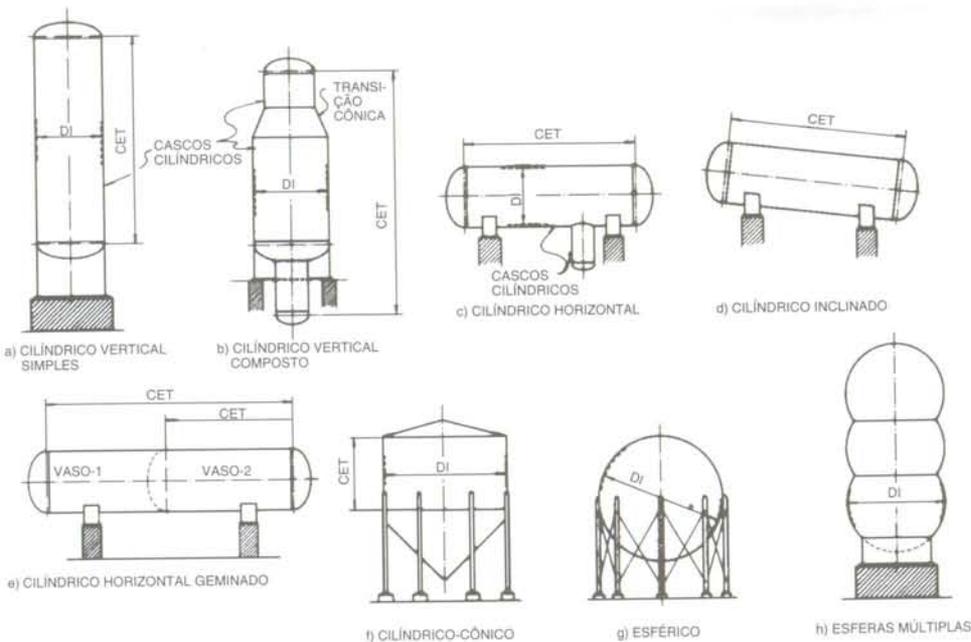


Fig. 2.1 Principais formatos de vasos de pressão.

bem à maioria dos serviços, e é o que permite o aproveitamento de chapas inteiras para a fabricação do vaso. Quando a vazão ao longo do vaso é aproximadamente a mesma em todas as seções transversais, o casco será um cilindro simples, como os exemplos (a), (c), (d) e (e), da Fig. 2.1. Quando, entretanto, houver grande diferença de vazão entre uma seção e outra do mesmo vaso — devido à existência de vários pontos importantes de entrada e saída de fluidos —, faz-se o casco como um cilindro composto, com dois ou mais corpos cilíndricos de diâmetros diferentes interligados por seções cônicas ou toroidais de concordância, de tal maneira que a velocidade geral de escoamento dos fluidos ao longo do vaso seja aproximadamente constante, aumentando-se o diâmetro onde a vazão for maior, e vice-versa. A Fig. 2.1(b) mostra um exemplo de um casco em cilindro composto. A velocidade geral de escoamento, aproximadamente constante ao longo do vaso, é uma condição exigida pela maioria das reações e transformações de processo.

Teoricamente, o formato ideal para um vaso de pressão é uma esfera, com o qual se chega à menor espessura de parede e ao menor peso, em igualdade de condições de pressão e de volume contido. Entretanto, os vasos esféricos, além de somente se prestarem como vasos de armazenamento, são caros e difíceis de fabricar, ocupam muito espaço e raramente podem ser transportados inteiros. Por esses motivos, os vasos esféricos só são econômicos para grandes dimensões, sendo empregados, nesses casos, para a armazenagem de gases sob pressão.

O formato cônico é empregado para a seção de transição entre dois corpos cilíndricos de diâmetros diferentes, como mostra a Fig. 2.1(b).

Embora bem mais raros, são também usados os formatos de esferas múltiplas e de ovóide.

Os vasos cilíndricos horizontais ou verticais podem, em alguns casos, ser geminados, isto é, dois ou mais vasos de mesmo diâmetro, formando um único conjunto, como mostrado na Fig. 2.1(e). Essa disposição, que resulta em economia de tampos, de suportes e de espaço ocupado, pode ser vantajosa quando a pressão pelo lado convexo do tampo intermediário é moderada.

As dimensões que caracterizam um vaso de pressão são o “diâmetro interno” e o “comprimento entre tangentes”. O diâmetro interno ( $D_i$ ) aplica-se a qualquer formato do vaso e, como o nome indica, é o diâmetro medido pela face interna da parede. O comprimento entre tangentes (CET), que se aplica apenas aos vasos com corpos cilíndricos ou cilíndricos compostos, é o comprimento total do corpo cilíndrico, ou a soma dos comprimentos dos corpos cilíndricos e cônicos sucessivos. As “linhas de tangência”, que limitam o comprimento entre tangentes, são as linhas traçadas, próximo a ambos os extremos do vaso, na tangência entre os corpos cilíndricos e os tampos de fechamento. Nos vasos em posição vertical, é regra usual tomar-se a linha de tangência inferior, como plano de referência para todas as cotas verticais.

Na Fig. 2.1 são mostrados o diâmetro interno e o comprimento entre tangentes de diversos tipos de vasos.

## 2.2 TAMPOS DOS VASOS DE PRESSÃO

Denominam-se tampos (*heads*)\* as peças de fechamento dos cascos cilíndricos dos vasos de pressão. Como mostram as Figs. 2.2 e 2.3, os tampos podem ter vários formatos, dos quais os mais usuais são os seguintes: elíptico, toriesférico, hemisférico, cônico e plano.

O tampo elíptico (Fig. 2.2(a)) tem — teoricamente — as seções transversais como uma elipse geométrica perfeita. No tampo elíptico denominado “normal”, a relação de semi-eixos é 2:1, isto é, o diâmetro do tampo é quatro vezes a sua altura. Esse tampo quase sempre pode ser construído com chapas da mesma espessura usada no casco cilíndrico do vaso, porque a sua resistência à pressão interna é praticamente igual à do cilindro de mesmo diâmetro.

Os tampos toriesféricos (Fig. 2.2(b)) são constituídos por uma calota central esférica (*crown*), de raio  $R_c$ , e por uma seção toroidal de concordância (*knuckle*), de raio  $R_k$ . O tampo toriesférico é bem mais fácil de fabricar do que o elíptico, e essa facilidade é tanto maior quanto menos profundo for, isto é, quanto menor for o raio  $R_k$ . Inversamente, a sua resistência será tanto maior quanto maior for  $R_k$ , permitindo chapas de menor espessura. Qualquer tampo toriesférico é sempre mais fraco do que um elíptico de mesmo diâmetro e com mesma relação de semi-eixos.

\*Os tampos são também denominados “fundos”.

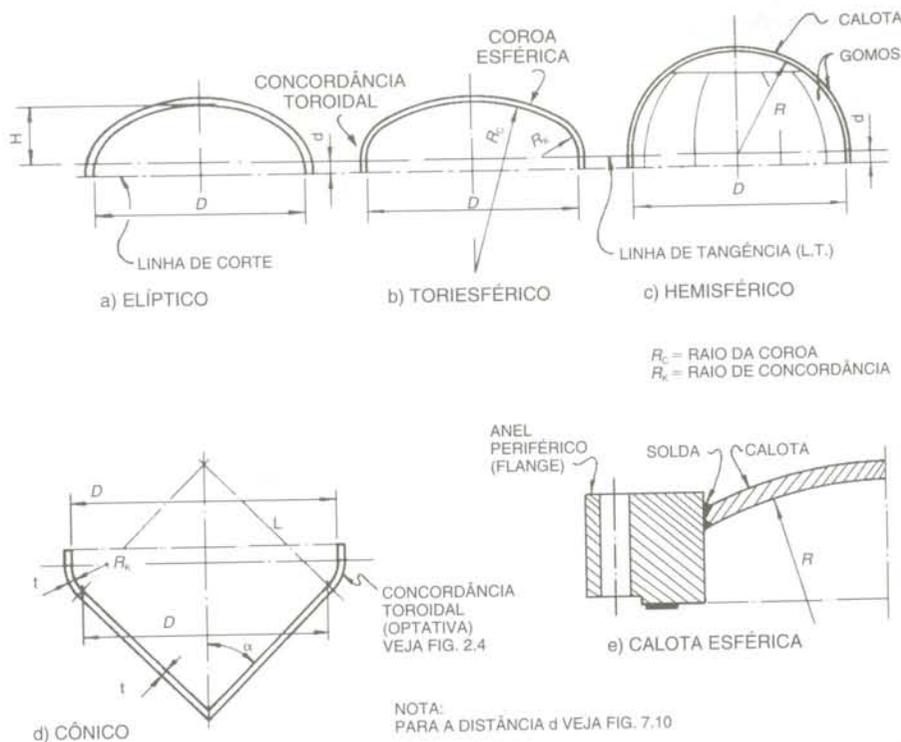


Fig. 2.2 Alguns tipos de tampos. (Baseada nas Figs. 1.4 e 1.6 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

O código ASME, Seção VIII,<sup>1</sup> Divisão 1 (parágrafo UG-32) e Divisão 2 (parágrafo AD-204), exige para os tampos toriesféricos que o raio  $R_k$  seja no mínimo 6% do diâmetro,<sup>2</sup> ou 3 vezes a espessura da chapa — o que for maior —, e que o raio  $R_c$  seja no máximo igual ao diâmetro externo do tampo. Os tampos toriesféricos com esses valores limites, isto é,  $R_k = 0,06 D$  e  $R_c = D$ , são os menos resistentes de todos ao efeito da pressão interna, exigindo por isso maior espessura de chapa.

Qualquer tampo toriesférico é tanto mais resistente quanto mais o seu perfil se aproxima de uma elipse perfeita. De todos os perfis toriesféricos com relação de semi-eixos 2:1, o perfil em que se tem  $R_k = 0,1727 D$  e  $R_c = 0,9045 D$  (ou seja,  $R_k/R_c = 0,1909$ ) é o que mais se aproxima da elipse. Esse perfil é conhecido como “falsa elipse”, ou também como “perfil Foggles”; é o mais empregado de todos os perfis toriesféricos, e frequentemente confundido com o tampo elíptico verdadeiro. O tampo toriesférico “falsa elipse” de acordo com o código ASME, Seção VIII pode ser considerado equivalente ao tampo elíptico.

Os tampos elípticos e toriesféricos podem ser instalados em posição reversa, isto é, com a pressão pelo lado convexo; essa disposição pode ser vantajosa para o tampo inferior de vasos verticais de pequeno diâmetro (até 1m, por exemplo), e de baixa pressão, para facilitar o suporte ou o apoio direto do vaso sobre uma superfície plana.

O tampo hemisférico é proporcionalmente o mais resistente de todos, podendo ter cerca da metade da espessura de um casco cilíndrico de mesmo diâmetro. Por outro lado, é difícil de construir e ocupa mais espaço devido à sua maior altura. É empregado para vasos horizontais em geral, vasos verticais de diâmetro muito grande (10m, ou mais), quando as condições de processo permitirem, e também para vasos pequenos e médios para altas pressões, caso em que o tampo é de construção forjada integral. Para grande diâmetro esses tampos são construídos de diversas partes soldadas entre si, incluindo uma calota central e vários gomos em setores esféricos (Fig. 2.2(c)).

A parte UHT do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, referente a vasos fabricados com aços de alta resistência, admite todos os tipos de tampos mencionados, exigindo entretanto que os tampos toriesféricos sejam calculados para uma tensão admissível de  $1408 \text{ Kg/cm}^2$  ( $138 \text{ MP}_a$ ) — quando à temperatura ambiente —, devendo-se, para outras temperaturas, reduzir proporcionalmente esse valor de acordo com a redução da tensão admissível do material em função da temperatura. (Veja Cap. 5 deste livro para tensões admissíveis dos materiais.)

Empregam-se também tampos com o formato de uma calota esférica, fabricados de chapa prensada, como mostrado na Fig. 2.2(e). Esses tampos têm geralmente a calota soldada a um flange aparafusado, sendo assim facilmente removíveis; é o tipo tradicionalmente usado para as tampas de espelhos flutuantes de trocadores de calor (veja Figs. 2.7 e 7.20).

Os tampos cônicos (Fig. 2.2(d)), embora fáceis de construir, são pouco usados por serem bem menos resistentes do que qualquer um dos anteriores. O seu emprego limita-se praticamente ao tampo inferior de vasos em que seja necessário o esvaziamento rápido completo, ou que trabalhem com fluidos difíceis de escoar (fluidos viscosos ou com sólidos em suspensão, por exemplo). Nos tampos cônicos existe algumas vezes uma concordância toroidal na ligação com o cilindro. Para tampos cônicos com o semi-ângulo no vértice maior do que  $30^\circ$ , o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 exige a concordância toroidal, que pode ser dispensada somente quando for feito um estudo especial de análise de tensões (parágrafo 1-5, da Divisão 1).

Em qualquer um desses tampos mencionados, com exceção do cônico, a linha de corte para a solda no casco cilíndrico do vaso costuma estar a uma certa distância da linha de tangência (LT) entre a superfície cilíndrica e o tampo, isto é, costuma haver, integral com o tampo, um pequeno trecho cilíndrico mesmo quando não é uma exigência de norma. O código ASME, Seção VIII exige essa saia cilíndrica sempre que a espessura do tampo for maior do que a espessura do casco cilíndrico a ele ligado; a Fig. 7.10, no Cap. 7, mostra as exigências dimensionais dessa norma sobre esse assunto.

<sup>1</sup> O código ASME, Seção VIII é a norma americana para vasos de pressão, que será vista em detalhes no Cap. 5, e à qual faremos numerosas referências neste livro.

<sup>2</sup> De acordo com a norma inglesa para vasos de pressão, BS 5500, o raio  $R_k$  deve ser no mínimo 10% do diâmetro.

Existe uma grande variedade de tampos planos, como mostram alguns exemplos da Fig. 2.3. Os tipos (a) e (b) são tampos não removíveis para vasos de baixa pressão. O tipo (c) tem um flange cego aparafusado removível, e o tipo (d) também é removível mediante a retirada de um anel rosqueado no corpo cilíndrico, que o mantém no lugar. Os tipos (e), (f) e (g) são tampos forjados, não removíveis, para vasos da alta pressão. As exigências dimensionais de espessuras, soldas, distâncias etc., mostradas na Fig. 2.3, são do código ASME, Seção VIII.

Exceto nos casos em que o formato do tampo decorre de uma exigência de serviço (como em muitos casos de tampos cônicos inferiores), a escolha entre os diversos tipos é feita em base econômica, dependendo do diâmetro, pressão de trabalho e recursos de fabricação.

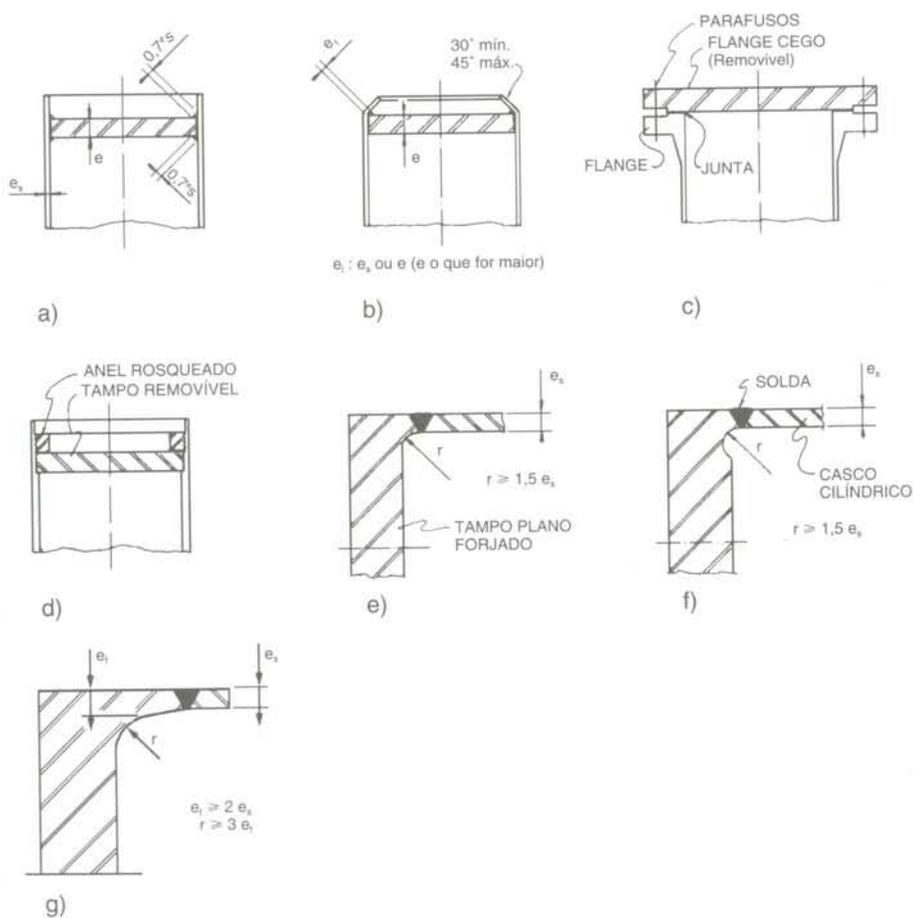


Fig. 2.3 Alguns tipos de tampos planos. (Baseada nas Figs. UG-34 e UW-13.3, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

Os tampos toriesféricos, principalmente os de perfil “falsa elipse”, são os empregados, na maioria dos casos, para vasos de quaisquer diâmetros. Os tampos elípticos verdadeiros são de uso bastante raro aqui no Brasil, devido à dificuldade de fabricação, como veremos no Cap. 12. Em outros países, onde é possível a fabricação em larga escala, esse tipo de tampo resulta mais econômico e é bastante utilizado. Os tampos planos podem ser econômicos para diâmetros pequenos (até 1m), principalmente quando o tampo tiver que ser removível.

## 2.3 TRANSIÇÕES DE FORMATO E DE ESPESSURA

Qualquer transição de formato ou de espessura na parede de pressão de um vaso resulta em uma distribuição irregular e concentração de tensões na região de transição, efeitos esses que serão tanto mais graves quanto mais forte for a mudança de forma ou de espessura. Voltaremos a este assunto no Cap. 5.

Por esse motivo, as normas de projeto fazem uma série de exigências para atenuar essas transições, como veremos a seguir.

Na ligação de um corpo cilíndrico com um tampo hemisférico de mesmo diâmetro, a transição de formato é muito pequena, desde que haja tangência perfeita; pode-se admitir que a concentração de tensões e a flexão na parede do vaso estejam dentro de limites aceitáveis, não sendo necessário nem exigido pelas normas nenhum reforço ou outra precaução adicional.

Para a ligação de um corpo cilíndrico com um tampo elíptico ou toriesférico, a transição de formato é mais forte, e por isso mesmo em geral existe uma pequena seção cilíndrica integral com o tampo, isto é, uma certa distância entre a linha de tangência e a linha de corte (ou de solda), como será visto na Fig. 7.10, Cap. 7.

Para os tampos cônicos e as transições tronco-cônicas entre dois corpos cilíndricos, tem-se uma severa transição de formato na ligação com os cilindros, que será tanto mais forte quanto maior for o ângulo do vértice do cone. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 e Divisão 2 (parágrafos 1-5 e AD-210), exige, em certos casos, que seja colocado um reforço adequado o mais próximo possível da linha de junção cilindro-cone, dependendo do ângulo do cone e da relação pressão/tensão admissível do material; a Fig. 2.4 mostra os campos em que há e em que não há necessidade desse reforço, de acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 2. O reforço consiste em um trecho de maior espessura no cone, no cilindro, ou em ambos, como mostra a Fig. 2.5. Em qualquer caso, o reforço pode ser dispensado quando existir uma seção de concordância toroidal, com raio interno mínimo de 6% do diâmetro externo do vaso, ou três vezes a espessura da chapa, o que for maior. Para os vasos construídos de aços de alta resistência, a parte UHT do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, exige que o raio interno da concordância seja, no mínimo, 10% do diâmetro.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2 (parágrafo AD-210), exige ainda que a linha de junção cone-cilindro guarde obrigatoriamente as seguintes distâncias mí-

nimas de qualquer outra transição de formato ou abertura no casco, exceto as aberturas de pequeno diâmetro, em que seja dispensado o reforço da abertura (veja item 7.3):

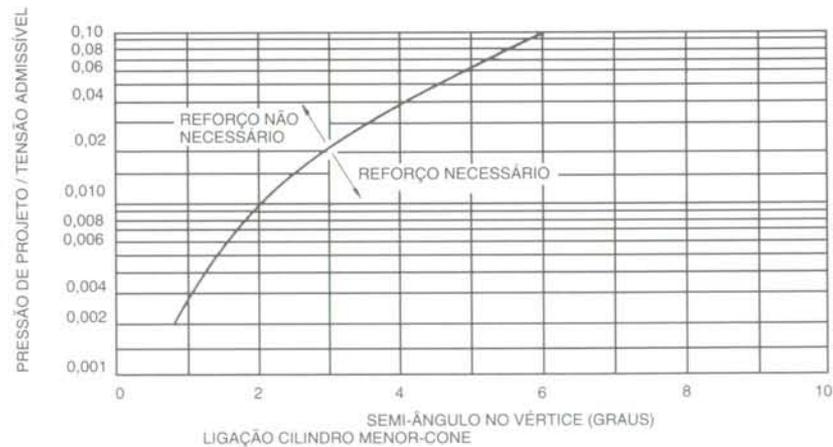
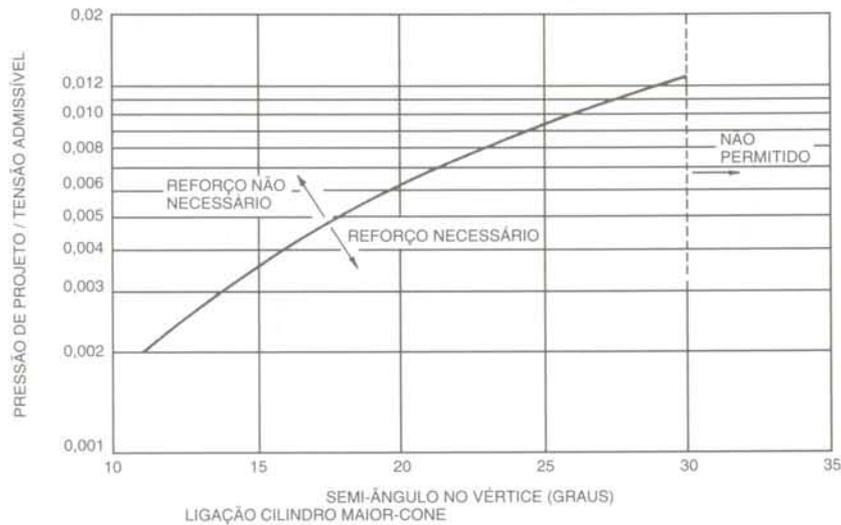
$$2,5\sqrt{R_L \times t_r} \text{ para a junção cone-cilindro maior}$$

$$2,5\sqrt{R_S \times t_r} \text{ para a junção cone-cilindro menor}$$

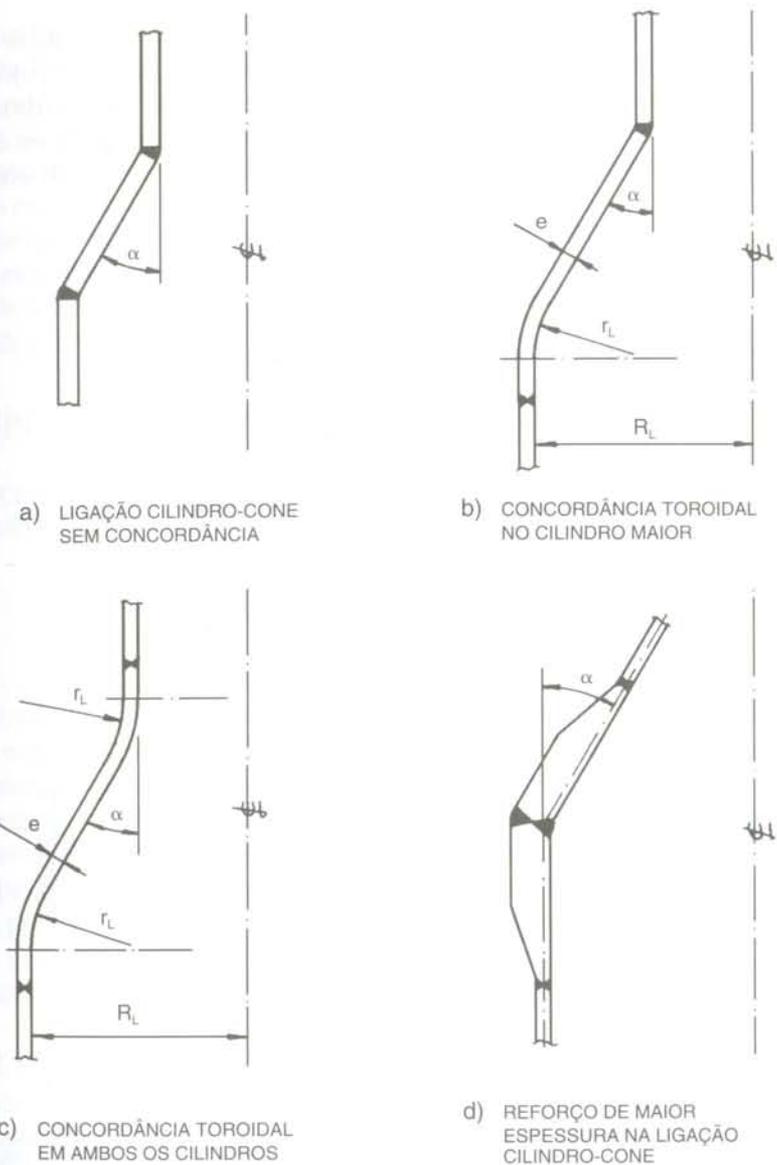
onde:  $R_L$  = raio interno do cilindro maior

$R_S$  = raio interno do cilindro menor

$t_r$  = espessura do cone



**Fig. 2.4** Necessidade de reforço na ligação cilindro-cone (de acordo com as Figs. AD-211.1 e AD-212.1, do código ASME, Seção VIII, Divisão 2). O reforço é necessário para os pontos abaixo das curvas.



$$r_L \cong \left\{ \begin{array}{l} 0,12 R_L + e \\ 3 e \end{array} \right\} \text{ o que for menor}$$

$\alpha$  = semi-ângulo do cone

**Fig. 2.5** Detalhes da ligação cilindro-cone. (Baseada nas Figs. UG-36, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, e AD-212.3, do código ASME, Seção VIII, Divisão 2.)

Para a emenda de chapas de espessuras diferentes, em qualquer parte do vaso, deve ser feito, na chapa de maior espessura, um chanfro de transição cujo comprimento de acordo com o código ASME, Seção VIII, deve ser no mínimo de três vezes a diferença de espessuras, como mostra a Fig. 2.6. Esse chanfro pode ser dispensado quando a diferença de espessuras for inferior a 3mm ou a 25% da chapa mais

fina, o que for menor. A solda pode estar na transição ou adjacente a ela. Pela norma inglesa BS-5500, a declividade do chanfro deve ser no mínimo de 1:4.

De acordo com as normas, o chanfro nas transições de espessura pode ser feito pelo lado interno, pelo lado externo ou por ambos os lados da chapa, mas é prática corrente manter-se o mesmo diâmetro interno do vaso, fazendo-se o chanfro somente pelo lado externo, como mostra a Fig. 2.6.

Note-se que na ligação cilindro-tampo hemisférico tem-se sempre uma forte transição de espessura, porque a espessura necessária do cilindro é cerca do dobro do tampo. Os tampos elípticos e toriesféricos têm espessura igual ou próxima da espessura do cilindro.

## 2.4 ESPESSURAS DE CASCOS E DE TAMPOS

A espessura da parede de pressão de um vaso deve ser, no mínimo, o maior dos dois seguintes valores:

$$\begin{cases} e_c + C \\ e_s \end{cases}$$

em que:

$e_c$  = espessura calculada mínima necessária para resistir à pressão (interna ou externa) e demais carregamentos atuantes sobre o vaso (veja Cap. 10).

$C$  = margem para corrosão.

$e_s$  = espessura mínima de resistência estrutural. Esta espessura destina-se a garantir a estabilidade estrutural do vaso, para permitir a sua montagem, e evitar o colapso pelo próprio peso ou por ação do vento. A espessura de resistência estrutural pode prevalecer sobre a espessura calculada para os vasos de diâmetro muito grande e para pressões muito baixas. Recomenda-se adotar para a espessura mínima estrutural o valor dado pela seguinte fórmula, com o mínimo de 4,0mm:

$e_s = 2,5 + 0,001 D_i + C$ , onde  $D_i$  é o diâmetro interno (em mm) da parte considerada do vaso.

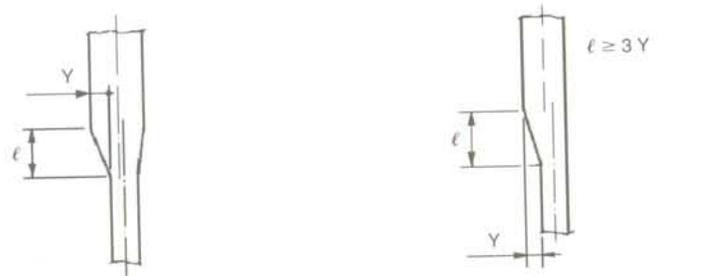
A margem para corrosão (*corrosion allowance*) é um acréscimo de espessura destinado a ser consumido pela corrosão (ou erosão) ao longo da vida útil prevista para o vaso. Teoricamente essa espessura será o produto da taxa anual de corrosão (mm/ano) pelo número de anos de vida útil considerada. É prática usual adotar-se os seguintes valores de margem para corrosão em vasos de aço-carbono ou aços de baixa liga:

Meios pouco corrosivos: 1,5mm.

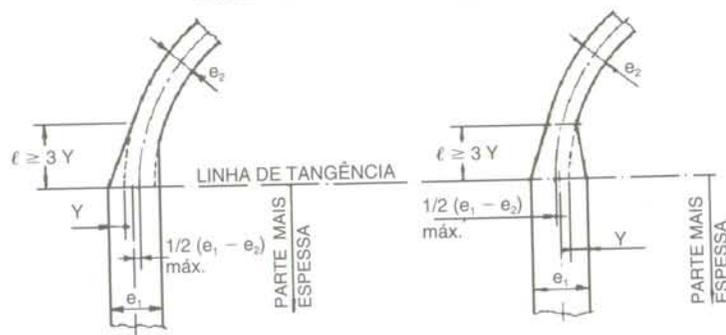
Meios medianamente corrosivos (normais): 3mm.

Meios muito corrosivos: 4 a 6mm.

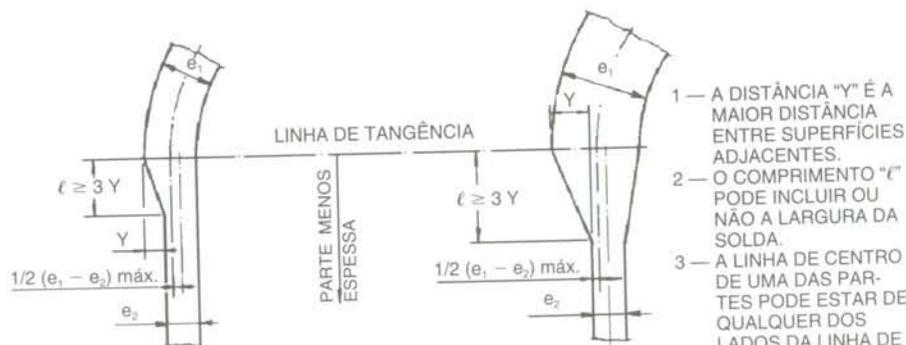
Esses valores poderão ser empregados quando não for possível estabelecer valores confiáveis para a taxa anual de corrosão. Não é usual adotar margens para cor-



a) LIGAÇÃO ENTRE DOIS CORPOS CILÍNDRICOS (O CHANFRO PODE SER FEITO POR QUALQUER UM OU POR AMBOS OS LADOS)



b) LIGAÇÃO ENTRE CILINDROS E TAMPOS



c) LIGAÇÃO ENTRE CILINDROS E TAMPOS

- 1 - A DISTÂNCIA "Y" É A MAIOR DISTÂNCIA ENTRE SUPERFÍCIES ADJACENTES.
- 2 - O COMPRIMENTO "l" PODE INCLUIR OU NÃO A LARGURA DA SOLDA.
- 3 - A LINHA DE CENTRO DE UMA DAS PARTES PODE ESTAR DE QUALQUER DOS LADOS DA LINHA DE CENTRO DA OUTRA

Fig. 2.6 Transições de espessura. (Baseada nas Figs. UW-9 e UW-13.1, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

rosão superiores a 6mm, o que não quer dizer no entanto que em casos especiais isso não possa ser feito. Em geral quando a margem resulta acima de 6mm, significa que o material não é adequado para o serviço em questão, recomendando-se selecionar outro material mais resistente à corrosão.

A margem para corrosão só pode ser dispensada nos casos em que a corrosão for reconhecidamente nula ou desprezível, ou quando houver uma pintura ou outro revestimento anticorrosivo adequado. Chama-se a atenção para que, embora esse acréscimo seja destinado especificamente para compensar o desgaste causado pela corrosão uniforme (que é a forma mais comum de corrosão), pode também servir para controlar outras formas de corrosão ou erosão que causem redução de espessura do material. É importante observar, entretanto, que qualquer sobreespessura de nada vale contra algumas formas de corrosão que causam trincas profundas e não desgaste superficial — corrosão sob tensão e intergranular, por exemplo —, que são justamente as mais graves e que devem ser combatidas por outros meios.

A espessura final a ser adotada para o casco e os tampos do vaso será normalmente a espessura comercial da chapa imediatamente superior à espessura mínima necessária, como já indicado. As espessuras comerciais usuais das chapas de aço são os valores mostrados nas Tabelas 4.6 e 4.7, do Cap. 4. Para aço-carbono não são usuais espessuras inferiores a 4,0mm.

Para os vasos de casco cilíndrico com tampos toriosféricos — exceto quando de grandes dimensões —, é prática usual fazer-se o cilindro e os tampos com chapas de mesma espessura, para simplificar a fabricação e evitar a transição de espessura, embora com esse procedimento o cilindro fique com espessura superdimensionada, devido à maior resistência do cilindro em relação aos tampos. (Veja Cap. 10.)

O código ASME, Seção VIII (parágrafo UG-16(c)) Divisão 1, permite que seja desprezada a tolerância a menos de fabricação das chapas, quando essa tolerância for inferior a 0,3mm, ou 6% da espessura (o que for menor), podendo as chapas, nesse caso, ser adquiridas com base na sua espessura comercial nominal.

O código ASME, Seção VIII exige as seguintes espessuras mínimas para as partes do vaso sujeitas a pressão:

ASME, Seção VIII, Divisão 1:

- Vasos de aços de alta resistência (parte UHT): 6,4mm.
- Vasos para água, vapor ou ar comprimido (qualquer material): 2,4mm.
- Vasos em geral, não incluídos nos casos acima: 1,6mm.

ASME, Seção VIII, Divisão 2:

- Partes em aço-carbono ou aços de baixa liga: 6,4mm.
- Partes em aços inoxidáveis ou em metais não-ferrosos: 3,2mm.

A essas espessuras mínimas deve ser acrescentada a margem para corrosão sempre que for o caso. Essas exigências de normas não se aplicam aos tubos de troca de calor de serpentinas e feixes tubulares.

Para as partes submetidas à pressão em vasos construídos de aços inoxidáveis ou de metais não-ferrosos, é prática usual adotarem-se as seguintes espessuras mínimas:

- Serviços corrosivos: 2,4mm.
- Serviços não-corrosivos: 1,6mm.

## 2.5 CONSTRUÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR CONVENCIONAIS

Nos trocadores de calor convencionais, temos dois fluidos circulando por dois circuitos independentes: o fluido quente e o fluido frio. Um desses fluidos passa por dentro dos tubos do feixe tubular: é o denominado “fluxo pelos tubos”; o outro fluido passa por fora do feixe tubular e denomina-se “fluxo pelo casco”. Esses dois circuitos são usualmente designados como “lado dos tubos” (*tube-side*) e “lado do casco” (*shell side*) respectivamente. Cada um desses dois circuitos pode ser feito em uma só passagem ou em várias passagens sucessivas.

Os trocadores de calor convencionais têm três partes principais, cada uma composta de várias peças, como mostra a Fig. 2.7:

- Corpo (*shell*).
- Carretel (*channel*).
- Feixe tubular (*bundle*).

O corpo é o casco do aparelho, por onde circula o fluido externo; o carretel é uma câmara presa ao casco, onde se abrem as extremidades dos tubos do feixe tubular, e que serve para a distribuição do fluido que circula nos tubos.

O feixe tubular é o conjunto formado pelos tubos de troca de calor e pelos espelhos (ou espelho), que são placas planas espessas, com perfurações onde se encaixam e se prendem as extremidades dos tubos.

Tanto o corpo, como o carretel e o feixe tubular podem ter várias disposições, como veremos a seguir.

Para permitir a manutenção e limpeza interna do aparelho, tem-se quase sempre o feixe tubular removível, e tampas também removíveis no carretel e no corpo, para acesso ao interior do aparelho, como também mostra a Fig. 2.7.

Em todos os trocadores existe sempre uma diferença de temperatura entre o corpo e o feixe tubular, em consequência da diferença de temperatura entre os dois fluidos circulantes. Teremos, portanto, uma dilatação diferencial entre essas duas partes. Existem várias formas de controlar essa dilatação diferencial, sendo mais frequentes as seguintes:

- Feixe tubular com espelho flutuante (*floating head bundle*).
- Feixe tubular em U (*U tube bundle*).
- Junta de expansão no casco e espelhos fixos.

A Fig. 2.7(a) mostra um exemplo de trocador de calor de feixe tubular com espelho flutuante. O feixe tubular tem um espelho fixo (peça 11), preso entre os flanges do carretel e do corpo (peças 2 e 7). O outro espelho (peça 16), juntamente com a

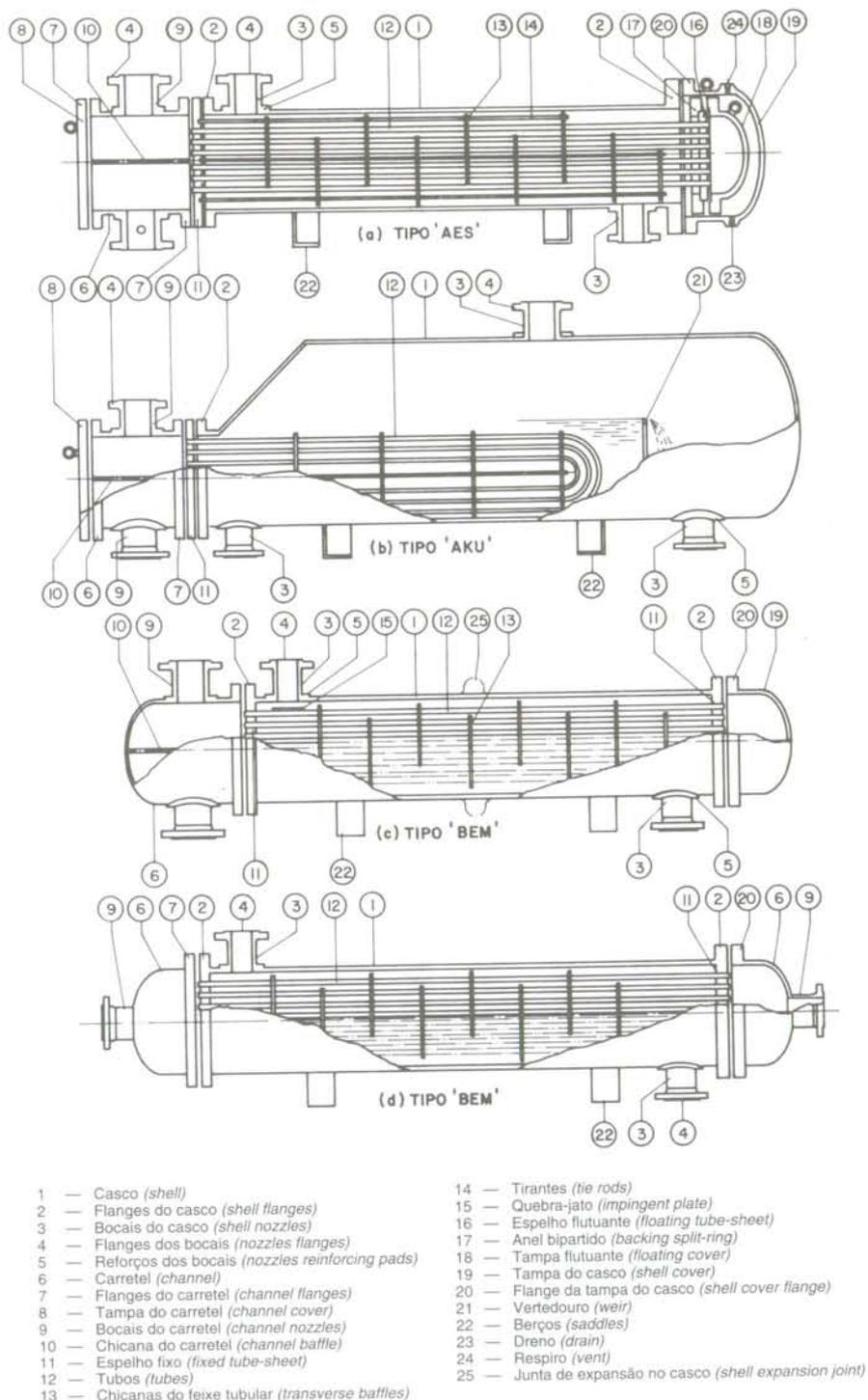


Fig. 2.7 Partes de trocadores de calor convencionais.

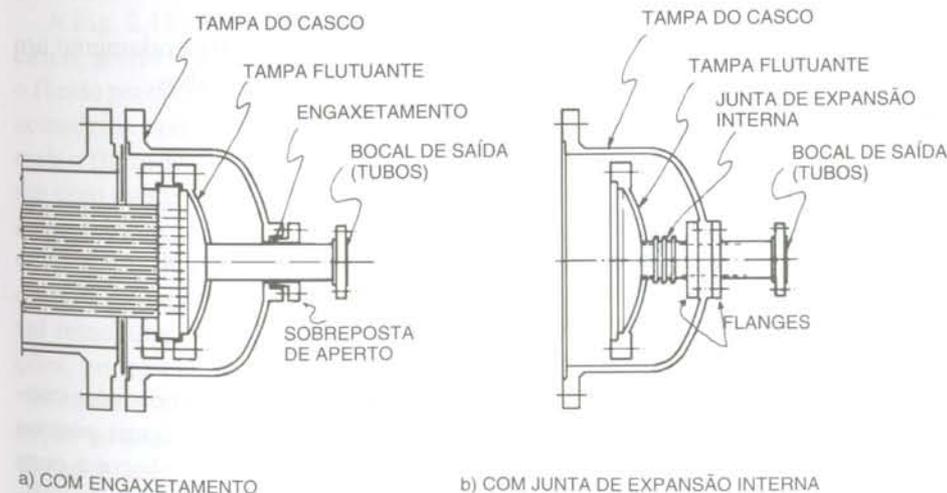
tampa flutuante (peça 18), pode movimentar-se livremente dentro do casco, em consequência da dilatação. Para a limpeza interna do feixe tubular basta remover as tampas 8, 18 e 19, sem ser necessário desconectar as tubulações que estão ligadas aos bocais do carretel (9). Como os tubos do feixe tubular são retos, é fácil a sua limpeza mecânica interna. O feixe tubular completo, com ambos os espelhos, pode ser removido para manutenção, devendo-se para isso primeiro retirar o carretel completo.

A Fig. 2.7(b) é um exemplo de um trocador com feixe tubular em U. O feixe tubular tem um único espelho, fixo, e é removível, juntamente com o espelho, pelo lado do carretel. Devido ao formato curvado dos tubos a dilatação é livre, mas a limpeza interna dos tubos é difícil, sendo impossível a sua limpeza mecânica.

Os trocadores com junta de expansão no casco (como está em tracejado na Fig. 2.7(c)) têm ambos os espelhos fixos, e devido à existência da junta de expansão o casco pode acompanhar os mesmos movimentos de dilatação do feixe tubular, e vice-versa.

Para pequenos diferenciais de temperatura entre os dois fluidos (até 50°C, no máximo), e sendo o casco e os tubos do mesmo material, podem ser adotados trocadores com tubos retos e ambos os espelhos fixos, e, portanto, sem nenhuma compensação para a dilatação diferencial (Fig. 2.7(d)), ficando nesse caso uma das partes do aparelho (casco ou feixe tubular) submetida à tração, e a outra submetida à compressão.

Os trocadores das Figs. 2.7(a) e (b) têm obrigatoriamente a entrada e a saída do feixe tubular na mesma extremidade, o que obriga a pelo menos uma inversão do sentido de circulação do fluido que passa pelos tubos. Quando essa inversão não puder ser permitida (devido principalmente à limitação de perda de carga), pode ser adotado o tipo mostrado na Fig. 2.7(d), ou os mostrados na Fig. 2.8. Todos esses aparelhos têm as entradas e saídas do fluido que passa pelos tubos em posição



a) COM ENGAXETAMENTO

b) COM JUNTA DE EXPANSÃO INTERNA

Fig. 2.8 Trocadores de calor de uma só passagem pelos tubos (extremidade posterior).

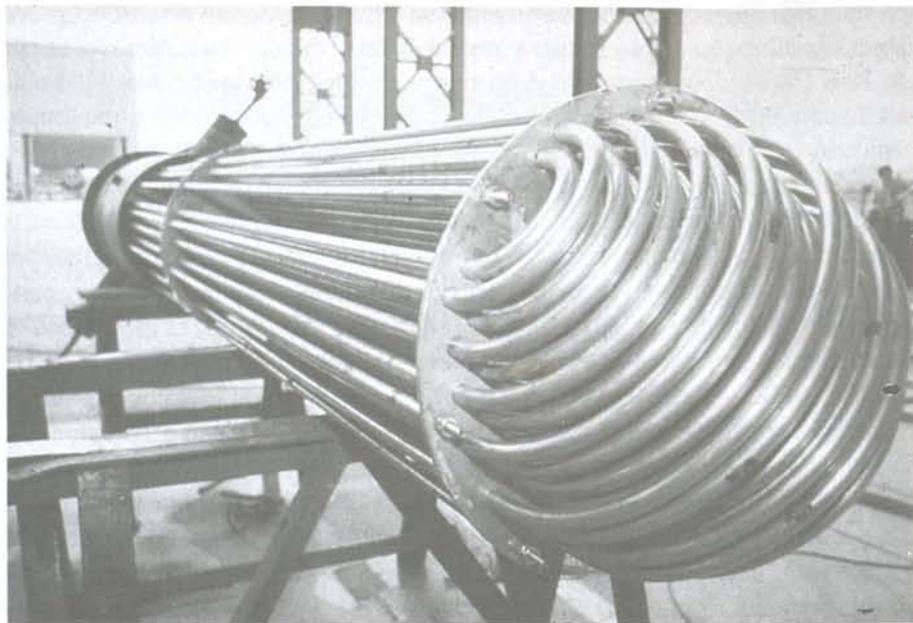


Fig. 2.9 Feixe tubular em U desmontado. Cortesia da CONFAB Industrial S.A.

axial, e cada uma situada em uma das extremidades do trocador. O tipo mostrado na Fig. 2.7(d) tem ambos os espelhos fixos, e os mostrados na Fig. 2.8 têm espelho flutuante: No modelo da Fig. 2.8(a) a compensação de dilatações é conseguida pela livre movimentação do pescoço do bocal em um engaxetamento convencional, e no modelo da Fig. 2.8(b) essa compensação é conseguida por meio de uma junta de expansão de fole, interna no aparelho.

Note-se que nos trocadores da Fig. 2.7(a), (b) e (c) tem-se obrigatoriamente um número par — geralmente dois — de passagens do fluido pelos tubos.

A Fig. 2.9 mostra uma fotografia de um feixe tubular em U.

## 2.6 OUTROS TIPOS DE TROCADORES DE CALOR

Além dos tipos convencionais de trocadores de calor existem ainda outros tipos, entre os quais se podem citar como mais freqüentes:

- Trocadores tipo bitubular (*double-pipe*).
- Resfriadores a ar (*air coolers*).

O trocador tipo bitubular (Fig. 2.10) equivale a um conjunto de trocadores convencionais, em que cada casco possui um único tubo interno (ou alguns poucos tubos), e os diversos cascos estão acoplados dois a dois por meio de cabeçotes com curvas de retorno. Os tubos internos costumam ser aletados, com aletas longitudinais ou helicoidais, para aumentar a eficiência térmica. O conjunto pode ter o nú-

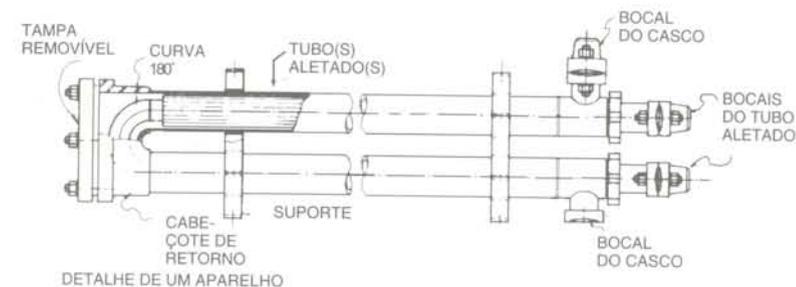
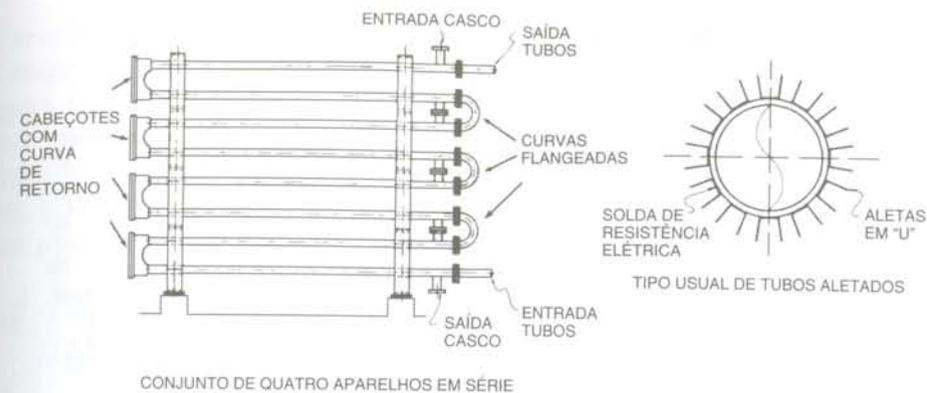


Fig. 2.10 Trocador de calor bitubular.

mero que for necessário de grupos de dois cascos, acoplados em série, em paralelo, ou em outros arranjos.

A Fig. 2.11 é um exemplo típico de um resfriador a ar. Esses aparelhos não têm casco, sendo o vaso de pressão constituído apenas pelo feixe tubular, onde circula o fluido pressurizado que está sendo resfriado por uma corrente de ar externa. Como acessórios externos (não projetados como vasos de pressão) temos a caixa para dirigir o fluxo de ar (câmara plena), venezianas de controle da vazão de ar, ventiladores com motor elétrico, dispositivos de redução de velocidade ou de transmissão, e as estruturas para suporte do conjunto. O feixe tubular compõe-se de tubos retos cujas extremidades estão fixadas a coletores (cabeçotes) onde existem os bocais de entrada e de saída do fluido circulante. Os cabeçotes costumam ter seção transversal retangular ou circular. Na maioria das vezes o feixe tubular é dividido em seções, podendo cada aparelho ter várias seções de feixe tubular. É boa prática prever-se dois ventiladores para cada aparelho, para garantir-se a continuidade de operação no caso de paralisação de um dos ventiladores. Os tubos são quase sempre aletados, com várias disposições de aletas.

A tiragem do ar pode ser forçada ou induzida, isto é, o feixe tubular pode estar no lado de descarga ou no lado de sucção dos ventiladores. Com a tiragem forçada

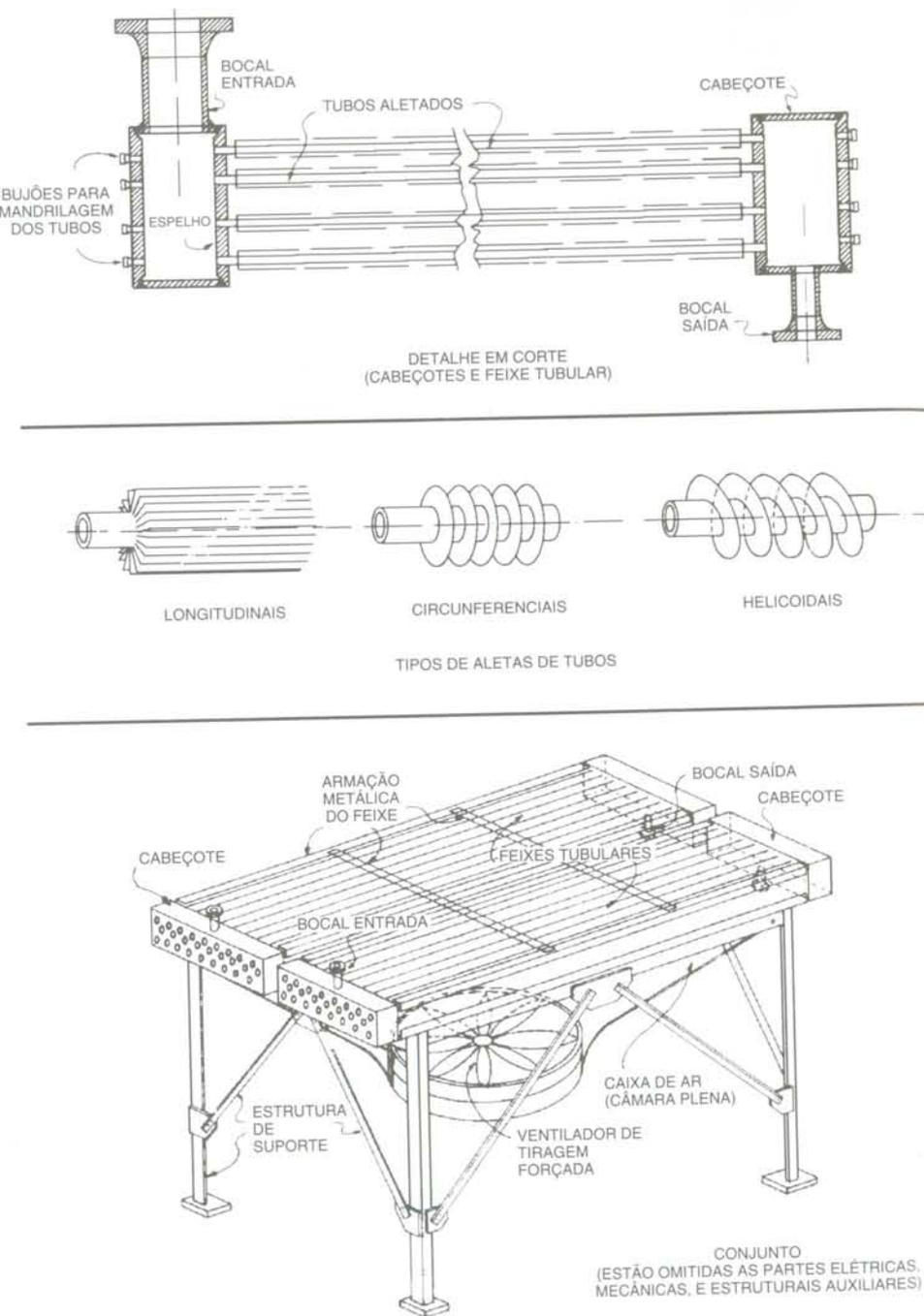


Fig. 2.11 Resfriador a ar (conjunto e detalhes).

os ventiladores ficam por baixo do feixe tubular, e com tiragem induzida, por cima. A tiragem forçada é o sistema adotado na grande maioria dos casos, tendo as vantagens de maior facilidade de acesso e manutenção do feixe tubular, maior facilidade de montagem e manutenção do equipamento eletromecânico, e maior e melhor possibilidade de pré-montagem do conjunto na fábrica. Em compensação, a tiragem induzida permite melhor distribuição do ar sobre os tubos e é menos sujeita a uma possível recirculação do ar quente.

## 2.7 TROCADORES DE CALOR PADRONIZADOS PELA NORMA TEMA

A associação americana de fabricantes de trocadores (Tubular Exchangers Manufacturers Association — TEMA) fez uma padronização de tipos de trocadores convencionais abrangendo a maioria dos modelos usualmente empregados em indústrias de processo. Nessa padronização cada tipo é designado por uma sigla de três letras, das quais a primeira indica o tipo de carretel, a segunda o tipo de casco, e a terceira o tipo da extremidade oposta ao carretel, como mostra a Fig. 2.12.

Os exemplos (a), (b) e (c), citados na Fig. 2.7, seriam designados, pela nomenclatura da TEMA, respectivamente, pelas siglas AES, AKU e BEM.

Os tipos de carretel são indicados pelas letras A, B, C, N e D. O tipo A é o mais comum, tendo o carretel e a tampa removíveis; no tipo B o carretel é integral com a tampa. O tipo C tem o carretel integral com o espelho fixo, sendo a tampa removível, e o feixe tubular também removível junto com o carretel. O tipo N é semelhante ao C, sendo que o feixe tubular não é removível; o tipo D é especial para trocadores de alta pressão.

As letras E, F, G, H, J, K e X designam os tipos de cascos. O tipo E é o casco mais freqüente, com uma entrada e uma saída em extremidades opostas. O tipo K é um casco especial com um corpo cilíndrico de maior diâmetro e uma transição cônica, denominado “refervedor” (*kettle*); é empregado quando o fluido pelo casco tem duas fases presentes (líquido e gás), e deseja-se a separação dessas duas fases. Os tipos F, G, H, J e X são várias combinações de entradas e saídas no casco, como mostra a figura.

As letras L, M, N, P, S, T, U e W designam o tipo de extremidade oposta ao carretel. Os tipos L, M e N são semelhantes às extremidades A, B e C, e em todos eles os trocadores têm ambos os espelhos fixos. Os tipos P e W têm o extremo flutuante com gaxeta externa; são sistemas pouco usados. Os tipos S e T têm espelho flutuante interno, sendo que em ambos o feixe tubular completo pode ser removido, através do casco pela extremidade onde está o carretel. No tipo S, para a remoção do feixe tubular tira-se a tampa do casco e depois a tampa flutuante e o anel bipartido, saindo então o feixe por dentro do casco. No tipo T a remoção é mais simples, porque o feixe é capaz de passar inteiro através do casco, mesmo com a tampa flutuante aparafusada ao espelho flutuante, porque o casco tem um diâmetro interno maior do que o do tipo S. O tipo U, finalmente, tem o feixe tubular em U, com um único espelho.

A norma TEMA será vista com mais detalhes nos Caps. 7 e 11.

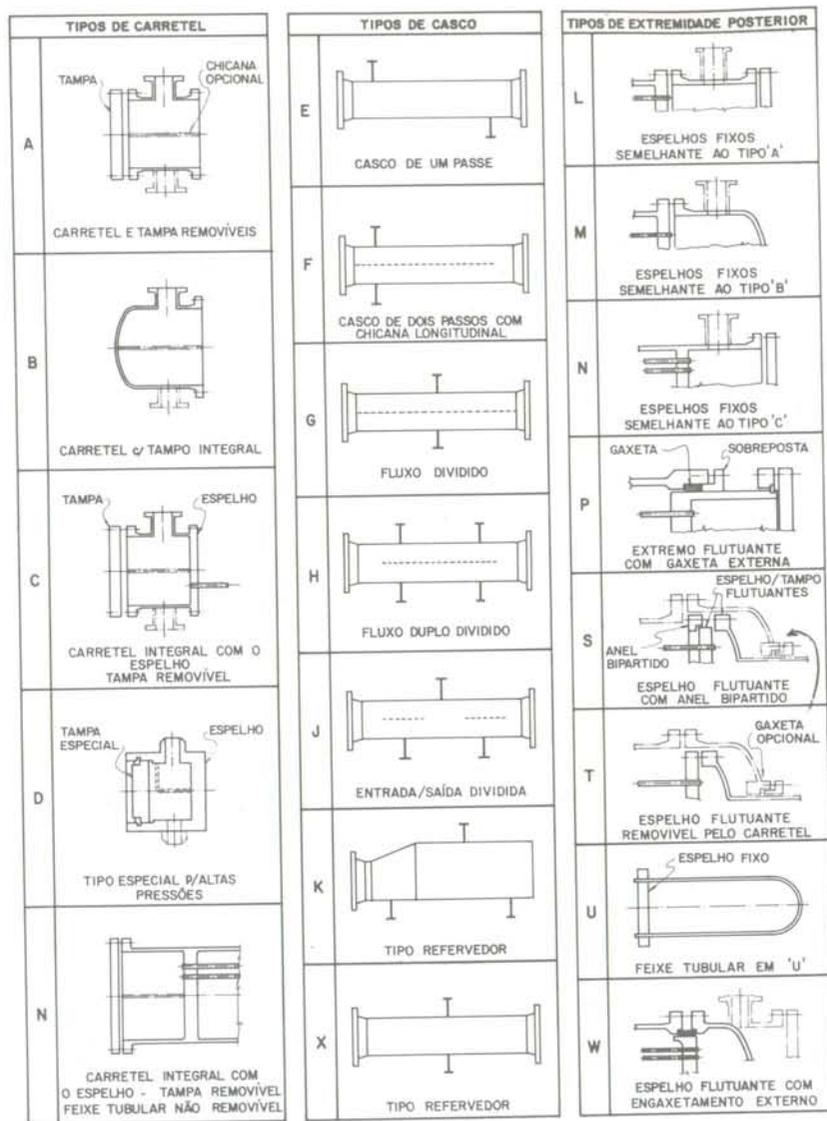


Fig. 2.12 Tipos de trocadores de calor padronizados pela norma TEMA (baseada na Fig. N-1.2 dessa norma).

## 2.8 SELEÇÃO DO TIPO DE TROCADOR DE CALOR

Para os trocadores de calor com duas correntes fluidas, o primeiro passo na seleção do tipo de aparelho é a decisão de qual das correntes deve passar por dentro e qual por fora dos tubos.

Quando não existirem motivos especiais de serviço que obriguem a uma determinada disposição de fluxos, a escolha da corrente que irá circular por dentro do

feixe tubular de um trocador deverá se basear nas razões descritas a seguir. Quando forem conflitantes, a precedência deve ser, se possível, na ordem indicada:

1. Fluido mais corrosivo, ou que exija materiais mais caros, ou que exija algum revestimento interno anticorrosivo.
2. Água.
3. Fluido de menor viscosidade, ou para o qual seja permitido maior perda de carga ao passar pelo trocador.
4. Fluido de maior pressão e/ou maior temperatura média.
5. Fluido que deixe maior quantidade de sedimentos ou depósitos (exceto para feixe tubular em U).
6. Fluido com maior vazão.

A razão de se preferir colocar o fluido mais corrosivo por dentro dos tubos é óbvia, porque esse fluido fica em contato com o carretel, e não com o casco, o que resulta em várias vantagens: o carretel é menor do que o casco e, portanto, é mais econômico no caso de uso de materiais caros para combater a corrosão. Além disso, como será visto no Cap. 4, é muito mais difícil — ou até impossível — colocar-se revestimentos internos anticorrosivos no casco dos trocadores, enquanto no carretel, na tampa flutuante e no lado externo dos espelhos a colocação desses revestimentos é bastante fácil e usual.

Quanto à perda de carga, a passagem por dentro dos tubos resulta sempre em maior perda de carga do que a passagem pelo casco, em igualdade de vazão. Prefere-se colocar o fluido de maior pressão por dentro dos tubos também por razões óbvias: tem-se os tubos submetidos à pressão interna — e não à pressão externa, que poderia provocar o colapso —, e tem-se maior espessura no carretel, e não no casco. A preferência em fazer passar por dentro dos tubos o fluido que deixa mais sedimentos deve-se ao fato de que a maior velocidade de circulação (pelos tubos) tende a reduzir a quantidade de depósitos.

Quaisquer vapores que estiverem condensando devem normalmente passar pelo casco dos trocadores, exceto vapor d'água, que deve passar pelos tubos.

Damos a seguir, para os principais tipos de trocadores, as suas características, limitações e casos de emprego, para orientar a sua seleção.

— Trocador com espelho flutuante — construção cara e tradicional para serviços severos; permite qualquer diferencial de temperatura entre os fluidos; feixe tubular desmontável para inspeção e manutenção, podendo com facilidade ser feita a substituição de qualquer tubo quando necessário; permite fácil limpeza mecânica interna dos tubos (tubos retos), e assim ambos os fluidos podem ser viscosos, sujos, ou que deixem depósitos. Não é adequado para grandes pressões do lado dos tubos devido à disposição construtiva do espelho flutuante.

— Trocador com feixe tubular em U — permite qualquer diferencial de temperaturas e também qualquer pressão nos tubos; exige fluido limpo pelos tubos (coeficiente de depósito inferior a  $0,0004 \text{ h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C/kcal}$ ) porque a limpeza interna mecânica dos tubos é difícil e não recomendada. Note-se que, embora o feixe tubular seja desmontável, nesse tipo de trocador só é possível a substituição dos tubos ex-

ternos do feixe. Em média é 15 a 20% mais barato do que o trocador com espelho flutuante, em igualdade de demais condições; usado para fluidos limpos, principalmente quando a pressão do lado dos tubos for muito alta.

— Trocador com junta de expansão no casco e ambos os espelhos fixos — construção econômica permitindo qualquer diferencial de temperatura; feixe tubular não desmontável para inspeção e manutenção; a substituição dos tubos, embora possível, é difícil; permite fácil limpeza mecânica interna dos tubos. Só pode ser empregado para serviços não essenciais ou de baixa responsabilidade, e com fluido pelo casco não perigoso, porque a junta de expansão é sempre um ponto fraco, podendo estar sujeita a ruptura súbita. É, em média, 25 a 30% mais barato do que o trocador de espelho flutuante, em igualdade de demais condições.

— Trocador de uma só passagem pelos tubos — tipo empregado excepcionalmente quando há severa limitação da perda de carga no fluxo pelos tubos. A perda de carga é bem menor, não só porque não há inversão no sentido de circulação, como também porque a velocidade é mais baixa para igualdade de superfície de aquecimento (número de tubos). O tipo da Fig. 2.8(a) tem o grave defeito do engaxetamento, que é um ponto fraco e uma permanente causa de vazamentos, não sendo recomendado para serviços de responsabilidade, ou quando o fluido pelo casco é perigoso. O tipo da Fig. 2.8(b) não apresenta esse inconveniente, mas é de construção muito cara.

— Trocador com ambos os espelhos fixos (sem junta de expansão) — não há compensação para a dilatação diferencial entre casco e tubos. Pode ser empregado para pequenas diferenças médias de temperatura entre os dois fluidos (até 50°C), e temperatura do fluido mais quente até 150°C; empregado também para altas pressões pelo casco (construção forjada), caso em que às vezes é a única solução possível. O feixe tubular não é desmontável, mas permite fácil limpeza mecânica interna dos tubos. Exige-se sempre que o fluido que passa pelo casco seja não-corrosivo e limpo (coeficiente de depósito até 0,0004h.m<sup>2</sup> °C/kcal).

Esse tipo de trocador pode ter uma só passagem pelos tubos, em contracorrente pura, devendo neste caso ter os bocais de entrada e saída dos tubos em posição axial.

Note-se que quando a temperatura dos tubos for superior à do casco, os tubos ficarão em compressão, devendo ser considerado o efeito de flambagem.

Em igualdade de demais condições, os trocadores desse tipo têm, em média, um custo intermediário entre os aparelhos com tampa flutuante e com feixe tubular em U.

— Trocador com tampa do carretel tipo A — construção cara, tradicional para serviços severos. Permite a limpeza do carretel e dos tubos sem ser necessário desconectar as tubulações ligadas ao carretel.

— Trocador com tampa do carretel tipo B — construção em média 30% mais barata do que o tipo A. Há necessidade de desconectar as tubulações ligadas ao carretel para limpeza do carretel e dos tubos.

— Trocadores de espelho flutuante com extremidades tipos S e T — para os trocadores com extremidade tipo T a remoção do feixe tubular é mais simples, e com

isso a manutenção é mais fácil e mais rápida. Esse tipo é, entretanto, pouco usado, preferindo-se o tipo S, porque o casco deve ter maior diâmetro (um ou dois diâmetros nominais acima do tipo S correspondente), tornando a construção mais cara, e também porque a eficiência térmica é menor, devido ao grande espaço anular perdido entre o feixe tubular e o casco. O tipo S é o mais empregado para trocadores em serviços severos em geral.

— Trocador tipo bitubular — tipo próprio para pequenas cargas térmicas (devido à pequena área de troca de calor) e baixas vazões; permite qualquer diferencial de temperaturas; feixe tubular desmontável e com possibilidade de fácil limpeza mecânica interna. Colocando-se vários cascos em série, a diferença entre as temperaturas de entrada e saída pode ser muito grande. Permite com facilidade modulação de qualquer número de cascos; permite também atender com facilidade a grandes variações de carga térmica (decorrentes de mudanças de condições de processo), mediante simples modificações no número ou no arranjo dos cascos.

— Resfriadores a ar — empregados para substituir os trocadores convencionais — com circulação de água de resfriamento — em instalações ou em locais onde a água é escassa, difícil, cara ou de má qualidade. A área de terreno ocupado é em média três vezes maior do que a necessária para um trocador convencional de capacidade equivalente, e o seu custo é cerca de 50% maior, além do custo adicional da energia elétrica consumida pelos ventiladores. Há ainda um acréscimo de custo para as estruturas de suporte, em relação à construção com trocadores convencionais. Em compensação, os resfriadores a ar dispensam a construção das tubulações de entrada e saída de água, o que em geral representa uma considerável economia. Os vazamentos que possam ocorrer com esses aparelhos (devido a tubos furados, por exemplo) são lançados à atmosfera sem nenhum controle, o que pode ser inadmissível para fluidos tóxicos ou perigosos, embora a concentração seja em geral muito pequena devido à grande massa de ar movimentada pelos ventiladores.

## 2.9 PROCESSOS DE FABRICAÇÃO DE VASOS DE PRESSÃO

A quase totalidade dos vasos de pressão é fabricada a partir de chapas de aço ligadas entre si por soldagem.

Como a maior dimensão usual para as chapas de aço é de 9,14m × 2,44m, o maior corpo cilíndrico capaz de ser feito de uma única chapa terá cerca de 0,75m de diâmetro por 9m de comprimento, com somente uma costura soldada longitudinal. Corpos cilíndricos de maiores dimensões devem ser feitos de várias chapas, a construção consistindo geralmente em vários anéis sucessivos de chapas calandradas de preferência no sentido do comprimento. As soldas longitudinais em dois anéis adjacentes devem estar defasadas de uma certa distância. A Fig. 2.13 mostra um vaso com o corpo cilíndrico composto de vários anéis sucessivos de chapas.

Os corpos cilíndricos com até 500mm de diâmetro são geralmente feitos a partir de tubos com ou sem costura, embora possam também ser feitos de chapa calandrada, desde que seja econômico.

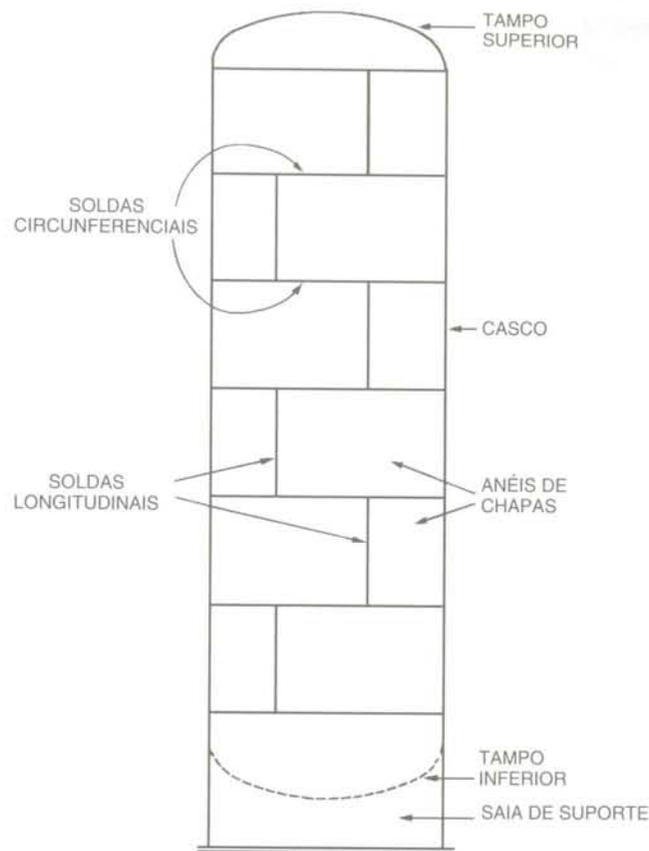


Fig. 2.13 Soldas circunferenciais e longitudinais em um casco cilíndrico.

As superfícies cônicas (tampos e transições) são também feitas de chapas calandradas, com as soldas em posição longitudinal, para melhor aproveitamento das chapas.

Os tampos elípticos e toriesféricos podem ser fabricados em uma só peça, sem costuras, desde que o desenvolvimento da seção transversal seja inferior à maior largura comercial de chapas, o que equivale aproximadamente a um diâmetro de até 1,80m. Para diâmetros maiores, são fabricados de duas ou três chapas soldadas justapostas, com as soldas em posição de secantes, ou com uma calota central e diversos gomos radiais. No primeiro caso, é recomendável que nenhuma solda fique inteiramente na região de maior curvatura do tampo (fora de um círculo com raio de 75% do raio externo do tampo); na construção em gomos radiais é recomendável que a calota central tenha um raio de pelo menos 20% do raio externo do tampo. A Fig. 2.14 mostra as posições recomendáveis e não recomendáveis de soldas em tampos elípticos e toriesféricos. Os tampos compostos de duas ou três chapas com soldas em posição de secantes são fabricados por prensagem na calota central, e por rebordeamento nas margens, ambas as operações feitas depois da execução das

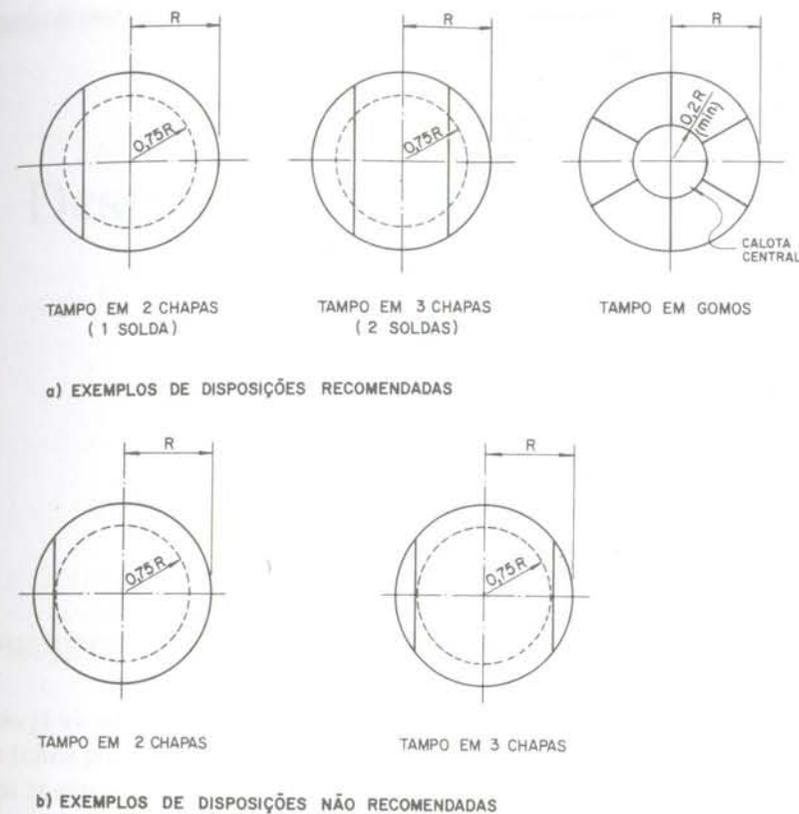


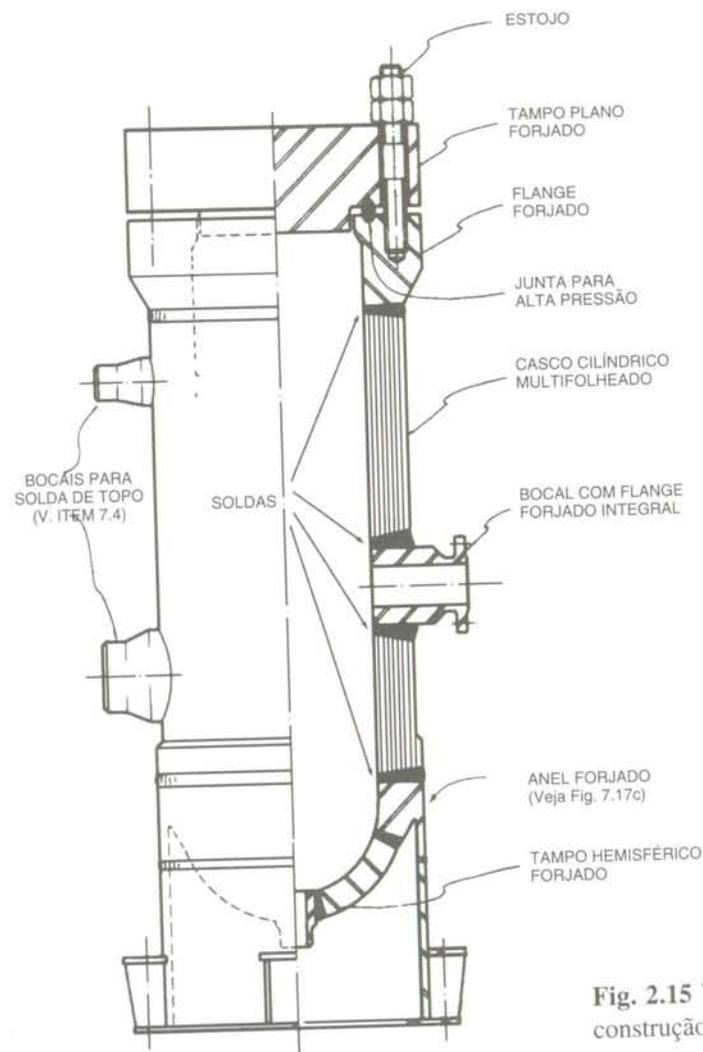
Fig. 2.14 Posições recomendáveis ou não para soldas em tampos. Da norma N-253, da Petrobrás. Cortesia de Petróleo Brasileiro S.A. — Petrobrás.

soldas, como veremos no Cap. 12. Os tampos com gomos radiais são fabricados integralmente por prensagem e são empregados principalmente para diâmetros acima de 5m. Esse tipo de tampo, embora de fabricação mais cara, é também recomendado para espessuras acima de 25mm e para chapas com revestimentos metálicos (chapas cladeadas, veja Item 8.2).

Os vasos feitos de chapas com costuras rebitadas, muito empregados no passado, estão há muito tempo em completo desuso, tendo sido inteiramente suplantados pela construção soldada.

Os vasos para pressões muito altas (acima de 100-150 kg/cm<sup>2</sup>) raramente podem ser fabricados a partir de chapas ou de tubos, devido às grandes espessuras de parede que são necessárias. Dois sistemas gerais de fabricação são usados: a fabricação forjada integral e a fabricação multifolheada (*multi-layer*).

Na fabricação forjada integral o vaso é feito a partir de um tarugo maciço de aço ficando formado, em uma só peça, o corpo cilíndrico e um dos tampos do vaso. Evidentemente só podem ser fabricados por esse processo vasos de pequenas dimensões.



**Fig. 2.15** Vaso para alta pressão de construção multifolheada.

Os cascos cilíndricos de fabricação multifolheada podem ser compostos de vários cilindros colocados um dentro do outro, ou constituídos por uma tira de chapa relativamente fina enrolada sobre si mesma, e submetida a um tensionamento especial. No caso de vários cilindros, os cilindros externos são colocados aquecidos e dilatados, de forma a submeterem o cilindro interno a uma pressão externa, que compensa parcialmente a pressão interna de trabalho do vaso. Em qualquer desses vasos os tampos costumam ser forjados integrais, que são soldados à parede multifolheada. Esses vasos, para igualdade de dimensões e de pressões, são mais leves do que os forjados integrais. A Fig. 2.15 é um exemplo de um vaso multifolheado.

No Cap. 12 veremos com mais detalhes a fabricação e montagem de vasos de pressão.

## Desenvolvimento do Projeto e da Construção dos Vasos de Pressão

### 3.1 PROJETO E CONSTRUÇÃO DOS VASOS DE PRESSÃO

Como já vimos no Item 1.3, a grande maioria dos vasos de pressão são equipamentos feitos por encomenda, sob medida, para atenderem, em cada caso, a determinados requisitos e especificações, sendo bastante raros os casos em que esses equipamentos sejam itens padronizados de linhas de fabricação de algum fabricante.

Por esse motivo principalmente, as etapas em que se desenvolvem o projeto, a fabricação e a montagem dos vasos de pressão são mais numerosas e mais complexas, e diferem bastante da rotina usualmente seguida para as outras classes de materiais e de equipamentos de uso industrial, que, pelo contrário, são normalmente itens de linhas normais de fabricação.

### 3.2 ETAPAS DO PROJETO E DA CONSTRUÇÃO

No caso mais geral, o projeto e a construção dos vasos de pressão podem compreender as etapas descritas a seguir. A seqüência em que essas etapas estão listadas aqui é a ordem cronológica usualmente seguida, embora não obrigatória, podendo, em certos casos, ser necessárias ou convenientes pequenas alterações nessa ordem. Em muitos casos, principalmente para vasos de pressão simples e de baixa responsabilidade, várias das etapas descritas a seguir podem ser dispensadas.

#### 3.2.1 DEFINIÇÃO DOS DADOS GERAIS DE PROJETO

A definição dos dados gerais de projeto consiste na informação de uma série de dados relativos às condições locais, e na definição de pontos que envolvem decisão

ou preferência do usuário. Todas essas informações irão servir de base para o desenvolvimento do projeto da instalação industrial onde ficará o vaso em questão, e por esse motivo são usualmente apresentadas em conjunto para todo o projeto, e não para cada equipamento em particular.

É geralmente necessário definir os seguintes dados básicos gerais:

- Normas que devem ser adotadas para o projeto e construção dos vasos; podem ser normas oficiais (de sociedades de normalização nacionais ou estrangeiras), normas do usuário do vaso, ou normas do fabricante. Aqui no Brasil é obrigatório por lei que os vasos de pressão obedeçam ao prescrito na norma NR-13, da ABNT.
  - Tempo de vida útil mínimo desejado para o vaso.
  - Preferência quanto a tipos de vasos e/ou sistemas de construção (quando houver).
  - Exigências quanto a materiais — minimizar importações, por exemplo (quando houver).
  - Condições climáticas e meteorológicas locais.
  - Limitações de área disponível.
  - Dimensões e peso máximo para transporte.
- Poderão ser necessárias ainda, entre outras, as seguintes informações:
- Altitude do local da instalação.
  - Dados sobre utilidades disponíveis (água, vapor, energia elétrica etc.).
  - Níveis máximos de ruído e/ou de poluição admitidos.
  - Dados de subsolo.
  - Condições e facilidades de montagem no local.

No caso de projetos a serem desenvolvidos por firmas ou organizações estrangeiras, é necessário ainda que sejam definidos o idioma e o sistema de unidades a empregar no projeto.

### 3.2.2 DEFINIÇÃO DOS DADOS DE PROCESSO (OU DE OPERAÇÃO) DO VASO

Essa etapa do projeto consiste na determinação ou cálculo dos dados relativos ao desempenho operacional do vaso, dados esses que normalmente figuram nos fluxogramas de processo\* referentes à instalação da qual o vaso faz parte.

Entre esses dados incluem-se os seguintes:

- Tipo geral do vaso de pressão (torre de fracionamento, vaso de armazenamento, reator, trocador de calor etc.).
- Natureza, propriedades (composição química, concentração, densidade, impurezas e contaminantes presentes etc.), vazão, temperatura e pressão de todas as correntes fluidas que entram ou que saem do equipamento (valores de regime e valores máximos e mínimos possíveis de ocorrer).

- Temperatura e pressão de operação do equipamento (valores de regime, valores máximos e mínimos possíveis e respectivas variações em função do tempo, quando for o caso).

- Volume armazenado, ou tempo de resistência necessário.

No caso de vasos que apresentem nível livre de líquidos, é necessário ainda indicar a posição normal de regime e as posições extremas desse nível.

Para os equipamentos de troca de calor, os dados de processo devem ainda incluir as seguintes informações que se aplicarem:

- Carga térmica.
- Temperatura, viscosidade e peso molecular dos fluidos (condições de entrada e de saída).
- Coefficiente de depósito.
- Perda de carga máxima admitida.

### 3.2.3 PROJETO DE PROCESSO DO VASO

O projeto de processo do vaso\* também chamado de “projeto analítico”, consiste basicamente na determinação ou no cálculo das dimensões gerais do equipamento (que interfiram no seu funcionamento), e na definição de todos os detalhes do próprio equipamento ou de suas peças internas (que também interfiram no funcionamento do equipamento), tudo isso com base nos dados de processo.

Entre as informações que fazem parte do projeto de processo incluem-se:

- Formato do vaso (cilíndrico, esférico, cilíndrico composto etc.).
- Dimensões gerais (diâmetros e comprimentos).
- Tipo de tampos (elíptico, cônico, plano etc.).
- Posição de instalação (vertical, horizontal, inclinada).
- Pressão e temperatura do projeto (veja Cap. 6).
- Diâmetro nominal de todos os bocais ligados a tubulações.
- Posição e elevação dos bocais (somente quando interfirirem com o funcionamento).
- Tipo, localização, formato, dimensões gerais, espaçamento e detalhes de peças internas (bandejas, vertedouros, grades, recheios, defletores, chicanas, quebra-vórtices, distribuidores, desnebulizadores, serpentinas etc.).
- Elevação necessária do vaso (somente quando interferir com o funcionamento).
- Indicação dos bocais para todos os instrumentos ligados ao equipamento.
- Necessidade ou não de isolamento térmico, revestimento refratário, ou outro qualquer revestimento interno ou externo, e finalidade do isolamento ou do revestimento.
- Exigência de não-contaminação do fluido contido (quando for o caso).
- Exigências especiais, ou não usuais, quanto ao transporte, montagem, desmontagem, manutenção, visita, inspeção ou remoção de peças internas.

\*Nesse livro não trataremos do projeto de processo dos vasos de pressão nem do projeto térmico dos trocadores de calor, que são geralmente atribuições do engenheiro químico.

\*Veja Cap. 13 do livro “Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem”, do mesmo autor.

n) Instruções para condicionamento do equipamento para a partida (limpeza especial, por exemplo), quando for o caso.

Em muitos casos inclui-se também no projeto de processo a indicação básica dos materiais de construção do vaso, bem como dos materiais de peças internas e de revestimentos internos, quando existentes. Note-se que não se trata da especificação completa dos materiais, que é sempre parte integrante do projeto mecânico, como explicado a seguir. No projeto de processo, o que muitas vezes se faz é apenas a indicação básica, dizendo-se simplesmente, por exemplo, “aço-carbono” ou “aço inoxidável”, sem contudo especificar completamente os materiais.

O projeto de processo resulta no desenho de processo do vaso, como o exemplo da Fig. 9.2.

### 3.2.4 PROJETO TÉRMICO

O projeto térmico (que é aplicável somente aos equipamentos de troca de calor) consiste no cálculo ou na definição dos seguintes dados que se aplicarem a cada caso:

- Tipo do equipamento.
- Áreas de troca de calor e dimensões gerais do equipamento.
- Número e arranjo de cascos (quando mais de um), número de passagens.
- Quantidade, arranjo e espaçamento de tubos, espelhos, serpentinas etc.
- Tipo dos tubos de troca térmica (lisos, aletados etc.), bem como diâmetro e espessura desses tubos.
- Quantidade, tipo, arranjo e espaçamento de chicanas, defletores e outras peças internas.

Devem ser definidos também os dados j) a n) como especificado acima para o projeto de processo, incluindo-se também, com frequência, a indicação básica dos materiais.

### 3.2.5 PROJETO MECÂNICO

O projeto mecânico inclui a definição ou o cálculo dos seguintes dados referentes ao vaso:

- Seleção e especificação completa de todos os materiais do vaso (casco e tampos) e de todas as suas partes acessórias, tais como flanges, pescoços de bocais, suportes, espelhos, tubos internos, outras peças internas e externas, parafusos, juntas etc., tudo de acordo com os critérios expostos no Cap. 4 deste livro. Definição da necessidade ou não de margens para corrosão e outros fins, bem como os valores dessas espessuras; definição também da necessidade ou não de quaisquer revestimentos internos ou pinturas especiais, e especificação desses revestimentos. Todos os materiais devem ser definidos pela citação de uma Especificação de Material de uma sociedade de normalização reconhecida (veja Cap. 4), indicando-se, quando for o caso, a classe, tipo ou grau do material.
- Definição das dimensões finais do vaso (baseadas nas dimensões gerais do projeto de processo).

- Seleção do tipo de tampos, se não for definido por exigência do processo;
  - Definição das normas de projeto, construção e inspeção que devam ser empregadas.
  - Definição das eficiências de soldas e do tipo e grau de inspeção das soldas.
  - Cálculo mecânico (estrutural) completo do vaso, incluindo as espessuras de todas as partes de pressão do vaso, bem como de reforços, flanges especiais, espelhos, peças internas e externas etc.
  - Dimensões e espessuras das chapas de base da saia, colunas, berços ou outros suportes do vaso.
  - Posição cotada, tipo e diâmetro de todos os parafusos chumbadores;
  - Definição das posições finais (elevação e orientação) de bocais, bocas de visita, instrumentos, peças internas e externas, inclusive anéis de reforço, orelhas de fixação de escadas, plataformas etc. (veja Cap. 7). Como será explicado no Item 7.15, na maioria dos casos a orientação de bocais, bocas de visita, instrumentos e peças externas em geral não é definida no projeto de processo, devendo então esses dados ser definidos no projeto mecânico, com a colaboração obrigatória de quem fez o projeto de tubulações da instalação onde se encontra o vaso de pressão.
  - Cálculo da pressão máxima de trabalho admissível e da pressão de teste hidrostático (veja Cap. 6).
  - Cálculo dos pesos aproximados do vaso quando vazio, em operação, em parada e em teste hidrostático.
  - Definição das condições de transporte do vaso (vaso transportado inteiro ou em seções).
  - Desenho mecânico completo do vaso, incluindo todos os seus acessórios e detalhes, como descrito no Cap. 9.
  - Diagrama de cargas sobre as fundações, como também descrito no Cap. 9.
- O projeto mecânico deve incluir, também, em todos os casos que forem aplicáveis:
- Especificação de tratamentos térmicos, quando diferentes ou além dos exigidos pelas normas.
  - Seleção e especificação do isolamento térmico, dos tipos de suporte do isolamento térmico e distância entre esses suportes.
  - Especificações para montagem no campo e para testes e inspeção no campo.
  - Espaços necessários que devem ser previstos ou deixados livres para a montagem do vaso, desmontagem, remoção de peças internas (feixes tubulares, por exemplo) e para a operação.
  - Especificação de soldagem.

Quando exigido ou julgado necessário pelo projetista, o projeto mecânico poderá incluir também:

- Verificação de tensões devido a cargas localizadas ou à fadiga.
- Cálculo de deslocamentos devido à dilatação térmica do vaso.
- Cálculo das forças e momentos máximos admissíveis sobre os bocais do vaso.
- Determinação do modo mais provável de falha ou de ruptura do vaso, considerando-se os casos extremos de excesso de pressão, excesso de temperatura, tempo indefinido de operação, e outras causas.

Quando solicitado, o projeto mecânico poderá ainda incluir a relação da matéria-prima necessária à fabricação do equipamento, para permitir a sua compra antecipada.

Para alguns equipamentos o projeto mecânico poderá ainda incluir especificações escritas, contendo exigências ou recomendações especiais não cobertas pelas normas. Entre essas exigências e recomendações, podemos citar como mais frequentes: processos especiais de solda ou de inspeção, tratamentos térmicos especiais, revestimentos especiais, tolerâncias dimensionais não usuais, seqüência de montagem ou de soldagem, desmontagens especiais etc.

O projeto mecânico resulta no desenho mecânico do vaso, como o exemplo da Fig. 9.3.

### 3.2.6 PROJETO DAS PEÇAS INTERNAS

Essa etapa do projeto aplica-se apenas aos equipamentos que possuam peças internas desmontáveis e que, devido à sua complexidade, importância, ou tecnologia especial (*know-how*) envolvida no seu projeto, possam ou devam ser projetadas independentemente do equipamento propriamente dito. Esse caso é típico do projeto das bandejas de torres de fracionamento, destilação e retificação, bem como de muitos reatores. Com frequência, o projeto de peças internas de vasos de pressão é protegido por patentes detidas somente por determinada entidade.

O projeto das peças internas, que é feito com base nos dados de processo e no projeto de processo, deve incluir:

- a) Arranjo e dimensionamento geral dessas peças.
- b) Especificação completa de todos os materiais (chapas, perfis, tubos, parafusos, juntas etc.).
- c) Cálculo mecânico estrutural completo, inclusive espessuras de todas as partes, perfis de vigas e outros elementos de sustentação ou de rigidez etc.
- d) Desenho e detalhamento completo dessas peças.
- e) Cálculo dos pesos.
- f) Definição das condições de transporte e de montagem.

### 3.2.7 ACOMPANHAMENTO DO PROJETO

O acompanhamento do projeto não é, propriamente falando, uma etapa que se segue ou que antecede a outras, mas que se desenvolve paralelamente a todo projeto. Esse acompanhamento consiste na orientação e fiscalização técnica e gerencial-administrativa do projeto, com a finalidade não só de garantir a necessária qualidade, adequação do projeto e cumprimento de prazos e outros compromissos contratuais, como também e principalmente com a finalidade de solucionar dúvidas e alternativas que apareçam no decorrer do projeto. Como regra geral, todos os documentos que constituem o projeto (desenhos, normas, especificações, listas, requisições etc.) devem ser submetidos a comentários e aprovação do usuário do vaso ou de firma por ele contratada.

É importante observar que a aprovação desses documentos deve sempre ser feita antes que os mesmos sejam utilizados para qualquer finalidade de cotação ou de fabricação do equipamento. Isto é, todas as dúvidas, esclarecimentos, alternativas etc., que importem em alterações relevantes no equipamento ou em modificações de custo ou de prazo de entrega, devem ser solucionados antes que o documento técnico seja usado para fins de cotação ou de fabricação do equipamento.

Em casos especiais o acompanhamento técnico do projeto pode ser dispensado: quando o usuário não dispuser de meios para acompanhar tecnicamente um determinado projeto ou quando julgar desnecessário ou não justificável esse acompanhamento.

### 3.2.8 EMISSÃO DA "REQUISIÇÃO DE MATERIAL" E DO "PEDIDO DE COMPRA"

Essa etapa consiste na emissão dos documentos necessários à compra do equipamento (Requisição de Material e Pedido de Compra), na realização da tomada de preços entre fabricantes ou vendedores e na obtenção das propostas técnicas e comerciais.

A Requisição de Material deve conter, no mínimo, as seguintes informações:

- a) Equipamentos incluídos na Requisição.
- b) Extensão do fornecimento: discriminação detalhada das etapas do projeto e da construção que devam fazer parte da responsabilidade do fabricante e de outros serviços que estejam incluídos. É útil fazer-se também a listagem dos serviços relacionados com o vaso em questão e que não façam parte da responsabilidade do fabricante.
- c) Discriminação (quando houver) das condições de fornecimento parcial e relação de sobressalentes.
- d) Documentos anexos: relacionamento de todos os documentos técnicos que devam ser atendidos ou consultados (desenhos, folhas de dados, especificações, normas etc.).
- e) Local e prazo de entrega da proposta.
- f) Condições de entrega do vaso de pressão: local de entrega, vaso entregue inteiro ou desmontado, limitações de peso e de dimensões para o transporte.
- g) Documentos exigidos: cronogramas, desenhos, listas de material e outras listas, certificados, especificações, manuais de instruções etc.
- h) Prazos que devam ser obedecidos de fabricação, apresentação de documentos etc.
- i) Condições de inspeção e testes exigidos.
- j) Garantias exigidas.

Com base na Requisição de Material, acompanhada de todos os seus documentos anexos, é feita a tomada de preços para a obtenção das propostas de fabricação ou de fornecimento do equipamento.

Para essa tomada de preços devem ser consultados, sempre que possível, no mínimo de três a quatro fabricantes ou vendedores. É indispensável que antes da tomada de preços seja feita a pré-qualificação de fabricantes e fornecedores, para garantir que todas as firmas consultadas sejam técnica e financeiramente capazes

de realizar a contento o fornecimento em questão, e também para evitar a consulta a um número demasiadamente grande de firmas, que tumultua e dificulta o julgamento das propostas.

### 3.2.9 JULGAMENTO DAS PROPOSTAS E COLOCAÇÃO DA "ORDEM DE COMPRA"

Essa etapa consiste no julgamento técnico e comercial das diversas propostas recebidas, e na colocação da Ordem de Compra, em favor do fabricante ou vendedor cuja proposta for julgada preferível.

É prática usual subdividir-se o julgamento das propostas nas seguintes fases:

- Análise técnica detalhada das propostas.
- Contato e discussão com os fabricantes ou vendedores proponentes, para eventuais esclarecimentos sobre as propostas ou para procurar corrigir pontos em que as propostas não atendam ou possam ser melhoradas ou revisadas, com a finalidade de tanto quanto possível procurar equalizar tecnicamente todas as propostas.
- Julgamento comercial das propostas, depois de feitas as necessárias revisões, quando for o caso.

Uma vez decidida qual a proposta técnica e economicamente mais favorável, é emitida a Ordem de Compra, que é um documento contratual, assinado por ambas as partes, e que deve conter:

- Descrição sumária do equipamento.
- Referência à Requisição de Material e à proposta do fabricante ou vendedor.
- Preço, forma de pagamento, multa e/ou prêmios contratuais.
- Prazos contratuais: de submissão e aprovação de documentos técnicos, de entrega do equipamento etc.
- Condições comerciais: impostos, taxas, isenções etc.
- Local de entrega e forma de entrega do equipamento (inteiro ou em partes).

### 3.2.10 COMPRA DA MATÉRIA-PRIMA PELO PROJETISTA OU PELO USUÁRIO DO VASO

Essa etapa do projeto aplica-se aos casos em que seja necessário ou conveniente realizar a compra antecipada da matéria-prima (integral ou parcialmente), antes da tomada de preços do equipamento, ficando assim essa compra fora da responsabilidade do fabricante. Esses casos podem se justificar por uma ou mais das seguintes razões:

- Materiais de difícil obtenção ou com prazo de entrega muito longo.
- Materiais importados.
- Custo global da matéria-prima acima das possibilidades financeiras de alguns fabricantes.
- Vantagem econômica ou de prazo na compra de materiais em grande quantidade para vários equipamentos. É o caso, por exemplo, de alguns materiais

para os quais os vendedores exigem uma quantidade mínima de compra, acima do necessário para a fabricação do vaso.

- Necessidade de antecipar o início de fabricação do equipamento e assim cumprir o prazo total de entrega.

A compra da matéria-prima será baseada na relação de materiais fornecida com o projeto mecânico do equipamento. Como o fornecimento dessa relação não faz parte usual do projeto mecânico, nem da rotina habitual de muitos projetistas, deverá haver uma solicitação formal para isso sempre que haja previsão de compra antecipada da matéria-prima e, portanto, que seja necessário esse levantamento.

### 3.2.11 PROJETO PARA FABRICAÇÃO

O projeto para fabricação consiste no detalhamento completo do equipamento para permitir a sua fabricação e montagem. É, portanto, a complementação do projeto mecânico, com o acréscimo de dados e informações adicionais, tais como detalhes de soldas, procedimentos e seqüência de soldagem, localização de todas as soldas e cortes, estudos do aproveitamento da matéria-prima, detalhes e dimensionamento completo de todas as partes não dimensionadas no projeto mecânico, tais como reforços, flanges, suportes, peças internas e externas, orelhas (*clips*) para escadas e plataformas etc., relacionamento e numeração de todas as peças, estudo de montagem e de transporte, detalhes de usinagem e de tolerâncias especiais etc.

Quando necessário ou quando exigido pelas normas, o projeto para fabricação pode incluir a análise das tensões de todo ou de parte do equipamento, ou a análise de fadiga para serviços cíclicos.

O projeto para fabricação deve incluir os desenhos de fabricação e os desenhos de soldagem e de inspeção de soldas, como será visto no Cap. 9.

### 3.2.12 FABRICAÇÃO DO VASO

Essa etapa consiste, como o próprio nome indica, na fabricação completa do vaso. Tratando-se de vasos que não possam ser transportados inteiros, a fabricação consistirá na preparação de um certo número (o menor possível) de seções pré-fabricadas, que serão montadas no local da obra.

Além da fabricação completa, propriamente dita, do vaso, inclusive teste hidrostático e outros testes não destrutivos de fábrica, essa etapa poderá incluir, ou não, os seguintes serviços, como discriminado na Requisição de Material, em cada caso:

- Fornecimento integral ou parcial da matéria-prima necessária.
- Fornecimento (e/ou instalação) de revestimentos internos ou externos, ou do isolamento térmico.
- Fabricação e/ou instalação de peças internas.
- Fornecimento de recheios, catalisadores etc.

- e) Radiografias e outros ensaios não destrutivos das soldas.
- f) Tratamentos térmicos.
- g) Pintura.
- h) Fornecimento de peças sobressalentes.
- i) Fornecimento de eletrodos e outros materiais para montagem no campo.
- j) Transporte do vaso.

### 3.2.13 INSPEÇÃO (CONTROLE DA QUALIDADE)

Como "inspeção" pode-se entender uma ou mais das seguintes atividades:

- a) Inspeção da matéria-prima.
- b) Inspeção da fabricação (durante e após a fabricação).
- c) Inspeção de montagem.

Voltaremos a este assunto no Cap. 12.

### 3.2.14 MONTAGEM NO CAMPO

Essa etapa existe para os vasos que não podem ser fabricados ou transportados inteiros, exigindo assim trabalhos de montagem no local da instalação.

A montagem no campo inclui sempre, além da montagem e soldagem completa das partes ou das seções pré-fabricadas recebidas (ou da colocação e ajustagem do vaso sobre sua base), a qualificação prévia de soldadores e de procedimentos de soldagem, o teste hidrostático e todos os demais ensaios não destrutivos que forem necessários ou especificados, bem como os tratamentos térmicos, quando for o caso. Em casos particulares, poderá incluir também pinturas, aplicação de isolamento térmico e de revestimentos externos ou internos etc.

### 3.2.15 SUPERVISÃO DE MONTAGEM

Essa etapa também existe quando houver montagem no campo, sendo atribuição do fabricante, ou de outra entidade, a supervisão de montagem.

### 3.2.16 TESTES ESPECIAIS E PRÉ-OPERAÇÃO

Essa etapa normalmente só existe, como um trabalho independente, no caso de equipamentos que devam cumprir determinadas exigências de funcionamento ou de desempenho, como garantia do projetista, do fabricante ou do montador. No caso corrente, de equipamentos para os quais não existam essas condições, os testes e a pré-operação do equipamento são parte integrante da própria pré-operação de toda unidade ou instalação e, normalmente, fora da responsabilidade do fabricante ou do montador.

No Cap. 12 veremos, com mais detalhes, o desdobramento das etapas correspondentes à fabricação, montagem e controle da qualidade dos vasos de pressão.

## 3.3 ROTINAS DE DESENVOLVIMENTO DO PROJETO E DA CONSTRUÇÃO DOS VASOS

É impossível estabelecer-se uma única rotina para o desenvolvimento do projeto e da construção dos vasos de pressão, isto é, um único critério de divisão de responsabilidades pelas diversas etapas descritas no Item 3.2.

Damos a seguir, simplesmente como orientação, algumas rotinas mais usuais para as diversas classes de vasos de pressão, embora em muitos casos diversas circunstâncias tornem obrigatórios ou aconselháveis outros procedimentos.

Nessas rotinas temos as seguintes definições:

- Projetista de engenharia básica: entidade que desenvolve o projeto de processo da unidade ou instalação a que pertence o vaso de pressão considerado.
- Projetista de detalhamento: entidade que desenvolve o projeto geral de detalhamento (*engineering design*) da unidade ou instalação a que pertence o vaso de pressão.
- Fabricante: entidade que realiza a fabricação do vaso.

Tanto o projetista de engenharia básica como o projetista de detalhamento poderão ser firmas contratadas para esses serviços (ou eventualmente a mesma firma), como poderão ser órgãos da estrutura organizacional do próprio usuário do vaso de pressão.

- a) Para os vasos de pressão convencionais, ou seja, aqueles para os quais o projeto mecânico do vaso em si, como também de suas peças internas, não envolve nenhum licenciamento, patentes ou tecnologias especiais, é a seguinte a rotina mais usual de divisão de responsabilidades:
  - Dados de processo: usuário do vaso ou projetista de engenharia básica.
  - Projeto de processo: projetista de engenharia básica.
  - Projeto mecânico: projetista de detalhamento.
  - Requisição de Material: projetista de detalhamento e órgão de compra do usuário.
  - Julgamento das propostas: projetista de detalhamento.
  - Compra da matéria-prima: fabricante ou usuário.
  - Acompanhamento do projeto: usuário ou firma contratada.
  - Projeto para fabricação } Fabricante
  - Fabricação } Fabricante
  - Inspeção: usuário, firma contratada ou órgão oficial de inspeção.

Por essa rotina a Requisição de Material é sempre feita com base no projeto mecânico, permitindo assim, entre outras vantagens, a compra antecipada da matéria-prima quando necessário. É em geral possível emitir-se a Requisição de Material antes de se ter o projeto mecânico inteiramente concluído em todos os seus detalhes, para apressar a encomenda e fabricação do equipamento. É, entretanto, importante e indispensável que os dados faltantes no projeto mecânico não prejudiquem o entendimento e a cotação correta do equipamento, nem signifiquem possíveis alterações no seu custo ou prazo de entrega.

Em alguns casos pode ser vantajoso colocar-se o projeto mecânico como atribuição do projetista de engenharia básica. É o que acontece, por exemplo, com os equipamentos cujo projeto mecânico convém que seja desenvolvido em estreita colaboração com a equipe que faz o projeto de processo, para melhor adequação de materiais, detalhes internos e outros aspectos do equipamento.

Para alguns equipamentos auxiliares ou equipamentos para os quais os dados básicos de processo dependem do desenvolvimento do restante do projeto da instalação, a definição dos "dados de processo" poderá ser também atribuição do projetista de detalhamento.

Para equipamentos pequenos e em serviço de baixa responsabilidade, o acompanhamento do projeto poderá ser dispensado.

Em alguns casos pode-se ter a Requisição de Material baseada no projeto de processo, ficando assim o projeto mecânico a cargo do fabricante do vaso. Esse procedimento é, aliás, praticamente obrigatório para os vasos de pressão especiais, isto é, aqueles cujo projeto mecânico inclui necessariamente licenciamentos, patentes etc., de forma a não ser possível atribuí-lo ao projetista de detalhamento.

Nos casos em que o projetista de engenharia básica é detentor ou licenciado do *know-how* do equipamento, pode-se colocar o projeto mecânico como seu encargo, ficando, em qualquer caso, a Requisição de Material e o julgamento das propostas como atribuição do projetista de detalhamento.

b) Para as torres de destilação, fracionamento etc., bem como alguns reatores para os quais o projeto das peças internas envolve tecnologias especiais, detidas somente por algumas firmas ou organizações, teremos duas Requisições de Material (uma para o vaso e outra para as peças internas), emitidas paralelamente. Quanto ao vaso propriamente dito, a rotina costuma ser a mesma acima indicada; para as peças internas teremos a seguinte rotina:

- Especificação das peças internas (baseada nos dados de processo): projetista de engenharia básica.
- Requisição de Material } projetista de detalhamento
- Julgamento das propostas } projetista de detalhamento
- Projeto das peças internas: fabricante ou licenciador.
- Fabricação: fabricante.

Para os vasos que tenham projeto proprietário, ou que tenham garantia de desempenho pelo projetista do equipamento ou por um fabricante licenciado, tanto o projeto de processo como o projeto mecânico devem ser atribuição do projetista licenciador, que é o proprietário do projeto, ou quem dá a garantia de desempenho. No caso de equipamentos padronizados de linhas de fabricação, ambos estes projetos já estão feitos, de uma vez por todas, pelo próprio fabricante.

c) Para os trocadores de calor, resfriadores a ar e outros equipamentos térmicos convencionais, a rotina mais recomendável é a indicada a seguir:

- Dados de processo: usuário ou projetista de engenharia básica.
- Projeto térmico: projetista de engenharia básica.
- Projeto mecânico: projetista de detalhamento.

— Requisição de Material: projetista de detalhamento, órgão de compra do usuário.

— Julgamento das propostas: projetista de detalhamento.

— Projeto para fabricação } Fabricante

— Fabricação }

Por essa rotina, que é a preferível, a Requisição de Material é feita com base no projeto mecânico do equipamento.

Têm sido adotadas também algumas alternativas a esse procedimento, como por exemplo:

— Fazer a Requisição de Material baseada no projeto térmico, ficando o projeto mecânico a cargo do fabricante.

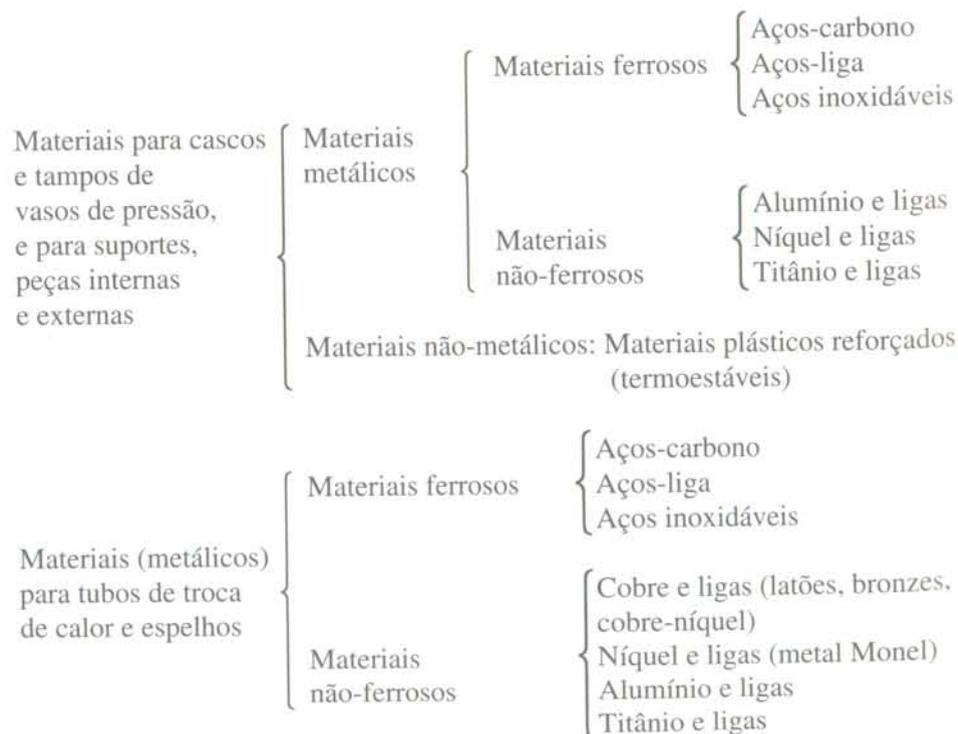
— Fazer a Requisição de Material baseada somente nos dados de processo, ficando tanto o projeto térmico como o projeto mecânico a cargo do fabricante.

A principal razão de preferência pelo não uso dessas alternativas é a seguinte: como o projeto térmico consiste basicamente no cálculo das áreas de troca de calor, só se conhecem as dimensões gerais dos aparelhos, as posições dos bocais etc., depois de completado o projeto térmico. Desta forma, tem-se um considerável atraso no detalhamento da instalação, porque o projeto de tubulações e o próprio arranjo geral (que dependem das dimensões dos trocadores) têm de ficar esperando a conclusão do projeto térmico. Esse atraso no projeto global é ainda agravado devido ao grande número de trocadores de calor na maioria das instalações, o que torna muito grande a dependência do detalhamento das tubulações e do arranjo geral da instalação (*layout*), em relação às dimensões desses aparelhos.

# Materiais para Vasos de Pressão

## 4.1 MATERIAIS PARA VASOS DE PRESSÃO

Muitos materiais podem ser empregados na construção de vasos de pressão e de seus componentes, sendo as seguintes as principais classes desses materiais:



Materiais para revestimentos internos

Materiais metálicos

- { Aços inoxidáveis
- { Ligas de níquel
- { Titânio e ligas
- { Chumbo

Materiais não-metálicos

- { Materiais plásticos (termoplásticos ou termoestáveis)
- { Borrachas (elastômeros)
- { Cerâmica, grafite
- { Vidro, porcelana
- { Concretos

De todos esses materiais o aço-carbono é o de maior uso e empregado na construção da grande maioria dos vasos de pressão. O aço-carbono é o denominado "material de uso geral", porque, ao contrário dos outros materiais, não tem casos específicos de emprego, sendo usado em todos os casos, exceto quando alguma circunstância não permitir o seu emprego. Todos os demais materiais são empregados justamente nesses casos em que, por qualquer motivo, não é possível o uso do aço-carbono. A razão disso é que o aço-carbono, além de ser um material de boa conformabilidade, boa soldabilidade, de fácil obtenção e encontrável sob todas as formas de apresentação, é o material de menor preço em relação à sua resistência mecânica. Para exemplificar a enorme predominância do aço-carbono, pode-se dizer que em uma refinaria de petróleo convencional o aço-carbono corresponde a cerca de 95% do peso total dos equipamentos de processo.

É importante observar que *todos* os materiais, metálicos ou não, empregados na construção de vasos de pressão devem ter suas propriedades perfeitamente conhecidas e garantidas, e, por isso, só são usualmente admitidos os materiais que obedecem a alguma Especificação de Material. Essas especificações são documentos normativos emitidos por sociedades de normalização reconhecidas, públicas ou particulares,<sup>1</sup> ou por alguns fabricantes, contendo geralmente as seguintes informações e exigências: descrição e finalidades do material, composição química, propriedades mecânicas, ensaios e testes exigidos ou recomendados, condições de aceitação, rejeição e marcação do material; poderão ainda conter dados dimensionais, propriedades físicas e químicas, exigências suplementares opcionais etc. Cada Especificação de Material é designada por uma sigla numérica ou alfanumérica que serve também como designação dos materiais por ela definidos. Vale ressaltar que

<sup>1</sup>São exemplos dessas sociedades de normalização técnica a Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT), aqui no Brasil, a ASTM (American Society for Testing and Materials), nos Estados Unidos, a BSI (British Standards Institution), na Inglaterra, e a DIN (Deutsches Institut für Normung), na Alemanha.

a maioria das Especificações de Material abrange não apenas um único material mas um grupo de materiais, que se distinguem entre si por "classes" ou "graus" da especificação; por esse motivo, para especificar corretamente um material, não basta citar a sigla da especificação, mas também a classe ou grau do material, bem como as exigências opcionais que forem exigidas, quando for o caso.

Todas as normas de projeto de vasos de pressão fazem exigências e restrições quanto aos materiais que podem ser empregados. O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 e 2, só permite que sejam empregados para as partes pressurizadas dos vasos (parágrafos UG-4 e AM-100) os materiais que constam nas tabelas de tensões admissíveis da norma (veja Item 5.5 no Cap. 5). Para as partes não pressurizadas (suportes, peças internas etc.), admitem-se também outros materiais; entretanto, como regra geral, esses materiais devem estar de acordo com alguma Especificação de Material.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2 (artigo M-2), faz ainda algumas exigências adicionais quanto aos ensaios de materiais e à retirada de corpos-de-prova para esses ensaios.

## 4.2 O PROBLEMA GERAL DE SELEÇÃO DE MATERIAIS

A seleção e especificação dos materiais adequados para cada serviço é freqüentemente um dos problemas mais difíceis com que se vê a braços o projetista de vasos de pressão. Damos a seguir os principais fatores que influenciam a seleção de um material; em alguns casos, entretanto, poderá haver outros fatores determinantes desta seleção. Observe-se que alguns fatores podem ser conflitantes entre si: por exemplo, o material de melhor resistência à corrosão poderá ser muito caro e de difícil obtenção e vice-versa. Por esse motivo, a relação abaixo não guarda nenhuma ordem de prioridade ou de importância relativa, que são variáveis de um caso para outro. Cabe ao projetista decidir, em cada caso, quais os fatores predominantes e quais os que devem prevalecer quando houver conflito.<sup>2</sup>

### 4.2.1 FLUIDO CONTIDO

Devem ser considerados os seguintes aspectos relativos ao fluido (ou aos fluidos) contido no vaso: natureza e concentração do fluido, impurezas e contaminantes presentes, existência ou não de gases dissolvidos e de sólidos em suspensão, temperatura, pH, caráter oxidante ou redutor, flamabilidade, ponto de fulgor, toxidez, explosividade ou outros efeitos deletérios do fluido, ataque corrosivo aos materiais, possibilidade de contaminação do fluido pelos resíduos da corrosão, máximo tolerável dessa contaminação (conseqüências sobre a cor, o gosto, a toxidez ou sobre outras propriedades do fluido).

<sup>2</sup>Sobre o assunto geral de seleção e recomendações de materiais para diversos serviços, veja o livro *Materiais para Equipamentos de Processo*, do mesmo autor.

### 4.2.2 CONDIÇÕES DE SERVIÇO (PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO)

O material tem de ser capaz de resistir à pressão em toda faixa possível de variação de temperatura. É importante observar que todos os fatores relativos ao serviço (fluidos contidos, com suas pressões, temperaturas, propriedades etc.) são em geral variáveis ao longo do tempo, isto é, tem-se, freqüentemente, uma série de valores considerados normais, ou de regime, e uma faixa, às vezes ampla, de variação desses valores, inclusive para condições anormais ou eventuais que possam ocorrer. Interessa, portanto, para todos os fatores, conhecer os valores de regime e também os extremos; em muitos casos, pode ainda ser necessário conhecer a probabilidade e duração de ocorrência desses extremos. Note-se também que as propriedades mecânicas e de resistência à corrosão dos materiais, bem como as propriedades dos fluidos, sofrem grandes variações em função da temperatura.

### 4.2.3 NÍVEL DE TENSÕES NO MATERIAL

O material deve resistir aos esforços solicitantes e, por isso, a sua resistência mecânica deve ser compatível com o nível de tensões que se tenha, isto é, com a ordem de grandeza dos esforços presentes. Para que as espessuras sejam razoáveis, dentro dos limites de fabricação normal, é necessário que sejam empregados materiais de grande resistência quando os esforços forem grandes e vice-versa. Deve-se observar que em qualquer vaso existem freqüentemente numerosos esforços além da pressão interna (que às vezes não é o esforço predominante).

### 4.2.4 NATUREZA DOS ESFORÇOS MECÂNICOS

Independentemente do nível de tensões, a natureza dos esforços existentes (tração, compressão, flexão, esforços estáticos ou dinâmicos, choques, vibrações etc.) também condiciona a escolha do material. Os materiais frágeis, por exemplo, não devem ser utilizados quando ocorrerem esforços dinâmicos, choques ou altas concentrações de tensões.

### 4.2.5 CUSTO DO MATERIAL

É evidente um fator importantíssimo e freqüentemente o decisivo na escolha. Para cada aplicação prática existem quase sempre vários materiais possíveis; o melhor será o que for mais econômico. Para a decisão de qual o material mais econômico, deve ser considerado não só o custo direto do material, como também uma série de outros fatores: custo de fabricação, tempo de vida, custo de paralisação e de reposição do equipamento etc. Por exemplo, o custo por quilo de um aço inoxidável austenítico tipo 304 é aproximadamente 2,7 vezes superior ao custo de um aço-liga 11/4 Cr — 1/2 Mo; entretanto, a construção de um equipamento em aço tipo 304 pode resultar mais econômica do que em aço-liga, porque a soldagem do

aço inoxidável é muito mais fácil, além de serem desnecessários os tratamentos térmicos.

#### 4.2.6 SEGURANÇA

Quando o risco potencial do vaso ou do local onde o mesmo se encontra for grande, ou, ainda, quando o equipamento for essencial ao funcionamento de uma instalação importante, há necessidade do emprego de materiais que ofereçam o máximo de segurança, de forma a evitar a ocorrência de rupturas, vazamentos ou outros acidentes que possam resultar em custosas paralisações ou mesmo em desastres.

São freqüentes os casos de equipamentos essenciais ao funcionamento de toda uma instalação que poderá ser totalmente paralisada por qualquer falha ou problema com o equipamento.

Exemplos de risco potencial elevado são os equipamentos que trabalham com fluidos inflamáveis, tóxicos, explosivos, ou em temperaturas ou pressões muito altas. Os materiais de baixo ponto de fusão (materiais plásticos, borrachas, alumínio, chumbo etc.) não podem ser empregados em equipamentos que devam ser à prova de fogo.

#### 4.2.7 FORMA DE APRESENTAÇÃO DO MATERIAL

As matérias-primas necessárias para a fabricação dos vasos de pressão (ou de suas partes) podem se apresentar de várias formas, dependendo do tipo do equipamento ou da parte a ser fabricada: chapas grossas, chapas finas, tubos para condução, tubos para troca de calor, forjados, fundidos, acessórios de tubulação etc. Na prática, muitos dos materiais não são encontrados no comércio sob todas as formas de apresentação. Por esse motivo, dependendo da forma desejada da matéria-prima, alguns materiais devem ser preliminarmente eliminados, para os quais a forma necessária não exista ou seja de muito difícil obtenção.

#### 4.2.8 FACILIDADES DE FABRICAÇÃO E DE MONTAGEM

Todos os materiais têm determinadas limitações quanto às possibilidades de fabricação e de montagem. Por essa razão, independentemente de outras considerações, o tipo e o tamanho da peça ou do vaso já excluem o emprego de determinados materiais, com os quais não seja possível ou não seja econômico fabricar ou montar o vaso em questão. Sobre esse assunto devem ainda ser consideradas a soldabilidade, a usinabilidade e a facilidade de conformação do material. Soldabilidade não é apenas a possibilidade do emprego de solda, mas também a maior ou menor dificuldade de soldagem e a necessidade ou não de tratamentos térmicos e de outros cuidados especiais.

#### 4.2.9 TEMPO DE VIDA PREVISTO

O tempo de duração mínima do material tem de ser compatível com o tempo de vida útil previsto para o vaso ou para a peça. O tempo de vida útil depende da natu-

reza da aplicação (equipamento principal ou secundário, peça de reposição etc.), da importância do equipamento, do tempo de amortização do investimento e do tempo previsível de obsolescência do equipamento ou da instalação.

#### 4.2.10 EXPERIÊNCIA PRÉVIA

A decisão por um determinado material obriga sempre a que se considere a experiência prévia que possa existir com esse material no mesmo serviço. Em casos importantes é, em geral, muito arriscado decidir-se por um material para o qual não exista nenhuma experiência anterior em serviço semelhante. (Veja a seguir.)

#### 4.2.11 FACILIDADE DE OBTENÇÃO DO MATERIAL

Devem ser consideradas a maior ou menor facilidade de obtenção dos diversos materiais possíveis, a necessidade ou não de importação, os prazos de entrega, existência de estoques, quantidade mínima de compra, etc.

#### 4.2.12 VARIAÇÕES TOLERADAS DE FORMA OU DE DIMENSÕES DA PEÇA

Para a maioria dos vasos de pressão podem ser toleradas variações relativamente grandes nas dimensões (da ordem de 1% ou às vezes mais), sem que haja prejuízo para o funcionamento, podendo, portanto, ser selecionados materiais capazes de sofrer tais variações por efeito de deformações mecânicas, dilatações, desgaste por corrosão etc. Existem, entretanto, algumas peças em que essas variações dimensionais não podem ser admitidas, por motivo de ajustagem mecânica, vedação, peças desmontáveis, peças em movimento etc., devendo por isso o material selecionado apresentar maior estabilidade dimensional.

Para a solução do problema da escolha dos materiais, a experiência do projetista (ou da organização de projetos) é indispensável e insubstituível. Só a experiência passada, resultante do acúmulo de informações e de soluções adotadas em casos anteriores, é capaz de julgar, com objetividade e segurança, o grau de influência de cada um desses fatores mencionados. Para a maioria dos serviços mais usuais, já existem materiais consagrados pela tradição, pela prática dos projetistas ou pelas normas e códigos existentes. Seguir simplesmente a tradição é a solução mais simples e segura, embora nem sempre conduza ao material melhor e mais econômico. O projetista deve ter o espírito aberto para o exame e aceitação de novas práticas, porque a técnica evolui rápido, e continuamente estão sendo lançados novos materiais ou aperfeiçoados os existentes.

Deve ser observado que, quando se considera a experiência prévia de um determinado material, os dados de experiência sejam relativos a um serviço *exatamente* igual ao que se tenha, e não apenas semelhante, porque as numerosas circunstâncias variáveis (temperatura, velocidade relativa do fluido, concentração, impurezas, pH etc.) podem modificar completamente o comportamento do material.

Quando as únicas experiências prévias existentes forem relativas a um serviço não exatamente igual, inclusive quando consistirem apenas em ensaios de laboratório, é importante que sejam estudadas com cuidado as diferenças em relação ao serviço real que se tem, bem como suas possíveis influências no comportamento do material.

Em muitos vasos, algumas partes costumam ser feitas de material diferente e mais nobre do que o empregado para a construção do equipamento propriamente dito. Entre esses casos, podemos citar:

- Tubos de troca de calor de feixes tubulares, serpentinas etc. Esses tubos devem sempre ter paredes finas, não só para melhorar a troca de calor, como também por motivo de redução de peso do conjunto. Por esse motivo, são frequentemente de material diferente e mais resistente à corrosão.
- Peças internas desmontáveis em vasos de pressão (bandejas, borbulhadores, grades, recheios etc.). Essas peças são frequentemente de material mais resistente à corrosão para permitir a ajustagem mecânica, a desmontagem e também para que possam ter pequenas espessuras, reduzindo assim o peso.

Como regra geral, as peças internas não-desmontáveis (soldadas ou fixadas à parede do vaso) são sempre do mesmo material do próprio vaso, e as peças desmontáveis podem ser de material diferente, quando necessário.

- Materiais de aparafusamento e de fixação (parafusos, estojos, porcas, arruelas, grampos, cliques etc.): São peças pequenas sujeitas a grandes esforços, e que não podem sofrer alteração dimensional nem desgaste por corrosão, que prejudicariam o aperto e dificultariam ou impossibilitariam a desmontagem.

É importante observar que em qualquer vaso de pressão deve haver sempre uma coerência de qualidade e de especificação entre os materiais empregados para as diversas partes do vaso.

### 4.3 AÇOS-CARBONO

Como já vimos no Item 4.1, o aço-carbono é o “material de uso geral” para vasos de pressão, que por esse motivo é empregado para a construção da maioria dos vasos e de seus componentes.

As propriedades do aço-carbono são grandemente influenciadas por sua composição química e pela temperatura.

O aumento na quantidade de carbono no aço produz basicamente um aumento nos limites de resistência e de escoamento e na dureza e temperabilidade do aço; em compensação, esse aumento prejudica bastante a ductilidade e a soldabilidade do aço. Embora seja difícil estabelecer-se limites rígidos para o teor de carbono, são usuais os seguintes valores como máximos recomendáveis em aços para vasos de pressão:

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

Os aços com quantidade de C superior a 0,3% apresentam alta suscetibilidade a trincas nas soldas devido à ação do hidrogênio que fica retido nas soldas (trincas a frio).

Para partes não soldadas não há limitação da quantidade de carbono.

Os aços-carbono 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 e 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 ( $\cong 31$  a 37 kg/mm<sup>2</sup>), e limite de escoamento de 150 a 220 MPa ( $\cong 15$  a 22 kg/mm<sup>2</sup>). Para os aços de médio carbono (até 0,35% C), esses valores são respectivamente 370 a 540 MPa ( $\cong 37$  a 54 kg/mm<sup>2</sup>), e 220 a 280 MPa ( $\cong 22$  a 28 kg/mm<sup>2</sup>).

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 (*creep*), 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 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 (formação de carepas — *scaling*), quando exposto ao ar, com formação de grossas crostas de óxidos, o que o torna inaceitável para qualquer serviço contínuo. Deve ser observado que em contato com outros meios essa oxidação pode-se iniciar em temperatura mais baixa. A exposição prolongada do aço-carbono a temperaturas superiores a 420°C pode causar ainda uma precipitação de carbono (grafitização), que faz o material ficar quebradiço.

Por todos os motivos que acabamos de expor, recomendam-se os seguintes limites máximos de temperatura para partes de aço-carbono em vasos de pressão:<sup>3</sup>

- Partes sujeitas a esforços principais, serviço contínuo: 450°C.
- Partes secundárias, serviço contínuo: 480°C.
- Máximos de temperatura de curta duração e não coincidentes com grandes esforços mecânicos: 520°C.

<sup>3</sup>Algumas normas de projeto admitem temperaturas mais altas para o aço-carbono, mesmo assim consideramos como não recomendável ultrapassar os limites aqui indicados. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, permite, por exemplo, o emprego dos aços-carbono ASTM A-515 e A-516, até 525°C.

Para a maioria dos serviços corrosivos os limites de temperatura devem ser mais baixos, porque a temperatura quase sempre acelera a corrosão.

O aço-carbono apresenta uma transição de comportamento de dúctil para frágil em baixas temperaturas, ficando sujeito a fraturas frágeis repentinas, que podem ser catastróficas, com a perda total do vaso. A temperatura de transição não é um valor definido para um determinado tipo de aço, sendo muito influenciada pela composição química, tamanho dos grãos, espessura da peça, nível de tensões, e principalmente pela existência de irregularidades geométricas na peça (entalhes-*notches*), 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  $-45^{\circ}\text{C}$ , ainda que sejam eventuais ou de curta duração. Na faixa de zero até  $-45^{\circ}\text{C}$ , pode-se usar aço-carbono dentro de determinados requisitos, como veremos no Item 4.12.

O aço-carbono é um material de baixa resistência à corrosão, sendo muito raros os serviços para os quais não haja nenhuma corrosão. Por essa razão, é quase sempre necessário o acréscimo de alguma margem para corrosão em todas as partes de aço-carbono em contato com os fluidos de processo ou com a atmosfera, exceto se houver uma pintura ou outro revestimento protetor adequado. Mesmo assim, o aço-carbono pode ser usado, com uma vida útil aceitável, para a maioria dos processos industriais.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafos UCS-56 e 57), faz as seguintes exigências quanto a tratamento térmico de alívio de tensões nas soldas entre partes de aço-carbono nos vasos de pressão e quanto à radiografia total nessas soldas:

— Espessuras até 50mm: tratamento térmico durante 24 min para cada 10 mm de espessura, com um mínimo de 15 minutos. Esse tratamento é obrigatório para espessuras de 32mm, ou maiores, quando não é feito o preaquecimento do material a uma temperatura mínima de  $200^{\circ}\text{C}$ , e, em qualquer caso, para espessuras de 38mm ou maiores.

— Espessuras acima de 50mm: tratamento térmico obrigatório durante 2 horas, acrescidas de 6 min para cada 10mm de espessura acima de 50mm.

— Radiografia total das soldas: obrigatório para espessuras acima de 32 mm.

O tratamento térmico de alívio de tensões deve ser feito, para qualquer espessura, na temperatura mínima de  $595^{\circ}\text{C}$ . É prática corrente fazer-se também o preaquecimento das soldas, na temperatura mínima de  $100^{\circ}\text{C}$ , para espessuras acima de 12 mm.

#### 4.4 AÇOS-LIGA E INOXIDÁVEIS. CASOS GERAIS DE EMPREGO

Denominam-se “aços-liga” (*alloy-steel*) todos os aços que possuem qualquer quantidade de outros elementos, além dos que entram na composição dos aços-carbono. Dependendo da quantidade total de elementos de liga, distinguem-se os aços de baixa liga (*low alloy-steel*), com até 5% de elementos de liga, aços de liga intermediária (*intermediate alloy-steel*), contendo entre 5% e 10%, e os aços de alta liga (*high alloy-steel*), com mais de 10%.

Os aços inoxidáveis (*stainless steel*) são os que contêm pelo menos 12% de cromo, o que lhes confere a propriedade de não enferrujarem mesmo em exposição prolongada a uma atmosfera normal.

Todos os aços-liga são bem mais caros do que os aços-carbono, sendo de um modo geral o custo tanto mais alto quanto maior for a quantidade de elementos de liga. Além disso, a montagem e soldagem desses aços também são mais difíceis e mais caras.

Como todas as instalações industriais estão sujeitas a se tornarem obsoletas em relativamente pouco tempo, não é em geral econômico nem recomendável o uso de aços-liga apenas para tornar muito mais longa a vida de um vaso.

Os principais casos em que se justifica o emprego dos aços especiais (aços-liga e inoxidáveis) são os seguintes:

- a) *Altas temperaturas* — temperaturas acima dos limites de uso dos aços-carbono ou mesmo dentro desses limites, quando seja exigida maior resistência mecânica, maior resistência à fluência, ou maior resistência à corrosão.
- b) *Baixas temperaturas* — temperaturas inferiores a  $-45^{\circ}\text{C}$ , devido ao alto risco de fraturas frágeis com o aço-carbono.
- c) *Alta corrosão* — serviços com fluidos corrosivos, mesmo quando dentro da faixa de temperaturas de emprego dos aços-carbono. De um modo geral, os aços-liga e inoxidáveis têm melhores qualidades de resistência à corrosão do que os aços-carbono. Existem, entretanto, numerosos casos de exceção: a água salgada, por exemplo, destrói a maioria dos aços especiais tão rapidamente como os aços-carbono.
- d) *Exigência de não-contaminação* — serviços para os quais não se possa admitir a contaminação do fluido contido (produtos alimentares e farmacêuticos, por exemplo). A corrosão, ainda que só seja capaz de destruir o material do vaso depois de muito tempo, pode causar a contaminação do fluido circulante, quando os resíduos da corrosão são carregados pela corrente fluida. Por essa razão, nos casos em que não possa haver contaminação, empregam-se muitas vezes os aços especiais, embora do ponto de vista propriamente da corrosão não fossem necessários.
- e) *Segurança* — serviços com fluidos perigosos (em temperaturas muito elevadas, inflamáveis, tóxicos, explosivos etc.), quando seja exigido o máximo de segurança contra possíveis vazamentos e acidentes. Também nesses casos, estritamente devido à corrosão, não seriam normalmente necessários os aços especiais.

No que se refere à corrosão, convém observar que, exceto quando entram em jogo também a exigência de não-contaminação do fluido ou a segurança, o problema é puramente econômico: quanto mais resistente for o material, tanto mais longa a vida do vaso. Portanto, a decisão será tomada como resultado da comparação do custo dos diversos materiais possíveis com o custo de reposição do vaso, incluindo-se o custo de operação e de paralisação do sistema.

## 4.5 AÇOS-LIGA

Existem três classes principais de aços-liga empregados para vasos de pressão: os aços-liga molibdênio e cromo-molibdênio, os aços-liga níquel, e os aços-liga manganês.

Os aços-liga molibdênio e cromo-molibdênio contêm até 1% de Mo e até 9% de Cr, em diversas proporções, como mostra a Tabela 4.1, sendo materiais ferríticos (magnéticos), específicos para emprego em temperaturas elevadas. O cromo causa principalmente uma sensível melhoria na resistência à oxidação — inclusive à formação de carepas em temperaturas elevadas —, e na resistência à corrosão em geral, sobretudo aos meios oxidantes, sendo esses efeitos tanto mais acentuados quanto maior for a quantidade de cromo. Por essa razão, esses aços podem ser empregados em temperaturas mais elevadas do que o permitido para o aço-carbono, como mostram os limites indicados na Tabela 4.9.

Até a quantidade de 2,5% de Cr, há um ligeiro aumento na resistência à fluência, sendo que percentagens maiores de Cr reduzem de forma acentuada essa resistência (exceto nos aços inoxidáveis austeníticos, contendo níquel). Por esse motivo, os aços-liga com até 2,5% de Cr são específicos para serviços de alta temperatura, com grandes esforços mecânicos e baixa corrosão, para os quais a principal preocupação é a resistência à fluência, enquanto que os aços com maior quantidade de cromo são específicos para serviços em alta temperatura, com esforços mecânicos reduzidos e alta corrosão, onde se deseja principalmente resistência à oxidação ou à corrosão por pites.

O molibdênio é o elemento mais importante na melhoria da resistência à fluência do aço, contribuindo também para aumentar a resistência à corrosão.

Um caso típico de emprego dos aços-liga Cr-Mo de cromo mais alto são os equipamentos para serviço com hidrocarbonetos em temperaturas elevadas, para os quais o material mais empregado é o aço-liga 5% Cr-1/2% Mo, cuja vida é aproximadamente dez vezes a do aço-carbono no mesmo serviço.

Da mesma forma que os aços-carbono, esses aços-liga estão também sujeitos a fraturas frágeis repentinas quando submetidos a temperaturas muito baixas, não devendo por isso ser empregados em nenhum serviço com temperatura inferior a 0°C.

Os aços-liga Mo e Cr-Mo também enferrujam, embora mais lentamente do que os aços-carbono. O comportamento desses aços em relação aos ácidos e álcalis é semelhante ao do aço-carbono.

Os aços-liga contendo níquel são materiais especiais para uso em temperaturas muito baixas, sendo a temperatura-limite tanto mais baixa quanto maior for a quantidade de níquel, como mostra a Tabela 4.10.

Tanto os aços-liga Mo e Cr-Mo, como os aços-liga Ni, são materiais difíceis de soldar, sendo quase sempre necessários tratamentos térmicos. A Tabela 4.1 mostra as exigências do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, a esse respeito.

Os aços-liga manganês são aços com até 1,6% Mn, isto é, com quantidade de manganês acima dos limites usuais desse elemento nos aços-carbono, tendo, às vezes, também pequenas quantidades de molibdênio e/ou níquel. O maior teor de manga-

Tabela 4.1. Aços-liga: tipos usuais, composição química, exigências do código ASME, Seção VIII, Divisão 1

Elementos de liga (%)	Número "P" *	Temperatura mínima de tratamento térmico (°C)	Exigências do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo USC-56 e 57)		Radiografia total nas soldas para espessuras acima de (mm)	Para espessuras acima de (mm)	Preaquecimento nas soldas (prática usual)
			Tempo mínimo para tratamento térmico nas soldas, de acordo com a espessura				
			Até 50 mm	> 50 mm, até 125 mm			
Restante: ferro							
Cr	—	—	24 min para cada 10mm mín. 15 min	2 horas mais 6 min para cada 10 mm, acima de 50 mm	19	12	100
Mo	1/2	—			16	zero	200
Ni	—	—			16	zero	200
	3	595			zero	zero	250
	4	595			zero	zero	250
	4	595			zero	zero	250
	5	675			zero	zero	250
	5	675			zero	zero	250
	5	675			zero	zero	250
	5	675			zero	zero	250
	9A	595			16	—	—
	9B	595			16	—	—
Aços-liga Mo e Cr-Mo							
Aços-liga Ni							

\*O número P é um índice de comparação de soldabilidade de metais do código ASME, Seção VIII; dois materiais de mesmo número P podem ser soldados entre si sem problemas.

nês destina-se a aumentar a resistência mecânica, principalmente em chapas de grande espessura (acima de 50 mm, por exemplo), o que de outra forma só seria possível com alta quantidade de carbono, que prejudicaria a soldabilidade e a tenacidade. Essas chapas são empregadas para alguns vasos de pressão importantes, de grandes dimensões ou para pressões elevadas, necessitando, em qualquer caso, de paredes de grande espessura.

## 4.6 AÇOS INOXIDÁVEIS

Existem três classes principais de aços inoxidáveis, de acordo com a estrutura metalúrgica predominante na liga:

- Aços austeníticos, basicamente ligas Fe-Cr-Ni, não-temperáveis.
- Aços ferríticos, basicamente ligas Fe-Cr, não-temperáveis.
- Aços martensíticos, basicamente ligas Fe-Cr, temperáveis.

Somente os aços inoxidáveis austeníticos (que são todos facilmente soldáveis) são empregados tanto como material de construção para cascos e tampos de vasos de pressão como também para peças internas, tubos e espelhos de troca de calor, bem como para revestimentos anticorrosivos. Os outros inoxidáveis (ferríticos e martensíticos), devido à dificuldade de soldagem, não podem ser empregados como material de construção, sendo, entretanto, usados para partes internas, não-soldadas, de vasos de pressão — inclusive materiais de aparafusamento — e para tubos de troca de calor. Alguns aços ferríticos de baixo cromo (até 17%) são de soldagem um pouco mais fácil e podem ser empregados para revestimentos anticorrosivos aplicados sobre chapas de aço-carbono ou de aços de baixa liga (veja Itens 8.2 e 8.3), sendo mesmo preferidos para essa aplicação pelo fato de terem coeficiente de dilatação muito próximo do aço-carbono, enquanto que para os inoxidáveis austeníticos o coeficiente de dilatação é cerca de 45% maior do que do aço-carbono.

A Tabela 4.2 mostra os tipos principais de aços inoxidáveis.

Os aços inoxidáveis austeníticos apresentam uma extraordinária resistência à fluência e à oxidação, razão pela qual são bem elevados os valores das temperaturas-limite de utilização (como se vê nas Tabelas 4.2 e 4.9), exceto para os tipos de muito baixo carbono (tipos L e ELC), em que o limite é de 400°C devido à menor resistência mecânica desses aços. Todos os aços austeníticos mantêm o comportamento dúctil mesmo em temperaturas extremamente baixas, podendo alguns ser empregados até próximo de zero absoluto. Esses aços são todos materiais de solda fácil, não exigindo nenhum tratamento térmico.

Os aços inoxidáveis austeníticos em geral — exceto os estabilizados, tipos 321, 347 etc., e os de baixo carbono, tipos L e ELC —, estão sujeitos a um fenômeno de precipitação de carbonetos de Cr, denominado “sensitização”, quando submetidos a temperaturas entre 450°C e 850°C. Os aços, quando sensibilizados, podem apresentar uma forma grave de corrosão (corrosão intergranular), principalmente em meios ácidos. A sensitização pode ser controlada pela adição de Ti ou Nb (aços estabilizados), ou pela redução no teor de carbono (aços de baixo ou de extrabaixo carbono).

Tabela 4.2 Aços inoxidáveis: tipos, composição química, limites de temperatura

Designação AISI	Estrutura metalúrgica	Composição nominal % Restante: ferro	Limites de temperatura (°C)		Designação AISI	Estrutura metalúrgica	Composição nominal % Restante: ferro	Limites de temperatura (°C)	
			Normas	Resistência mecânica aceitável				Normas	Resistência mecânica aceitável
304	← Austeníticos →	0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 18 a 20 Cr; 8 a 10,5 Ni	815	600	403	Martensítico	0,15 C; 1,0 Mn; 0,5 Si 11,5 a 13 Cr		480
304L		0,03 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 18 a 20 Cr; 8 a 12 Ni	430	400	405	Ferrítico	0,08 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 11,5 a 14,5 Cr; 0,6 Ni; 0,1 a 0,3 Al	540	480
304H		0,04 a 0,1 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 18 a 20 Cr; 8 a 10,5 Ni	815	650	410	Martensítico	0,15 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 11,5 a 13,5 Cr; 0,75 Ni	650	500
304N		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 18 a 20 Cr; 8 a 10,5 Ni; 0,1 a 0,16 N	650	650	410S	Ferrítico	0,08 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 11,5 a 13,5 Cr; 0,6 Ni	650	480
310		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 24 a 26 Cr; 19 a 22 Ni	815	600	416	Martensítico	0,15 C; 1,0 Mn; 0,5 Si 12 a 14 Cr; 0,6 Mo		480
316		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 16 a 18 Cr; 10 a 14 Ni; 2 a 3 Mo	815	650	429	Martensítico	0,12 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 14 a 16 Cr; 0,75 Ni	650	500
316L		0,03 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 16 a 18 Cr; 10 a 14 Ni; 2 a 3 Mo	430	400	430	Ferrítico	0,12 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 16 a 18 Cr; 0,75 Ni	370	550
316H		0,04 a 0,1 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 16 a 18 Cr; 10 a 14 Ni; 2 a 3 Mo	815	650	431	Martensítico	0,20 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 15 a 17 Cr; 1,5 Ni		500
316N		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si; 0,1 a 0,16 N 16 a 18 Cr; 10 a 14 Ni; 2 a 3 Mo	650	650	440	Martensítico	0,60 C; 1,0 Mn; 1,0 Si 16 a 18 Cr; 0,75 Mo		500
317		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 18 a 20 Cr; 11 a 15 Ni; 3 a 4 Mo	815	600	442	Ferrítico	0,20 C 18 a 23 Cr		550
321		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 17 a 19 Cr; 9 a 12 Ni; 5x % C Ti	815	550	446	Ferrítico	0,35 C 23 a 27 Cr	370	550
347		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 17 a 19 Cr; 9 a 13 Ni; 8x % C Cb + Ta	815	600					
348		0,08 C; 2,0 Mn; 1,0 Si 17 a 19 Cr; 9 a 13 Ni; 10x % C Cb + Ta	815	600					

Observações:

1. As percentagens de C, Mn, Si e Ni são máximas, exceto onde indicado em contrário.

2. Os aços tipos 429 e 431 são na realidade mistos ferrítico-martensíticos.

no). A sensibilização pode ser causada pelo trabalho em temperaturas elevadas, e também pela soldagem e por tratamentos térmicos; a sensibilização pela soldagem ocorre em duas faixas paralelas, próximo ao cordão de solda, onde a temperatura do material atinge o intervalo de 450° a 850°C. Os aços de baixo e de extrabaixo carbono podem ser sensibilizados por longa exposição em temperatura elevada — isto é, pelo serviço nessas temperaturas —, mas são imunes à sensibilização pela soldagem ou por tratamentos térmicos. Assim, são as seguintes as recomendações de emprego de aços inoxidáveis austeníticos quanto à sensibilização e corrosão intergranular:

Vasos ou partes de vasos com temperatura de operação até 450°C	Partes não soldadas: qualquer aço inoxidável austenítico pode ser usado	Partes soldadas	Meios corrosivos <i>não</i> capazes de causar corrosão intergranular: qualquer aço inoxidável austenítico pode ser usado.
			Idem, capazes de causar corrosão intergranular: preferir os aços de baixo carbono. Os aços estabilizados podem ser usados para partes muito tensionadas.
Idem, idem, com temperatura de operação acima de 450°C	Meios corrosivos <i>não</i> capazes de causar corrosão intergranular: qualquer aço inoxidável austenítico pode ser usado.	Partes soldadas	Idem, capazes de causar corrosão intergranular: recomenda-se o emprego de aços estabilizados.

Para qualquer revestimento anticorrosivo só devem ser empregados aços não sensibilizáveis.

A presença mesmo de ínfimas quantidades de HCl, cloretos, hipocloritos etc. (ion cloro em geral) pode causar severa corrosão por pites e sob tensão em todos os aços inoxidáveis austeníticos, devendo por isso ser sempre evitada.

Os aços inoxidáveis austeníticos são usados, entre outros serviços, para: temperaturas muito elevadas, temperaturas muito baixas (serviços criogênicos), serviços corrosivos oxidantes, produtos alimentares e farmacêuticos e outros serviços com exigência de não-contaminação, hidrogênio em pressões e temperaturas elevadas etc.

Os aços austeníticos tipo H são os chamados aços de “carbono controlado”, que apresentam melhor comportamento mecânico em temperaturas muito elevadas.

Os aços inoxidáveis ferríticos e martensíticos apresentam, em relação aos austeníticos, bem menor resistência à fluência e à corrosão em geral, assim como menor temperatura de início de oxidação, sendo por isso mais baixas as temperaturas-limite de uso. Em compensação, são materiais mais baratos do que os austeníticos e menos sujeitos aos fenômenos de corrosão por pites e sob tensão. Todos esses aços não são adequados para serviços em baixas temperaturas, estando sujeitos a fraturas frágeis, assim como o aço-carbono.

#### 4.7 ESPECIFICAÇÕES DE AÇOS-CARBONO, AÇOS-LIGA E INOXIDÁVEIS

As Tabelas 4.3, 4.4 e 4.5 mostram as principais especificações da ASTM (American Society for Testing and Materials) para as diversas classes de aço-carbono,

Tabela 4.3 Principais especificações de aço-carbono (os números indicam especificações da ASTM, exceto onde indicado diferentemente)

Formas de Apresentação	Classes de aço-carbono				
	Aços de baixo carbono	Aços de médio carbono (não-acalmados)	Aços de médio carbono acalmados — (temperaturas altas)	Aços de médio carbono acalmados — (baixas temperaturas)	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 condução (sem costura)	A-106 Gr A (com Si)		A-106 Gr B, C (com Si)		
Tubos condução (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 condução (solda por eletrodo)	A-139 Gr A	A-134 A-139 Gr B A-671 (285 B)	A-672 (515 e 516)	A-671 (516)	
Tubos condução (solda por resistência elétrica)	A-135				
Tubos para trocadores	A-179 (s/costura) A-214 (solda por resistência elétrica)			A-334 Gr 6	
Tubos 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	

Tabela 4.4 Especificações ASTM de aços-liga

Classe de material	Formas de apresentação							
	Chapas	Tubos para condução		Tubos para caldeiras	Tubos para permutadores	Peças forjadas	Peças fundidas	Acessórios para tubulação
		Sem costura	Com costura					
Aço-liga 1/2 Mo	A-204 Gr A,B	A-335 Gr P1	A-691 CM 65 A-691 CM 70	A-209 Gr T1		A-182 Gr F1	A-217 Gr WC1	A-234 Gr WP1
Aço-liga 1 Cr-1/2 Mo	A-387 Gr 12	A-335 Gr P12	A-691- 387-12	A-213 Gr T12		A-182 Gr F12		A-234 Gr WP12
Aço-liga 1 1/4 Cr-1/2 Mo	A-387 Gr 11	A-335 Gr P11	A-691- 387-11	A-213 Gr T11	A-199 Gr T11	A-182 Gr F11	A-217 Gr WC6	A-234 Gr WP11
Aço-liga 2 1/4 Cr-1 Mo	A-387 Gr 22	A-335 Gr P22	A-691- 387-22	A-213 Gr T22	A-199 Gr T22	A-182 Gr F22	A-217 Gr WC9	A-234 Gr WP22
Aço-liga 5 Cr-1/2 Mo	A-387 Gr 5	A-335 Gr P5	A-691- 387-5	A-213 Gr T5	A-199 Gr T5	A-182 Gr F5	A-217 Gr C5	A-234 Gr WP5
Aço-liga 7 Cr-1/2 Mo		A-335 Gr P7		A-213 Gr T7	A-199 Gr T7	A-182 Gr F7		A-234 Gr WP7
Aço-liga 9 Cr-1 Mo		A-335 Gr P9		A-213 Gr T9	A-199 Gr T9	A-182 Gr F9	A-217 Gr C12	A-234 Gr WP9
Aço-liga 2 1/2 Ni	A-203 Gr B	A-333 Gr 7			A-334 Gr 7		A-352 Gr LC2	
Aço-liga 3 1/2 Ni	A-203 Gr D	A-333 Gr 3			A-334 Gr 3	A-350 Gr LF3	A-352 Gr LC3	A-420 Gr WPL3
Aço-liga 9 Ni	A-353	A-333 Gr 8			A-334 Gr 8			A-420 Gr WPL 8

Tabela 4.5 Especificações ASTM de aços inoxidáveis

Classe de Material (designação AISI)	Formas de Apresentação							
	Chapas	Tubos para condução		Tubos para troca de calor		Peças forjadas	Peças fundidas	Acessórios de tubulação
		Sem costura	Com costura	Sem costura	Com costura			
Tipo 304	A-240 Gr 304	A-312 Gr 304	A-358 Gr 304	A-213 Gr 304	A-249 Gr 304	A-182 F 304	A-351 CF 8	A-403 WP 304
Tipo 304 H	A-240 Gr 304 H	A-312 Gr 304 H	A-358 Gr 304 H	A-213 Gr 304 H	A-249 Gr 304 H	A-182 F 304 H		A-403 WP 304 H
Tipo 304 L	A-240 Gr 304 L	A-312 Gr 304 L	A-358 Gr 304 L	A-213 Gr 304 L	A-249 Gr 304 L	A-182 F 304 L	A-351 CF 3	A-403 WP 304 L
Tipo 304 N	A-240 Gr 304 N	A-312 Gr 304 N	A-358 Gr 304 N	A-213 Gr 304 N	A-249 Gr 304 N	A-182 F 304 N		A-403 WP 304 N
Tipo 310	A-240 Gr 310	A-312 Gr 310	A-358 Gr 310	A-213 Gr 310	A-249 Gr 310	A-182 F 310	A-351 CK 20	A-403 WP 310
Tipo 316	A-240 Gr 316	A-312 Gr 316	A-358 Gr 316	A-213 Gr 316	A-249 Gr 316	A-182 F 316	A-351 CF 8 M	A-403 WP 316
Tipo 316 H	A-240 Gr 316 H	A-312 Gr 316 H	A-358 Gr 316 H	A-213 Gr 316 H	A-249 Gr 316 H	A-182 F 316 H		A-403 WP 316 H
Tipo 316 L	A-240 Gr 316 L	A-312 Gr 316 L	A-358 Gr 316 L	A-213 Gr 316 L	A-249 Gr 316 L	A-182 F 316 L	A-351 CF 3 M	A-403 WP 316 L
Tipo 316 N	A-240 Gr 316 N	A-312 Gr 316 N	A-358 Gr 316 N	A-213 Gr 316 N	A-249 Gr 316 N	A-182 F 316 N		A-403 WP 316 N
Tipo 317	A-240 Gr 317	A-312 Gr 317	A-358 Gr 317		A-249 Gr 317			A-403 WP 317
Tipo 321	A-240 Gr 321	A-312 Gr 321	A-358 Gr 321	A-213 Gr 321	A-249 Gr 321	A-182 F 321		A-403 WP 321
Tipo 347	A-240 Gr 347	A-312 Gr 347	A-358 Gr 347	A-213 Gr 347	A-249 Gr 347	A-182 F 347	A-351 CF 8 C	A-403 WP 347
Tipo 348	A-240 Gr 348	A-312 Gr 348	A-358 Gr 348	A-213 Gr 348	A-249 Gr 348	A-182 F 348	A-351 10 MC	A-403 WP 348
Tipo 405	A-240 Gr 405			A-268 Gr 405				
Tipo 410	A-240 Gr 410			A-268 Gr 410		A-182 F 6 a		
Tipo 410 S	A-240 Gr 410 S							
Tipo 429	A-240 Gr 429			A-268 Gr 429		A-182 F 429		
Tipo 430	A-240 Gr 430			A-268 Gr 430		A-182 F 430		
Tipo 446				A-268 Gr 446				

aços-liga e inoxidáveis respectivamente, de maior uso para vasos de pressão. Em cada uma dessas tabelas as especificações estão ordenadas por classe de material e por forma de apresentação; note-se que nem todos os tipos de aços são encontráveis sob todas as formas de apresentação.

Os aços de baixo carbono são pouco empregados devido à sua menor resistência mecânica, o que resultaria em grandes espessuras e maior peso e custo.

Os aços denominados de "qualidade estrutural" destinam-se basicamente a estruturas e não a vasos de pressão, sendo materiais de qualidade inferior e para os quais a composição química não é completamente definida nas especificações. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, proíbe o uso desses aços para partes de pressão em vasos para serviços tóxicos, geração de vapor, e em vasos cuja espessura seja superior a 15mm ou a temperatura de projeto seja superior a 300°C. Apesar de permitidos nos demais casos, esses aços não costumam ser usados, pela prática corrente, em nenhuma parte de pressão de vasos. São entretanto empregados para as partes sem pressão: suportes, peças internas etc.

#### 4.8 DIMENSÕES E PESOS DE CHAPAS E TUBOS DE AÇO

São as seguintes as dimensões normalizadas e pesos unitários de chapas e de tubos de aço mais empregados em vasos de pressão:

a) Chapas grossas de acordo com a norma brasileira P-EB-35; aplicável somente às chapas de aço-carbono de fabricação nacional.

— Espessuras: de acordo com a Tabela 4.6; as espessuras indicadas em *itálico* são as consideradas normais pelas usinas siderúrgicas e devem ser usadas de preferência.

Tabela 4.6

Espessura (mm)	Peso (kg/m <sup>2</sup> )	Espessura (mm)	Peso (kg/m <sup>2</sup> )	Espessura (mm)	Peso (kg/m <sup>2</sup> )
5,3	41,55	15,0	117,60	42,5	333,20
5,6	43,90	<i>16,0</i>	125,44	45,0	352,80
6,0	47,04	17,0	133,28	47,5	372,40
6,3	49,39	18,0	141,12	<i>50,0</i>	392,00
6,7	52,59	<i>19,0</i>	148,96	53,0	415,52
7,1	55,66	20,0	156,80	56,0	439,04
7,5	58,80	21,2	166,21	60,0	470,40
8,0	62,72	<i>22,4</i>	175,62	<i>63,0</i>	493,92
8,5	66,64	23,6	185,02	67,0	525,28
9,0	70,56	<i>25,0</i>	196,00	71,0	556,64
9,5	74,48	26,5	207,76	<i>75,0</i>	558,00
10,0	78,40	28,0	219,52	80,0	627,20
10,6	83,10	30,0	235,20	85,0	666,40
11,2	87,81	<i>31,5</i>	246,96	90,0	705,60
11,8	92,51	33,5	262,64	95,0	744,80
12,5	98,00	<i>35,5</i>	278,32	<i>100,0</i>	784,00
13,2	103,49	37,5	294,00		
14,0	109,76	40,0	313,60		

— Larguras (mm): 1.000, 1.200, 1.500, 1.830, 2.000, 2.200, 2.440, 2.750, 3.000, 3.500 e 3.800.

— Comprimentos (mm): 6.000 e 12.000.

Para espessuras fora das indicadas em *itálico* ou para outros valores de larguras e comprimentos, as usinas siderúrgicas cobram um sobrepreço quando a quantidade total é inferior a um certo valor. Desta forma, dependendo da quantidade, pode ser mais econômico adotar as dimensões normalizadas imediatamente superiores às necessárias, ou adotar dimensões não padronizadas intermediárias.

b) Chapas grossas de acordo com a norma ASTM A-20; aplicável às chapas de qualquer tipo de aço.

Espessuras: de acordo com a Tabela 4.7.

Tabela 4.7

Espessura		Peso (kg/m <sup>2</sup> )	Espessura		Peso (kg/m <sup>2</sup> )	Espessura		Peso (kg/m <sup>2</sup> )
pol.	mm		pol.	mm		pol.	mm	
3/16	4,76	37,35	9/16	14,29	112,04	1 1/4	31,75	248,98
1/4	6,35	<i>(49,80)</i>	5/8	15,88	124,49	1 1/2	38,10	298,78
5/16	7,94	62,25	3/4	19,05	149,39	1 3/4	44,45	348,58
3/8	9,53	74,69	7/8	22,23	174,29	2	50,80	398,37
7/16	11,11	87,14	1	25,40	199,19			
1/2	12,70	99,59	1 1/8	28,58	224,08			

c) Tubos de aço para condução, de acordo com as normas ANSI B.36.10 (tubos de aço-carbono ou de aços-liga) e B.36.19 (tubos de aços inoxidáveis); aplicáveis aos tubos com ou sem costura, de qualquer tipo de aço. Dimensões e pesos de acordo com a Tabela 4.8.

#### 4.9 METAIS NÃO-FERROSOS

Fazendo-se uma comparação geral entre os metais não-ferrosos e o aço-carbono, podemos dizer que os metais não-ferrosos têm bem melhor resistência à corrosão e preço mais elevado; a maioria desses metais tem, em relação ao aço-carbono, menor resistência mecânica e menor resistência às altas temperaturas, apresentando, entretanto, muito melhor comportamento em baixas temperaturas. Devido principalmente ao seu alto custo, os metais não-ferrosos são pouco usados. Para muitos serviços corrosivos os metais não-ferrosos têm sido substituídos pelos materiais plásticos, com vantagens de preços e de resistência à corrosão.

##### 4.9.1 COBRE E SUAS LIGAS

Dentro do campo dos vasos de pressão esses metais empregam-se quase somente para espelhos e tubos de aparelhos de troca de calor em alguns serviços corrosivos.

Tabela 4.8 Dimensões e pesos de tubos de aço-carbono (veja nota na página 67)

Diâmetro nominal (pol) — Diâmetro externo (mm)	Designação de espessura	Espessura de parede (mm)	Diâmetro interno (mm)	Peso aprox. (kg/m)
1/4	10S	1,65	10,4	0,49
—	Std, 40, 40S	2,23	9,2	0,62
13,7	XS, 80, 80S	3,02	7,7	0,79
3/8	10S	1,65	13,8	0,63
—	Std, 40, 40S	2,31	12,5	0,84
17,1	XS, 80, 80S	3,20	10,7	1,10
1/2	Std, 40, 40S	2,77	15,8	0,42
—	XS, 80, 80S	3,73	13,8	1,62
—	160	4,75	11,8	1,94
21	XXS	7,47	6,4	2,55
3/4	Std, 40, 40S	2,87	20,9	1,68
—	XS, 80, 80S	3,91	18,8	2,19
—	160	5,54	15,6	2,88
27	XXS	7,82	11,0	3,63
1	Std, 40, 40S	2,87	26,6	2,50
—	XS, 80, 80S	4,55	24,3	3,23
—	160	6,35	20,7	4,23
33	XXS	9,09	15,2	5,44
1 1/4	Std, 40, 40S	3,56	35,0	3,38
—	XS, 80, 80S	4,85	32,5	4,46
—	160	6,35	29,4	5,60
42	XXS	9,70	22,7	7,76
1 1/2	Std, 40, 40S	3,68	40,8	4,04
—	XS, 80, 80S	5,08	38,1	5,40
—	160	7,14	33,9	7,23
48	XXS	10,16	27,9	9,53
2	Std, 40, 40S	3,91	52,5	5,44
—	XS, 80, 80S	5,54	49,2	7,47
—	160	8,71	42,9	11,08
60	XXS	11,07	38,2	13,44
2 1/2	Std, 40, 40S	5,16	62,7	8,62
—	XS, 80, 80S	7,01	59,0	11,40
—	160	9,52	54,0	14,89
73	XXS	14,0	44,9	20,39
3	10S	3,05	82,8	6,44
—	Std, 40, 40S	5,48	77,9	11,28
—	XS, 80, 80S	7,62	73,6	15,25
89	160	11,1	66,7	21,31
—	XXS	15,2	58,4	27,65
4	10S	3,05	108,2	8,35
—	Std, 40, 40S	6,02	102,3	16,06
—	XS, 80, 80S	8,56	97,2	22,29
114	160	13,5	87,3	33,49
—	XXS	17,1	80,1	40,98
6	10S	3,40	161,4	13,82
—	Std, 40, 40S	7,11	154,0	28,23
—	XS, 80, 80S	10,97	146,3	42,51
—	120	14,3	139,7	54,15
168	160	18,2	131,8	67,41
—	XXS	21,9	124,4	79,10
8	10S	3,76	211,5	19,93
—	Std, 40, 40S	8,18	202,7	42,48
—	60	10,3	198,4	53,03
—	XS, 80, 80S	12,7	193,7	64,56
219	120	18,2	182,6	90,22
—	XXS	22,2	174,6	107,8
—	160	23,0	173,1	111,1

(continua)

Tabela 4.8 Dimensões e pesos de tubos de aço-carbono (continuação)

Diâmetro nominal (pol) — Diâmetro externo (mm)	Designação de espessura	Espessura de parede (mm)	Diâmetro interno (mm)	Peso aprox. (kg/m)
10	5S	3,40	266,2	22,54
—	10S	4,19	264,7	27,83
—	Std, 40, 40S	9,27	254,5	60,23
—	XS, 60, 80S	12,7	247,6	81,45
—	80	15,1	242,9	95,72
273	120	21,4	230,2	132,7
—	160	28,6	215,9	172,1
12	5S	4,19	315,5	29,11
—	10S	4,57	314,7	36,00
—	20,20S	6,35	311,1	57,10
—	Std, 40S	9,52	304,8	73,74
—	40	10,3	303,2	79,65
324	XS, 80S	12,7	298,4	97,34
—	60	14,3	295,3	108,8
—	80	17,4	288,9	131,7
—	120	25,4	273,0	186,7
14	10	6,35	342,9	54,62
—	Std, 30	9,52	336,5	81,20
—	40	11,1	333,4	94,29
356	XS	12,7	330,2	107,3
—	60	15,1	325,5	126,3
—	80	19,0	317,5	157,9
—	100	23,8	308,0	194,5
16	10	6,35	393,7	62,57
—	Std, 30	9,52	387,3	93,12
—	XS, 40	12,7	381,0	123,2
—	60	16,6	373,1	159,9
406	80	21,4	363,6	203,0
—	100	26,2	354,0	245,3
18	10	6,35	444,5	70,52
—	Std	9,52	438,1	105,0
—	XS	12,7	431,8	139,0
—	40	14,3	428,6	155,9
—	60	19,0	419,1	205,6
—	80	23,8	409,6	254,1
—	100	29,4	398,5	309,4
20	10	6,35	495,3	78,46
—	Std, 20	9,52	488,9	116,9
—	XS, 30	12,7	482,6	154,9
—	40	15,1	477,9	182,9
—	60	20,6	466,7	247,6
508	80	26,2	455,6	310,8
—	100	32,5	442,9	381,1
24	10	6,35	596,9	94,35
—	Std, 20	9,52	590,5	140,8
—	XS	12,7	584,2	186,7
—	40	17,4	574,7	254,7
610	60	24,6	560,4	354,3
—	80	30,9	547,7	440,9
—	100	38,9	531,8	546,7
30	10	7,92	746,1	147,2
—	20	12,7	736,6	234,4
762	30	15,9	730,2	291,8

As designações de espessuras 5S, 10S, 20S, 40S e 80S referem-se somente aos tubos de aços inoxidáveis; as demais espessuras referem-se aos tubos de aço-carbono e de aços-liga.

Esses materiais têm excelente resistência a qualquer tipo de água (inclusive salgada e salobra), bem como a álcalis fracos, ácidos diluídos e muitos outros fluidos corrosivos. As ligas de cobre estão sujeitas a severo efeito de corrosão sob tensão quando em contato com amônia, aminas e outros compostos nitrogenados. Os latões contendo mais de 20% de zinco sofrem ainda um tipo de corrosão seletiva (dezincificação) em meios ácidos e com água salgada; esse ataque pode ser sensivelmente diminuído com o emprego dos chamados latões inibidos, que têm pequenas adições de As ou Sb.

Todos esses materiais têm um alto coeficiente de transmissão de calor e podem ser empregados em serviço contínuo desde  $-180^{\circ}\text{C}$  até  $200^{\circ}\text{C}$ . A soldagem desses metais com eletrodos do mesmo metal é difícil e deve ser evitada.

#### 4.9.2 ALUMÍNIO E SUAS LIGAS

O alumínio e suas ligas têm sido usados como materiais de construção para vasos de pressão para alguns serviços corrosivos, ou onde há exigência de não-contaminação do fluido contido, e também para vasos de baixas temperaturas ou criogênicos.

Esses materiais caracterizam-se pela leveza (1/3 a 1/4 do peso do aço), alta resistência à corrosão, excelente comportamento em baixas temperaturas, e custo bastante inferior aos demais metais não-ferrosos. A resistência à corrosão é principalmente boa aos meios oxidantes, sendo a passivação do alumínio devida à formação de uma camada de óxidos de maneira semelhante aos aços inoxidáveis; uma das aplicações típicas do alumínio são os vasos para ácido nítrico concentrado.

O alumínio é um dos metais de melhor comportamento em baixas temperaturas, mantendo boa ductilidade até o zero absoluto. É por isso empregado para vasos criogênicos, sendo de notar que o seu custo é bastante menor do que o de outros materiais que também podem trabalhar em temperaturas criogênicas. Em compensação, a temperatura-limite superior para o alumínio é de apenas  $180^{\circ}\text{C}$ , e para as ligas Al-Mg é de  $65^{\circ}\text{C}$ .

Um grave inconveniente do alumínio é o seu baixo ponto de fusão (cerca de  $650^{\circ}\text{C}$ ), o que torna os equipamentos de alumínio vulneráveis a qualquer incêndio que ocorra nas suas proximidades. Por esse motivo, o alumínio não pode em geral ser admitido para vasos importantes ou que contenham fluidos perigosos.

Tanto o alumínio como as suas ligas são materiais de solda fácil.

#### 4.9.3 NÍQUEL E SUAS LIGAS

Devido ao custo muito alto do níquel e das ligas à base desse metal, esses materiais são usados principalmente para revestimentos anticorrosivos e para peças internas em vasos de pressão (inclusive feixes tubulares de aparelhos de troca de calor), em alguns serviços corrosivos ou quando há exigência de não-contaminação do fluido contido. O emprego desses metais como material de construção é raro e somente para alguns equipamentos de pequeno porte para serviços de alta corrosão.

Todos esses materiais têm, de um modo geral, grande resistência à corrosão e ampla faixa de resistência às temperaturas, tanto altas como muito baixas.

Os materiais mais importantes desse grupo são o níquel comercial, o metal Monel, o Incoloy e o Inconel.

O metal Monel, que é uma solução sólida níquel-cobre, é a liga de níquel mais empregada para vasos de pressão. É usado para serviços com água salgada (mesmo em velocidades elevadas), ácidos diluídos (inclusive ácido clorídrico), cáusticos em condições moderadas de temperatura, e é o melhor material para serviços com ácido fluorídrico.

O níquel comercial, que é o metal quase puro, é usado principalmente para serviço severo com cáusticos, por ser o material industrial de melhor resistência à soda e outros cáusticos em altas concentrações ou em temperatura elevada.

O Inconel e o Incoloy são ligas à base de níquel, cromo e ferro, específicas para alguns serviços de alta corrosão, e principalmente para temperaturas muito elevadas, acima dos limites admissíveis dos aços inoxidáveis usuais.

Todas as ligas de níquel estão sujeitas à fragilização e corrosão intergranular em contato com atmosferas sulfurosas em altas temperaturas.

#### 4.9.4 TITÂNIO

O titânio é um metal de desenvolvimento industrial bastante recente, tendo por esse motivo o custo ainda muito elevado.

Esse material tem uma extraordinária resistência à corrosão, sendo bem mais resistente aos meios fortemente oxidantes do que os aços inoxidáveis ou o alumínio. Resistente também a numerosos meios ácidos, redutores, cáusticos, bem como à água salgada em alta velocidade. A faixa de temperaturas de emprego, de acordo com a parte UNF do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, estende-se de  $-60^{\circ}\text{C}$  a  $300^{\circ}\text{C}$ .

Devido ao alto preço e também à dificuldades de soldagem, o titânio é raramente usado como material de construção de vasos, limitando-se geralmente a revestimentos anticorrosivos, peças internas e feixes tubulares, em alguns serviços especiais de alta corrosão.

#### 4.10 MATERIAIS PLÁSTICOS REFORÇADOS

Quase todos os materiais plásticos do grupo denominado "termoestáveis" (*thermosettings*) podem ser usados para a construção de vasos de pressão. Esses plásticos são usualmente empregados sob a forma de laminados compostos, constituídos por camadas sucessivas da resina plástica e de fibras de armação, em geral fibras de vidro.

A Seção X do código ASME, referente ao projeto e construção de vasos de pressão de materiais plásticos reforçados, reconhece somente, como materiais aceitáveis, as resinas epóxi e poliéster, armadas com fibras de vidro. Os vasos construídos

com esses materiais podem ser empregados para temperaturas de projeto desde  $-54^{\circ}\text{C}$  até  $66^{\circ}\text{C}$ ; devido à baixa resistência mecânica e à vulnerabilidade desses materiais a qualquer incêndio, não é permitido o emprego de vasos de plásticos para serviço com fluidos altamente tóxicos.

As pressões internas máximas admitidas pela norma acima citada para os vasos desses materiais plásticos são de  $10 \text{ kg/cm}^2$ , para os vasos de construção moldada ou centrifugada, e de  $100 \text{ kg/cm}^2$ , para os vasos construídos por fio de plástico enrolado contínuo (*winding construction*).

A grande vantagem dos materiais plásticos é a excepcional resistência à corrosão, superior à da maioria dos metais industriais, inclusive aços inoxidáveis e ligas de níquel.

#### 4.11 MATERIAIS PARA TEMPERATURAS ELEVADAS

A Tabela 4.9 mostra alguns materiais que são empregados em vasos de pressão para temperaturas elevadas. Em princípio, recomenda-se que para serviço contínuo (não-corrosivo) não sejam ultrapassados os limites indicados nessa tabela.

As temperaturas-limite para as partes pressurizadas aplicam-se aos cascos, tampas, e todas as outras partes do vaso submetidas ao esforço de pressão ou a outros esforços principais, aplicando-se também ao material da chapa-base de chapas cladeadas (veja Item 8.2). Esses limites estão baseados principalmente na resistência à fluência dos diversos materiais, isto é, para temperaturas mais altas a resistência à fluência é muito baixa, o que obriga que sejam adotadas tensões admissíveis muito reduzidas (que resultariam em espessuras muito grandes) ou que sejam atin-

Tabela 4.9

Materiais	Temperaturas-limite ( $^{\circ}\text{C}$ )	
	Partes pressurizadas	Partes não-pressurizadas
Aço-carbono não acalmado	400	530
Aço-carbono acalmado com Si (grão grosso)	450	530
Aço-liga 1/2 Mo	510	530
Aço-liga 1 ¼ Cr - 1/2 Mo	550	550
Aço-liga 9 Cr - 1 Mo	600	650
Aço inoxidável tipo 405	500	700
Aço inoxidável tipo 410	550	750
Aços inoxidáveis tipos 304 e 316	600	900
Aços inoxidáveis tipos 304H e 316H	650	900
Aço inoxidável tipo 446	550	1100
Aço inoxidável tipo 310	600	1100
Inconel	900	1200

gidas grandes deformações por fluência, resultando em uma vida útil muito curta para o vaso. Em qualquer caso, o emprego do material para temperaturas acima desses limites será em geral antieconômica.

Os limites de temperatura para as partes não-pressurizadas aplicam-se às peças internas do vaso e outras partes não submetidas à pressão ou a esforços principais. Esses limites são as temperaturas de início de formação de carepas (oxidação superficial intensa) do metal, na exposição ao ar ou outros meios oxidantes equivalentes.

Todos os limites da Tabela 4.9 podem ser ultrapassados para picos de temperatura elevada eventuais, de curta duração, e não-coincidentes com grandes esforços mecânicos sobre o vaso. Os limites para as partes pressurizadas poderão ainda ser ultrapassados, mesmo em regime contínuo, a critério do projetista, quando não houver outra alternativa técnica ou economicamente viável. Esses casos deverão, entretanto, ser analisados com cuidado para verificar a resistência mecânica do material na temperatura em questão, e os possíveis efeitos da temperatura na resistência à corrosão, à oxidação, e na estrutura metalúrgica do metal. De um modo geral, para serviços corrosivos, todos os limites de temperatura deverão ser mais baixos do que os mostrados na tabela.

O emprego de muitos dos aços inoxidáveis austeníticos em temperaturas elevadas pode resultar em sensibilização do material e em corrosão intergranular, como já foi referido no Item 4.6. Todos os aços com mais de 17% de Cr estão sujeitos ainda a um fenômeno de fragilização devido à formação de um composto intermetálico denominado "fase sigma", pela exposição prolongada a temperaturas muito altas. De um modo geral, para serviços contínuos em temperaturas acima de  $550^{\circ}\text{C}$ , devem ser preferidos os aços inoxidáveis tipo H, que apresentam melhor resistência mecânica.

Chama-se atenção para que as tabelas de tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, fornecem, para alguns materiais, valores de tensões até temperaturas mais altas do que os limites da Tabela 4.9, o que não significa, entretanto, que esses materiais possam ser normalmente empregados até tais temperaturas.

Para os vasos de grande porte que trabalham em temperaturas elevadas, é geralmente mais econômico fabricar o vaso em aço-carbono e colocar um revestimento interno refratário (não-metálico), de forma que a temperatura na parede do vaso fique dentro dos limites admissíveis para o aço-carbono. Voltaremos a este assunto no Item 4.13 e no Cap. 8.

#### 4.12 MATERIAIS PARA BAIXAS TEMPERATURAS

É prática usual fazer-se a distinção entre duas classes de serviços em baixas temperaturas:

- Serviços em temperaturas até  $-45^{\circ}\text{C}$ , denominados de "serviços de baixa temperatura", propriamente ditos.
- Serviços em temperaturas inferiores a  $-45^{\circ}\text{C}$ , denominados de "serviços criogênicos".

A temperatura-limite de  $-45^{\circ}\text{C}$  é o valor mínimo até onde é usual o emprego de aços-carbono.

Devido ao caráter probabilístico das fraturas frágeis pode-se permitir, para equipamentos de menor importância, ou de menor risco, a ocorrência de temperaturas inferiores ao limite próprio do respectivo material, seja para temperaturas acima de  $-45^{\circ}\text{C}$ , ou abaixo desse valor, principalmente quando esses picos negativos forem eventuais e de curta duração. Alguns projetistas, por exemplo, admitem o uso de aço-carbono em equipamentos de baixo risco e em pequenas espessuras (até 10mm) para temperaturas até  $-70^{\circ}\text{C}$ .

Em compensação, para equipamentos muito importantes, essenciais, ou de alto risco, é necessário que haja o máximo de segurança, não sendo admissível aceitar a simples possibilidade de uma fratura frágil, mesmo que improvável. Para esses equipamentos deve ser observado que temperaturas baixas, ainda que momentâneas ou eventuais, podem deflagrar uma fratura frágil catastrófica.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, exige teste de impacto para as combinações de temperatura de projeto e espessura do material que caíam abaixo das curvas mostradas na Fig. 4.1.<sup>4</sup>

Cada uma dessas curvas corresponde a uma série de materiais, sendo as seguintes as especificações de material mais usuais citadas na referida norma:

Curva A: Chapas de aço-carbono: A-36, A-283, A-285 Gr. C, A-515 Gr. 65 e 70.

Chapas de aço-liga: A-204, A-387 (exceto os incluídos na Curva C).  
Forjados e fundidos: A-105, A-181, A-182 (exceto os incluídos na Curva C), A-216, A-217.

Curva B: Chapas de aço-carbono: A-285 Gr. A e B, A-515 Gr. 55 e 60, A-516 Gr. 65 e 70 (não normalizados), A-442 Gr. 55 (espessuras acima de 25mm, não normalizado), A-442 Gr. 60 (não normalizado).  
Chapas de aço C-Mn: A-662 Gr. B (não normalizado).

Curva C: Chapas de aço-carbono: A-516 Gr. 55 e 60 (não normalizados), A-442 (espessuras até 25mm, não normalizado).  
Chapas de aço C-Mn: A-662 Gr. A.  
Chapas de aço-liga Cr-Mo: A-387 Gr. 21 e 22 (normalizados e revenidos).  
Forjados: A-182 Gr. 21 e 22 (normalizados e revenidos).

Curva D: Chapas de aço-carbono: A-516 (todos os graus, normalizados), A-442 (normalizado).  
Chapas de aço C-Mn: A-662 (normalizado).  
Chapas de aço-liga Ni: A-203 (todos os graus).

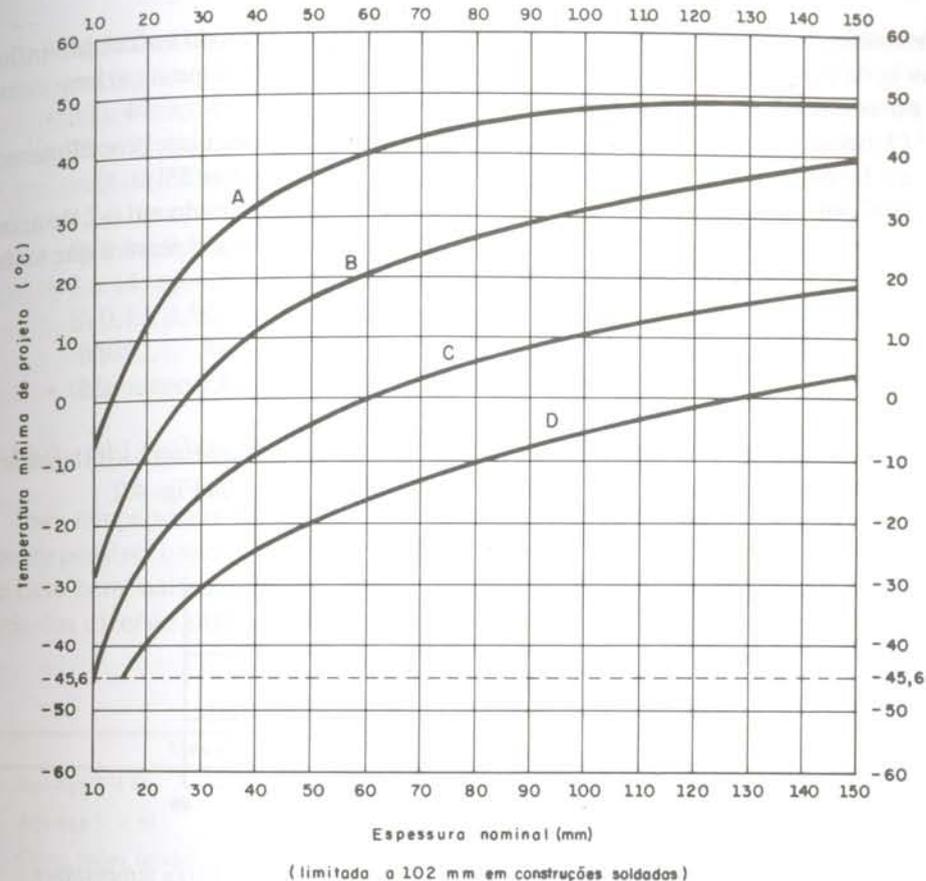


Fig. 4.1 Curvas de exigência de teste de impacto, de acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1. (Baseada na Fig. UCS-66, deste código.)

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2, faz exigências semelhantes, embora mais severas, também baseadas na temperatura de projeto e na espessura do material (Fig. AM-218.1, dessa norma). O teste de impacto é exigido, por exemplo, para os aços-carbono A-285 e A-515, em espessuras acima de 25mm, para temperaturas abaixo de  $17^{\circ}\text{C}$ , e para o aço-carbono A-516, também em espessuras acima de 25mm, para temperaturas abaixo de  $-16^{\circ}\text{C}$ .

Independentemente do que é pedido nas normas, é prática usual exigir-se teste de impacto para chapas, forjados e fundidos, sempre que a temperatura mínima de operação seja inferior a  $0^{\circ}\text{C}$ .

#### 4.12.1 SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA TEMPERATURAS ATÉ $-45^{\circ}\text{C}$

Para temperaturas até  $-45^{\circ}\text{C}$ , a seleção de materiais pode ser feita pelo método detalhado a seguir, devido a A. Cowan (veja *Pressure Vessels Engineering*

<sup>4</sup>Essas exigências de teste de impacto foram introduzidas na edição de 1989 da norma; nas edições anteriores não havia praticamente nenhuma exigência para temperaturas acima  $-20^{\circ}\text{F}$  ( $-30^{\circ}\text{C}$ ).

Technology, de R.W. Nichols, edição Elsevier — 1971), levando em conta a influência da espessura da peça, do nível de tensões e do grau de segurança, bem como a possibilidade ou não da ocorrência de choques.

O método consiste no cálculo de um número-índice pelo seguinte procedimento:

- Tomar a temperatura mínima prevista, em °C, e adicionar 55.
- Correção de espessura: adicionar ou subtrair, ao valor obtido em (a), de acordo com a correspondência de valores abaixo, conforme a espessura que tenha a peça, interpolando quando necessário:

espessuras (mm):	12	19	25	38	50
	+10	zero	-15	-25	-35

- Correção do nível de tensões: para níveis de tensões superiores a  $11 \text{ kg/mm}^2$ , subtrair ao valor obtido em (b) o valor tirado na curva da Fig. 4.2.

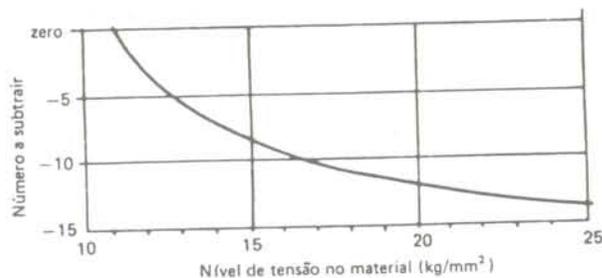


Fig. 4.2 Curva de correção de nível de tensões para serviço em baixa temperatura.

- Correção de choques: de acordo com a intensidade prevista de possíveis choques na peça, subtrair os seguintes valores, do resultado obtido em (c):

Nenhum choque: 0  
 Choques leves: -10  
 Choques severos: -40

- Correção de alívio de tensões: para peças submetidas a um tratamento térmico de alívio de tensões, adicionar 60 ao resultado de (d). Note-se que o alívio de tensões é benéfico na prevenção contra as fraturas frágeis, mas a repetição desse tratamento é prejudicial, porque tende a aumentar o tamanho dos grãos da estrutura metalúrgica.
- Correção para segurança: para equipamentos que representem grande risco, subtrair 20 do resultado obtido em (e).
- De acordo com o resultado final para o número-índice, os seguintes materiais poderão ser empregados, como qualidade mínima:

- Mais de 45: aço-carbono, qualidade estrutural, não é necessário teste de impacto.
- 32 a 44: aço-carbono não acalmado (C máx. 0,25%), teste de impacto a 0°C.
- 20 a 31: aço-carbono semi-acalmado (C máx. 0,25%, Mn. 0,9 a 1,5%, Si máx. 0,1%), teste de impacto -15°C.
- 15 a 19: aço-carbono totalmente acalmado (C máx. 0,25%, Mn. 0,9 a 1,5%, Si 0,1 a 0,5%), teste de impacto a -30°C.
- 1 a 14: aço-carbono totalmente acalmado (C máx. 0,25%, Mn. 0,9 a 1,5%, Si 0,1 a 0,5%), com alumínio para refinamento do grão, teste de impacto a -50°C.
- 0 ou menos: não é possível o emprego de nenhum tipo de aço-carbono.

#### 4.12.2 SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA SERVIÇOS CRIOGÊNICOS

Para temperaturas inferiores a -45°C (serviços criogênicos), não é mais geralmente possível o uso de qualquer tipo de aço-carbono. A seleção do material é nesse caso bem mais simples, e feita de acordo com as temperaturas-limite admissíveis dos diversos materiais, como mostra a Tabela 4.10.

Tabela 4.10 Materiais para serviços criogênicos

Material	Temperatura mínima limite (°C)
Aço-liga 2 ½ Ni	-60
Aço-liga 3 ½ Ni	-100
Cobre, latões, bronzes	-180
Aço-liga 9 Ni, aços inoxidáveis tipos 316 e 317	-195
Aços inoxidáveis tipos 304 e 310	-250
Alumínio, aço inoxidável tipo 304L	sem limite

Para os aços-liga Ni exigem-se testes de impacto, na temperatura mínima prevista, para qualquer peça; para os aços inoxidáveis austeníticos os testes de impacto só são necessários para as peças fundidas.

Devido ao seu baixo ponto de fusão (650°C), o emprego do alumínio não pode ser permitido para equipamentos onde seja exigida segurança em caso de incêndio.

A parte ULT, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, admite para alguns materiais (aços-liga 5%, 8% e 9% Ni, e alumínio) tensões admissíveis em baixas temperaturas mais altas do que as tensões em temperatura ambiente.

#### 4.13 MATERIAIS PARA REVESTIMENTOS INTERNOS

Empregam-se revestimentos internos em vasos de pressão por duas razões principais:

- Evitar o contato de fluidos corrosivos com a parede metálica do vaso (revestimentos anticorrosivos).
- Evitar o contato de fluidos em temperatura muito elevada com a parede metálica do vaso (revestimentos refratários).

Em alguns casos os revestimentos podem ainda ser usados para que a superfície interna do vaso fique perfeitamente lisa — condição essa difícil de se conseguir em uma construção metálica convencional —, ou ainda como proteção antierosiva ou antiabrasiva da parede metálica. Os revestimentos antierosivos e antiabrasivos são geralmente locais, isto é, aplicados somente onde poderá haver ocorrência de erosão ou abrasão, e não em todo o interior do vaso.

Os revestimentos anticorrosivos podem ser necessários ou convenientes economicamente por um ou mais dos seguintes motivos:

- Devido ao alto custo de alguns materiais resistentes à corrosão (aços inoxidáveis, ligas de níquel, titânio etc.), é mais econômica a construção em aço-carbono com revestimento interno do material resistente à corrosão.
- Muitos materiais de boa resistência à corrosão têm baixa resistência mecânica ou baixa resistência à temperatura (materiais plásticos, borrachas etc.), sendo necessária a construção em aço-carbono quando existam esforços mecânicos de certa grandeza, ou quando o vaso deva trabalhar em temperatura elevada ou ser à prova de fogo.
- Impossibilidade ou alto custo da construção do vaso com o material resistente à corrosão, devido ao formato ou às dimensões do vaso.

Qualquer revestimento anticorrosivo, principalmente em vasos importantes ou em serviços de alta corrosão, deve ser o mais possível isento de defeitos (falhas, trincas, bolhas, arranhões etc.), e também deve obrigatoriamente cobrir todas as partes do vaso em contato com o meio corrosivo. Voltaremos a este assunto no Cap. 8.

Existe uma grande variedade de materiais que são empregados para revestimentos anticorrosivos em vasos de pressão:

- Aços inoxidáveis austeníticos. Somente os tipos não-sensibilizáveis (aços estabilizados ou aços de muito baixo carbono) são usualmente aceitos como materiais de revestimentos anticorrosivos, porque as soldas no revestimento fatalmente causarão a sensibilização nos aços sensibilizáveis, prejudicando gravemente a resistência à corrosão.
- Aços inoxidáveis ferríticos de baixo cromo (tipos 405 e 410S, por exemplo). Esses materiais são muito usados pelo fato de terem coeficiente de dilatação próximo ao do aço-carbono, evitando problemas de dilatação diferencial entre o casco do vaso e o revestimento.
- Ligas de níquel, em particular o metal Monel.
- Chumbo, empregado principalmente para água salgada, em temperatura ambiente ou moderada.
- Titânio. É um material muito caro e de difícil aplicação sobre o aço-carbono.
- Materiais plásticos. Quase todos os materiais plásticos, tanto termoplásticos como termoestáveis, são usados para revestimentos em vasos de pressão. Es-

ses materiais têm, em geral, excepcional resistência aos ácidos diluídos, cáusticos, soluções salinas etc., não podendo, entretanto, a maioria deles, trabalhar em temperatura muito acima da ambiente.

- Borrachas. São materiais com características e casos de aplicação semelhantes aos plásticos.
- Ebonite, grafite.
- Cerâmica, vidro. Revestimentos frágeis, de alto custo, indicados somente para vasos pequenos em condições extremas de corrosão, ou necessidade de não-contaminação do fluido.
- Concretos. Revestimentos econômicos para serviços de corrosão moderada ou para vasos pouco importantes. Os concretos têm alta resistência à corrosão, mas só podem ser empregados, por motivo econômico, como revestimento anticorrosivo em vasos de baixa responsabilidade ou com fluidos pouco corrosivos, porque, devido à pequena resistência dos concretos à tração e à flexão, fica impossível garantir que não haja — ou não se formem —, trincas ou outros defeitos no revestimento, permitindo que o fluido corrosivo atinja a parede do vaso.

Os revestimentos refratários são de materiais cerâmicos ou de concretos especiais, podendo alguns resistir a temperaturas extremamente elevadas (1.600°C, ou mais).

É importante observar que a aplicação de qualquer revestimento interno exige sempre ampla facilidade de acesso ao interior do vaso, e a todos os pontos onde deva haver revestimento. Por esse motivo, essa construção é inviável em vasos pequenos ou em espaços confinados. Para trocadores de calor, a colocação de revestimentos no interior do casco é em geral difícil, ou até impossível, exceto para cascos de grande diâmetro (1m ou mais). No caso de trocadores com feixe tubular removível, os revestimentos no casco não são recomendáveis, mesmo quando possíveis de se fazer, porque dificilmente a remoção do feixe deixará de danificar o revestimento. Em compensação, a colocação de revestimentos internos no carretel e na tampa flutuante (por um ou por ambos os lados) é sempre simples e sem problemas. Por esse motivo, os fluidos que exigirem algum revestimento devem passar por dentro dos tubos, e não pelo casco do trocador, como já referido no Item 2.8. Voltaremos a este assunto no Cap. 8.

#### 4.14 MATERIAIS PARA SERVIÇO COM HIDROGÊNIO

É usual definir-se como “serviço com hidrogênio” os serviços com hidrogênio puro ou com qualquer mistura de fluidos contendo hidrogênio, para os quais a pressão do hidrogênio (ou a pressão parcial, no caso de uma mistura) seja superior a 4kg/cm<sup>2</sup>.

É importante observar que o hidrogênio pode estar presente no interior de um vaso como sendo o fluido de processo ou o fluido armazenado — puro ou em mistura —, ou ainda como o resultado de reações de corrosão (ataque do H<sub>2</sub>S sobre os aços, por exemplo), ou de operações de soldagem ou de decapagem.

O hidrogênio exerce dois efeitos deletérios principais sobre os metais:

- Fragilização dos metais, que é tanto mais grave quanto maior for a pressão do hidrogênio (ou a pressão parcial) e a temperatura. Os aços contendo cromo

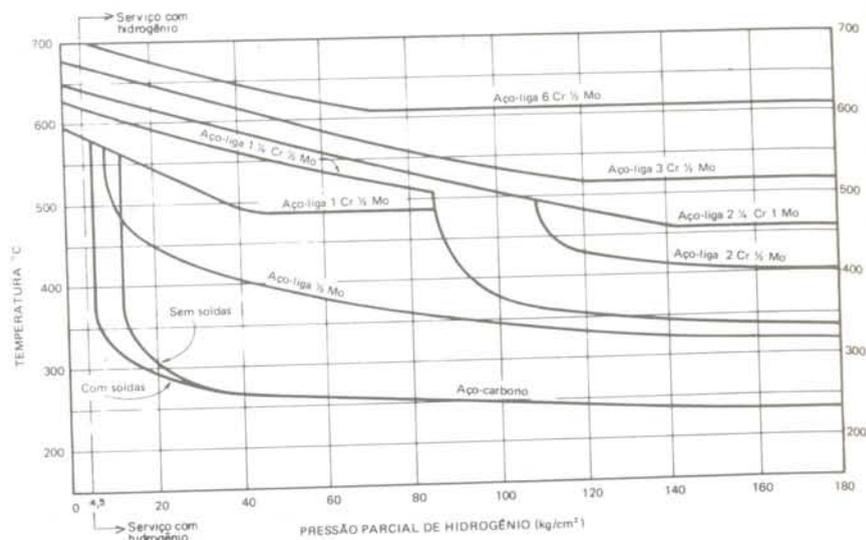


Fig. 4.3 Curvas de Nelson — resistência dos aços à corrosão pelo hidrogênio (cada material é aceitável na região abaixo e à esquerda da respectiva curva). Fonte: API-RP-941 (*Steels for Hydrogen Service at Elevated Temperatures and Pressures in Petroleum Refineries and Petrochemical Plants* — Cortesia do American Petroleum Institute).

(aços-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 dadas pelas denominadas Curvas de Nelson, tiradas da norma API-941 (*Steels for Hydrogen Service at Elevated Temperatures and Pressures, in Petroleum Refineries and Petrochemical Plants*), e mostradas na Fig. 4.3. Cada material pode ser aplicado para as combinações de pressão e de temperatura no campo abaixo ou à esquerda da respectiva curva.\*

—Empolamento pelo hidrogênio, que é a formação de bolhas subsuperficiais resultantes da penetração do hidrogênio atômico na malha cristalina do metal. Esse efeito não é tão grave quanto a 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 totalmente acalmados o efeito seja em geral muito pequeno. Os aços inoxidáveis austeníticos não sofrem o empolamento pelo hidrogênio.

Nos vasos para serviços com hidrogênio, além da seleção correta dos materiais, devem ser feitas várias outras exigências de projeto, construção e inspeção, como será visto nos Caps. 8 e 12.

\*Chama-se a atenção que, para o aço-carbono e alguns aços-liga, os limites de temperatura das Curvas de Nelson estão acima dos limites admissíveis.

#### 4.15 CRITÉRIOS DE ESPECIFICAÇÃO DE MATERIAIS DA NORMA N-253 DA PETROBRÁS

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

As diversas partes de um vaso estão classificadas em seis classes, que são as seguintes:<sup>5</sup>

I — Partes da parede de pressão do vaso, em contato com o fluido de processo (cascos, tampos, pescoços de bocais, flanges, flanges cegos etc.) e outras partes pressurizadas em contato com o fluido de processo (espelhos, p. ex.). Esta classe inclui também as partes internas, soldadas aos vasos, e submetidas a esforços principais (anéis, chapas e outros elementos de suporte de bandejas, grades, tampos internos etc.). Esta classe inclui ainda os reforços (qualquer tipo) das aberturas na parede de pressão do vaso.

II — Partes da parede de pressão do vaso não em contato com o fluido de processo (p. ex., reforços externos, reforços de vácuo etc.), exceto os reforços das aberturas, incluídos na Classe I.

III — Partes internas soldadas ao vaso, mas não submetidas a esforços principais (chicanas, defletores, quebra-vórtice, vertedouros etc.).

Tabela 4.11

Classe da parte do vaso considerada	MATERIAL BÁSICO DO VASO		
	Aço-carbono	Aço-carbono para baixas temperaturas	Aços-liga, aços inoxidáveis e metais não-ferrosos
I	Mesmo material do casco	Mesmo material do casco	Mesmo material do casco
II	Mesmo material do casco	Mesmo material do casco	Material com o mesmo “Número P” do material do casco
III	Aço-carbono de qualidade estrutural	Aço-carbono para baixas temperaturas	Material com o mesmo “Número P” do material do casco (ver nota)
IV	Materiais especificados em cada caso	Materiais especificados em cada caso	Materiais especificados em cada caso
V	Aço-carbono de qualidade estrutural	Aço-carbono de qualidade estrutural	Aço-carbono de qualidade estrutural
VI	Aço-carbono de qualidade estrutural	Aço-carbono de qualidade estrutural	Material com o mesmo “Número P” do material do casco

Nota:

Deve ser empregado o mesmo material do casco, quando for exigido por motivo de resistência à corrosão.

<sup>5</sup>Para a conceituação dos acessórios e peças internas e externas de vasos de pressão, veja o Cap. 7.

Partes externas, soldadas ao vaso, submetidas a esforços em operação como, por exemplo, suportes de qualquer tipo (saias, colunas, berços etc.), elementos de sustentação de escadas, plataformas, tubulações externas etc. Para os suportes, esta classe inclui somente as partes dos suportes diretamente soldadas ao vaso ou muito próximas do mesmo.

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 VI. Para todas as partes desta classe a temperatura de projeto é sempre a temperatura ambiente.

VI — Partes externas, soldadas ao vaso, mas submetidas a esforços apenas em montagem, manutenção, desmontagem etc., como, por exemplo, olhais de suspensão, turcos etc. Para todas as partes desta classe a temperatura do projeto é sempre a temperatura ambiente.

Os materiais para essas seis classes devem ser como indicado na Tabela 4.11. Considera-se como “material básico” do vaso de pressão o material que for especificado para o casco e os tampos do vaso.

## Normas de Projeto de Vasos de Pressão — Tensões em Vasos de Pressão

### 5.1 NATUREZA E FINALIDADE DAS NORMAS DE PROJETO

As normas de projeto de vasos de pressão a que já nos referimos várias vezes em capítulos anteriores, são, como o próprio nome indica, textos normativos desenvolvidos por associações técnicas ou por sociedades de normalização públicas ou particulares de diversos países.

A extensão dos assuntos abrangidos pelas normas de projeto é muito variável, diferindo bastante em cada caso. As normas americanas de vasos de pressão, por exemplo (código ASME), que veremos a seguir com mais detalhes, assim como a norma inglesa (BS-5500) abrangem não só critérios, fórmulas de cálculo e exigências de detalhes de projeto, mas também regras e detalhes e exigências relativos à fabricação, montagem e inspeção de vasos de pressão, assim como exigências e limitações referentes a materiais. A norma francesa do SNCTTI, que inclui apenas dados relativos a projeto, contém, entretanto, além das regras e recomendações propriamente ditas, extensos e valiosos comentários justificativos que faltam em outras normas.

O campo de aplicação das normas é também variável; em geral não estão incluídos os vasos atmosféricos ou para pressões muito baixas (até  $1 \text{ kg/cm}^2$ ), bem como os destinados a pressões extremamente altas, que exigem procedimentos especiais de cálculo e de fabricação; estão incluídos entretanto os vasos para pressões externas (vasos de vácuo).

As normas de projeto foram estabelecidas não só com a finalidade de padronizar e simplificar o cálculo e projeto dos vasos de pressão, mas principalmente garantir condições mínimas de segurança para a operação. A experiência comprovou que a exata observância de todas as exigências dessas normas torna muito mais baixa a

probabilidade de ocorrência de acidentes graves. Por essa razão, embora as normas de projeto raramente sejam de caráter legal obrigatório, são em geral exigidas como requisito mínimo de segurança por quase todos os projetistas e usuários de vasos de pressão, porque representam um considerável acúmulo de experiência na tecnologia desses equipamentos.

Qualquer norma de projeto é um conjunto coerente, isto é, as exigências que a norma estabelece sobre materiais, detalhes de projeto, tensões admissíveis, fórmulas e métodos de cálculo, fabricação e inspeção do vaso etc. são todas inter-relacionadas e mutuamente interdependentes. Por esse motivo, qualquer norma deve ser empregada por completo, não tendo cabimento nem coerência o uso, no mesmo vaso de pressão, de algumas exigências de uma norma e algumas exigências de outra norma qualquer.

## 5.2 ALGUNS COMENTÁRIOS SOBRE AS NORMAS DE PROJETO

A filosofia geral das normas de projeto consiste basicamente em limitar as tensões nos componentes elementares dos vasos de pressão (cascos, tampos, bocais etc.) a uma fração de uma característica mecânica dos materiais (limite de resistência, limite de elasticidade, deformação por fluência etc.). Raramente são levadas em conta as diversas formas possíveis de falhas em um vaso de pressão, considerando-se, em geral, somente a falha decorrente de uma deformação excessiva devida à pressão. O efeito de fadiga só é considerado excepcionalmente.

Como veremos adiante, quase todas as normas de projeto estabelecem, para o dimensionamento dos vários elementos de um vaso de pressão, fórmulas simples associadas a grandes coeficientes de segurança, para compensar as abstrações e simplificações feitas nessas fórmulas. Esse critério, que tem a grande vantagem da simplicidade de uso, é perfeitamente aceitável e seguro para a grande maioria dos vasos em serviços convencionais, embora não resulte geralmente no projeto que seria em teoria o mais econômico. Entretanto, no caso de vasos para serviços muito severos, como são atualmente encontrados em algumas indústrias (centrais nucleares, por exemplo), esses critérios simplificados de cálculo já não mais satisfazem e também não garantem a segurança necessária.

Embora a grande maioria dos vasos de pressão seja projetada e construída de acordo com alguma norma, existem também os vasos fora de normas. É o caso, por exemplo, dos vasos que não se enquadram nas normas devido às suas condições peculiares de pressão ou de dimensões, e também os vasos em que, por alguma razão particular (tipo especial, economia, condições excepcionais de segurança etc.), seja justificável abrir uma exceção. Mesmo para os vasos projetados fora de normas, continuam em geral sendo feitos em obediência às normas alguns serviços relacionados com a construção dos vasos, tais como a seleção e a qualificação de materiais, fabricação e tolerâncias de fabricação, testes e inspeção, e condições de aceitação, reparos e rejeição dos defeitos etc.

Analogamente, para os vasos projetados de acordo com as normas, existem quase sempre partes do vaso que devem ser calculadas fora das normas, ou por não estarem abrangidas pela norma (é o caso, por exemplo, dos suportes do vaso, em relação ao código ASME), ou porque, devido ao seu formato ou carregamentos especiais, não se enquadram em nenhum dos modelos fornecidos pela norma.

Nenhuma norma de projeto destina-se a substituir ou a diminuir a responsabilidade do projetista, que continua, em qualquer caso, com a integral responsabilidade pelo projeto do vaso. O projetista não deverá por isso aplicar qualquer norma cegamente, e sim estudá-la com cuidado para verificar o seu campo geral e casos particulares de aplicação, e certificar-se de sua adequação e todas as condições do vaso em questão.

Deve ser notado, a esse respeito, que a aplicação de normas fundadas em experiência passada, em vasos em condições inteiramente diferentes, tem resultado em algumas falhas inesperadas e até, à primeira vista, inexplicáveis. É importante observar também que todas as normas de projeto de vasos — como aliás quaisquer outras normas de engenharia — são documentos dinâmicos, submetidos rotineiramente a revisões periódicas para atualização, acréscimos e até possíveis correções. Por esse motivo, deve ser sempre utilizada a última edição de qualquer norma.

## 5.3 RESUMO HISTÓRICO E EVOLUÇÃO DAS NORMAS DE PROJETO

A necessidade de regulamentar o projeto e a construção dos vasos de pressão se fez sentir já nos primórdios do século XIX, como conseqüência principalmente das freqüentes explosões de caldeiras, que ocorriam nessa época em que se iniciava, com a Revolução Industrial, o uso intensivo das máquinas a vapor.

Uma explosão catastrófica em Londres, em 1815, deu origem a uma investigação, pelo Parlamento Britânico, que chegou à conclusão de que o acidente deveu-se à má construção, a materiais não adequados e à pressão excessiva. Foi exigido então que as caldeiras fossem construídas de ferro forjado, com tampos hemisféricos, e com duas válvulas de segurança. Essas exigências, que hoje podem parecer ridículas, devem entretanto ter representado na época um grande avanço tecnológico.

Na Filadélfia (EUA), em 1817, promulgou-se uma lei regulamentando os testes hidrostáticos e rotinas de inspeção em caldeiras, e em 1852, o Franklin Institute consolidava toda a regulamentação sobre as caldeiras no *Steam-Boat Act*. Ainda assim, no início do século XX, estimava-se que, só nos EUA, ocorriam anualmente 300 a 400 explosões de caldeiras, com consideráveis prejuízos pessoais e materiais.

Foi também depois de uma terrível explosão em Brockton, Massachusetts (EUA), em 1905, que causou 58 mortos e 117 feridos, que saiu a primeira norma americana, de uso legal e obrigatório, incluindo exigências de projeto, materiais, fabricação e inspeção de caldeiras estacionárias. Essa norma, denominada *Massachusetts*

*Rules*, publicada em 1907, foi o embrião do futuro código ASME: fixava um coeficiente de segurança de 4.5 em relação ao limite de resistência do material.

Em 1911 criava-se uma comissão especial da ASME (American Society of Mechanical Engineers) para elaborar uma norma, cuja primeira edição apareceu afinal em 1914, abrangendo apenas as caldeiras estacionárias. Só em 1924 seria publicada, pela primeira vez, a Seção VIII do Código ASME, referente aos vasos de pressão não sujeitos a chama. Por essa época já existiam várias normas européias tanto para caldeiras como para vasos de pressão.

É interessante notar que a origem de todas as normas de projeto de vasos foi o problema de segurança, isto é, a preocupação de evitar acidentes. O aspecto propriamente de normalização e padronização só apareceu depois, sendo que o Código ASME teve exatamente a finalidade de unificar e consolidar as diversas normas existentes nas diversas regiões dos Estados Unidos.

A introdução e divulgação das normas resultou de fato em uma drástica redução no número e na gravidade dos acidentes, apesar do emprego cada vez mais generalizado dos vasos de pressão, e em condições cada vez mais severas, como as próprias normas permitiam.

As primeiras normas de projeto consideravam, para efeito de cálculo, cada elemento da parede de pressão de um vaso (casco, tampos, peças de transição etc.) como trabalhando separadamente, e forneciam para os modelos geométricos mais comuns desses elementos fórmulas de cálculo bastante simples, associadas a grandes coeficientes de segurança. Os resultados dessas fórmulas simples só oferecem uma relativa precisão nas chamadas "áreas de membrana", que são as regiões da parede do vaso afastadas de mudanças de formato e de qualquer acessório ou acidente, nas quais se pode admitir que não existam tensões secundárias (veja Item 5.6, mais adiante, neste capítulo). Essas normas também só consideravam o efeito de uma pressão estável, interna ou externa. Esse critério de cálculo, submetido evidentemente a considerável evolução conseqüente do progresso tecnológico, ainda é basicamente o adotado hoje em dia por muitas normas de projeto.

Grandes coeficientes de segurança significam pequenas tensões admissíveis para o material, e portanto grandes espessuras para a parede do vaso, aumentando assim o seu peso e o seu custo. Com o passar do tempo, o aumento gradativo nas pressões e nas dimensões dos vasos obrigou as normas a introduzirem refinamentos de cálculo, assim como uma série de exigências quanto a detalhes de construção, o que possibilitou sucessivos acréscimos nas tensões admissíveis, mantendo-se simultaneamente — ou até aumentando-se — o grau de segurança e de confiabilidade dos vasos. Para essa evolução também contribuiu muito a considerável melhoria nos materiais e nos métodos de inspeção, bem como a necessidade de redução do custo final dos vasos. Note-se que espessuras muito grandes não significam necessariamente maior segurança, devido aos problemas de soldagem, maior suscetibilidade às fraturas frágeis, maior incidência de defeitos, rigidez excessiva etc., que são tanto mais graves quanto maior for a espessura.

O aparecimento e a divulgação dos computadores possibilitaram a aplicação, nos vasos de pressão, de métodos matemáticos mais precisos de cálculo, cuja aplicação era praticamente inviável antes da era da informática. Por esses métodos de cálculo é possível avaliar, em muitos casos com grande precisão, as tensões reinantes em cada ponto da parede do vaso, possibilitando assim adotarem-se maiores tensões admissíveis e, portanto, menores espessuras, com o resultado final de maior segurança e confiabilidade para o vaso. Paralelamente a essa evolução nos métodos de cálculo, houve também um contínuo aperfeiçoamento nos materiais, e novos métodos de inspeção passaram a ser usados. Para o aumento das tensões admissíveis muito contribuiu também o desenvolvimento da teoria da "mecânica da fratura", e outros estudos que levaram a um melhor conhecimento dos fatores que resultam em falhas nos materiais.

As normas de projeto mais modernas exigem, em muitos casos, cálculos mais precisos, aceitam maiores tensões admissíveis e fazem exigências mais rigorosas quanto a materiais, detalhes de projeto e inspeção do vaso. Algumas normas modernas consideram também o efeito de cargas variáveis (serviço cíclico) e as diversas formas possíveis de falhas em um vaso de pressão. Essas normas abrangem inclusive os vasos destinados a serviços extremamente severos e de altíssima responsabilidade como, por exemplo, os reatores de usinas nucleares.

#### 5.4 PRINCIPAIS NORMAS DE PROJETO DE VASOS DE PRESSÃO

Vamos ver a seguir as principais normas de projeto de vasos de pressão e seus respectivos países de origem. É evidentemente impossível fazer-se um resumo completo de qualquer norma; por esse motivo, todas as citações que já fizemos e que ainda serão feitas neste livro, sobre algumas normas de projeto, não dispensam a consulta e estudo dessas próprias normas.

- a) Estados Unidos — Código geral de caldeiras e vasos de pressão da ASME (American Society of Mechanical Engineers), *ASME Boiler and Pressure Vessel Code*.

As seguintes seções deste código são referentes a projeto de vasos de pressão:

- I — *Power Boilers* (Caldeiras)
  - II — *Materiais*
  - III — *Nuclear Vessels* (Vasos nucleares)
  - IV — *Heating Boilers* (Caldeiras para aquecimento)
  - VIII — *Pressure Vessels* (Vasos de pressão)
    - Divisão 1 — Regras de projeto padrão
    - Divisão 2 — Regras de projeto alternativo
  - X — *Fiberglass Reinforced Plastic Pressure Vessels* (Vasos de plásticos reforçados com fibras de vidro)
- O código ASME é de uso legal obrigatório em algumas regiões dos Estados Unidos.

Nos Itens 5.8 e 5.9, a seguir, veremos com mais detalhes o escopo, a abrangência e os critérios de cálculo do código ASME, Seção VIII, Divisões 1 e 2.

A cada três anos são publicadas normalmente novas edições do código ASME (as atuais são de 2004), e duas vezes por ano são publicados adendos a essas normas.

- b) Inglaterra — O projeto de vasos de pressão está regido desde 1976 pela norma BS-5500, publicada pela British Standards Institution. Essa norma substituiu as antigas normas BS-1500 (Vasos de pressão — projeto convencional) e BS-1515 (Vasos de pressão — projeto avançado alternativo). A norma BS-5500 está em grande parte baseada nos critérios da norma internacional da ISO.

No Item 5.10 veremos com mais detalhes o escopo, a abrangência e os critérios de cálculo dessa norma.

- c) Alemanha — A norma conhecida como “A. D. Merkblatt”, de uso legal obrigatório nesse país, é na realidade um conjunto de normas abrangendo cada uma um aspecto específico do projeto, exigências de materiais, fabricação e inspeção de vasos de pressão. Essas normas são publicadas por um grupo de associações denominado *Arbeitsgemeinschaft Drückbehälter* (Grupo de Trabalho para Vasos de Pressão), sob a responsabilidade principal da TÜV: *Vereinigung der Technischen Überwachungs Vereine e.V.* (União das Associações de Inspeção Técnica).

No Item 5.11 veremos com mais detalhes o escopo, a abrangência e os critérios de cálculo dessa norma.

- d) França — Código SNCTTI, elaborado sob responsabilidade do *Syndicat National de la Chaudronnerie, Tôlerie et Tuyauterie Industrielle*. Abrange os vasos de pressão, não sendo de uso legal obrigatório.

## 5.5 TENSÕES ADMISSÍVEIS E COEFICIENTES DE SEGURANÇA

Chamam-se tensões admissíveis as tensões máximas que se adotam para efeito do cálculo e dimensionamento das diversas partes de um vaso de pressão. É evidente que as tensões admissíveis devem ser menores do que os limites de resistência (ruptura) ( $LR$ ) e de elasticidade ( $LE$ ) do material na temperatura considerada. A relação entre os limites de resistência e de elasticidade e a tensão admissível é o coeficiente de segurança adotado.

As tensões admissíveis para as partes pressurizadas dos vasos são valores fixados pelas normas de projeto para cada caso e cada material. Como a resistência mecânica dos materiais diminui com o aumento da temperatura, as tensões admissíveis também são cada vez menores à medida que a temperatura de trabalho da peça se eleva até a temperatura limite de uso prático do material. Assim, as normas de projeto contêm tabelas que fornecem diretamente, para cada material aceito pela norma, os valores das tensões admissíveis nas diversas faixas de temperatura. (Veja, por exemplo, Tabela 10.1.)

Para as partes não pressurizadas dos vasos de pressão (suportes, peças internas, estruturas externas etc.) costuma-se adotar as tensões admissíveis usuais para estruturas metálicas em geral, corrigindo-se, quando necessário, o efeito de redução da resistência do material com a temperatura.

Estão listados a seguir os fatores mais importantes que influenciam os coeficientes de segurança, e portanto as tensões admissíveis a serem adotadas para os vasos de pressão. Essa listagem não está em ordem de importância dos diversos fatores, que é aliás variável de um caso para outro.

### 5.5.1 TIPO DO MATERIAL

Os materiais dúcteis podem ter coeficiente de segurança menores do que os materiais frágeis porque os dúcteis escoam (deformam-se plasticamente), nos pontos de altas concentrações de tensões, dessa forma redistribuindo e aliviando as tensões internas, não havendo a ruptura súbita, sem deformação prévia, que é característica dos materiais frágeis.

Em alguns casos o coeficiente de segurança pode depender também da relação  $LR/LE$  entre os limites de resistência e de elasticidade do material. Os materiais que tenham  $LE$  muito próximo de  $LR$  (como é o caso em geral dos aços de alta resistência), devem ter maior coeficiente de segurança em relação à  $LE$  e vice-versa.

### 5.5.2 PROCEDIMENTO DE CÁLCULO

A maior ou menor precisão do procedimento de cálculo adotado também influencia fundamentalmente as tensões admissíveis por dois motivos:

- Frequentemente o cálculo é feito considerando-se somente a pressão interna (ou externa) e os pesos, ignorando-se portanto o efeito de outros carregamentos presentes (reações de apoio dos suportes, esforços de tubulação, ações dinâmicas etc.). O coeficiente de segurança terá assim de cobrir essa abstração de cálculo. Note-se que em geral é muito difícil, ou até impossível, estabelecer-se com razoável precisão a ordem de grandeza de todos os carregamentos atuantes em cada parte de um vaso.
- Na maioria das vezes são adotadas fórmulas simples de cálculo, que fornecem com aceitável precisão somente as tensões nas áreas de membrana, como já referido neste capítulo. Para as outras partes do vaso, a margem de erro resultante desses cálculos simples pode ser grande, e o coeficiente de segurança terá de levar em conta esse fato.

Mesmo quando é feito o cálculo matemático por análise de tensões, não é possível para alguns formatos, algumas partes do vaso, ou para algumas combinações de carregamentos, calcular com precisão as tensões atuantes em todos os pontos. Além disso, não é também sempre possível estabelecer com segurança até que ponto algumas tensões se aliviam por deformações.

Por todas essas razões as normas que fixam tensões admissíveis estabelecem também paralelamente os procedimentos de cálculos que devem ser adotados. É importante observar que uma determinada tensão admissível só tem sentido quando aplicada dentro do procedimento de cálculo para o qual foi estabelecida.

### 5.5.3 TIPO DE CARREGAMENTO

Os esforços repetidos ou alternados, assim como os choques, vibrações e outros esforços dinâmicos, podem causar a ruptura por fadiga mecânica, com tensões menores do que os esforços estáticos, exigindo portanto maiores coeficientes de segurança. As tensões admissíveis que constam nas tabelas das normas referem-se sempre a esforços estáticos: algumas normas fornecem entretanto critérios de cálculo de fadiga ou coeficientes de redução de tensões admissíveis para alguns tipos de esforços variáveis e dinâmicos.

### 5.5.4 DESVIOS ENTRE O FORMATO TEÓRICO E O FORMATO REAL

Por mais cuidadosa que seja a fabricação, sempre ocorrerão desvios entre as dimensões e formas teóricas de projeto e as finais das diversas partes do vaso acabado. Esses defeitos são, por exemplo, ovalização de peças cilíndricas por calandragem imperfeita, erros de conformação de tampos elípticos, toriesféricos ou hemisféricos, desalinhamentos em soldas de topo, adelgaçamento de chapas resultante de prensagem ou rebordeamento, soldas com penetração parcial ou com reforço excessivo etc. Todos esses desvios de forma terão como conseqüência uma distribuição real de tensões diferente da teórica.

Note-se que para os vasos sujeitos à pressão interna, pequenos defeitos de conformação de corpos cilíndricos ou esféricos não têm maior importância, porque a própria pressão tende a corrigir o defeito. No caso, entretanto, dos vasos para pressão externa, qualquer má-conformação é grave, diminuindo muito a resistência do vaso ao colapso. Os desalinhamentos de soldas de topo são sempre graves, podendo introduzir altas tensões localizadas de flexão.

Por todas essas razões, as normas de projeto fornecem tolerâncias admissíveis para os defeitos de fabricação dos vasos, como será visto no Cap. 12.

### 5.5.5 INCERTEZA NAS QUALIDADES DO MATERIAL

A determinação das características mecânicas dos materiais (limites de resistência, limite de elasticidade etc.), em função das quais é fixada a tensão admissível de cálculo, é sempre baseada em ensaios estatísticos. Isto é, determinam-se experimentalmente essas características em corpos-de-prova que estatisticamente representam uma certa quantidade do material. É quase certo, portanto, que algumas parcelas do material tenham características inferiores às supostas. Essa incerteza é maior ainda no que se refere às características do material em temperaturas elevadas. Além dis-

so, apesar dos cuidados de inspeção do material, podem ocorrer defeitos locais, tais como dupla laminação, inclusões, escamas etc.; nesses pontos a resistência do material será certamente mais baixa.

### 5.5.6 GRAU DE SEGURANÇA NECESSÁRIO

Os coeficientes de segurança dependem também do maior ou menor risco potencial do vaso.

Os vasos de pressão para os quais uma falha ou acidente envolva grande risco, com prejuízos pessoais ou materiais, devem ter maiores coeficientes de segurança.

Poderemos ter, portanto, para um mesmo material, diversas tensões admissíveis, dependendo das circunstâncias para as quais essas tensões foram estabelecidas. Cada tensão admissível estará assim vinculada a determinados critérios de cálculo, natureza dos esforços, classe de vaso, exigências de inspeção de matéria-prima e de fabricação, tolerâncias dimensionais etc., e só deverá ser empregada dentro de todas essas condições.

## 5.6 CATEGORIAS DE TENSÕES EM UM VASO DE PRESSÃO

As tensões que podem estar atuando na parede de pressão de um vaso, em conseqüência dos diversos carregamentos solicitantes, podem ser classificadas em três categorias gerais: tensões primárias, tensões secundárias e tensões localizadas máximas, como explicado a seguir. As tensões primárias são as únicas sempre consideradas nos cálculos por todas as normas de projeto; as outras duas categorias de tensões são levadas em consideração nos cálculos apenas por algumas normas, e a elas são atribuídas, nesse caso, tensões admissíveis diferentes das tensões admissíveis para as tensões primárias.

### 5.6.1 TENSÕES PRIMÁRIAS

Denominam-se tensões primárias (*primary stress*) as tensões que se desenvolvem no material para satisfazer as condições de equilíbrio estático em relação aos diversos carregamentos atuantes (pressão interna ou externa, pesos, ação do vento etc.). As tensões primárias podem ser normais (de tração ou de compressão) ou de cisalhamento, isto é, paralelas ou perpendiculares à parede do vaso, respectivamente.

As tensões primárias normais podem ainda ser de membrana ou de flexão. A tensão de membrana é a componente da tensão primária que é suposta constante ao longo de toda a espessura da parede do vaso. É portanto o valor que se obtém para essa tensão quando se considera no cálculo a espessura da parede como sendo nula; quando a espessura não é nula, teremos, além da tensão de membrana, as tensões de flexão. A tensão de membrana devido à pressão interna é sempre uma tração, porque o elemento de parede do vaso tende a aumentar de dimensões. As tensões de flexão aparecem porque o raio de curvatura da parede aumenta (e, portanto, a

curvatura diminuir), como conseqüência da deformação diametral decorrente da pressão interna. A tensão de flexão tem um valor variável ao longo da espessura da parede, sendo nula no centróide da parede; para a pressão interna essa tensão é máxima de tração na superfície interna e máxima de compressão na superfície externa. Assim, a tensão resultante na superfície interna será a tensão de membrana mais a tensão de flexão, e na superfície externa será a tensão de membrana menos a tensão de flexão. As tensões de flexão são tanto maiores quanto maior for a espessura da parede. Quando o diâmetro do vaso é muito grande em relação à espessura, as tensões de flexão são pequenas, e pode-se confundir, sem grande erro, a tensão máxima na parede com a tensão de membrana: esse é o critério adotado por várias normas de projeto. Na Fig. 5.1 vemos uma indicação esquemática das tensões de membrana e de flexão decorrentes da pressão interna em um cilindro; a deformação diametral está evidentemente muito exagerada.

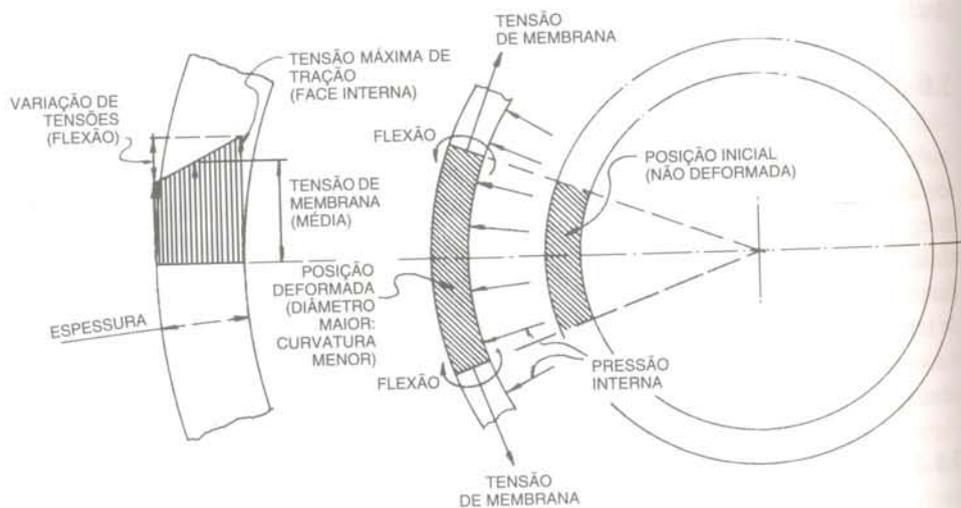


Fig. 5.1 Tensões de membrana e de flexão em um cilindro submetido à pressão interna.

Quanto às tensões primárias de membrana, distinguem-se ainda as denominadas tensão geral e tensões locais. Tensão geral é a tensão distribuída em toda a parede ou em grande parte dela. As tensões locais são as tensões que atuam em uma região limitada da parede do vaso, como, por exemplo, as tensões resultantes da reação de apoio dos suportes do próprio vaso.

A característica básica de todas as tensões primárias é o fato de não serem auto-limitantes, nem aliviadas em conseqüência de deformações, em oposição às tensões secundárias, como será visto a seguir. Essas tensões são sempre proporcionais às cargas de que se originam e, portanto, supondo-se que a carga aumente, a tensão também aumentará, podendo chegar à ruptura do material. Quando a

tensão primária excede o limite de elasticidade, causa uma deformação permanente no vaso.

### 5.6.2 TENSÕES SECUNDÁRIAS

As tensões secundárias (*secondary stress*) são as que resultam não de carregamentos atuantes sobre o material, mas de restrições geométricas no próprio vaso, ou em estruturas a ele solidárias, inclusive as tensões resultantes de dilatações diferenciais. Em outras palavras, essas tensões são devidas ao fato de as diversas partes do vaso não serem inteiramente livres de se deformar e/ou se dilatar.

As tensões secundárias aparecem, por exemplo, em todas as regiões de transição de um formato para outro (cilindro-tampo, cilindro-cone, cilindro-cilindro etc.), em todas as regiões de transição de espessura, bem como em todas as partes do vaso que não sejam livres de deformar-se ou de se dilatar ou se contrair. Consideremos, por exemplo, o que se passa na região de ligação de um corpo cilíndrico com um tampo hemisférico, como mostrado na Fig. 5.2. Supondo-se que essas duas partes do vaso fossem independentes, as suas deformações seriam diferentes devido à desigualdade de resistência entre as duas partes. Como, de fato, o cilindro e o tampo estão soldados um ao outro, as suas deformações reais terão de ser forçosamente iguais na linha de junção, e teremos então uma flexão da borda do cilindro para fora, e uma flexão da borda do tampo para dentro, de forma a manter a continuidade. São essas flexões que, neste caso, originam as tensões secundárias. A Fig. 5.3



Fig. 5.2 Momentos fletores e deformações na ligação cilindro-tampo hemisférico.

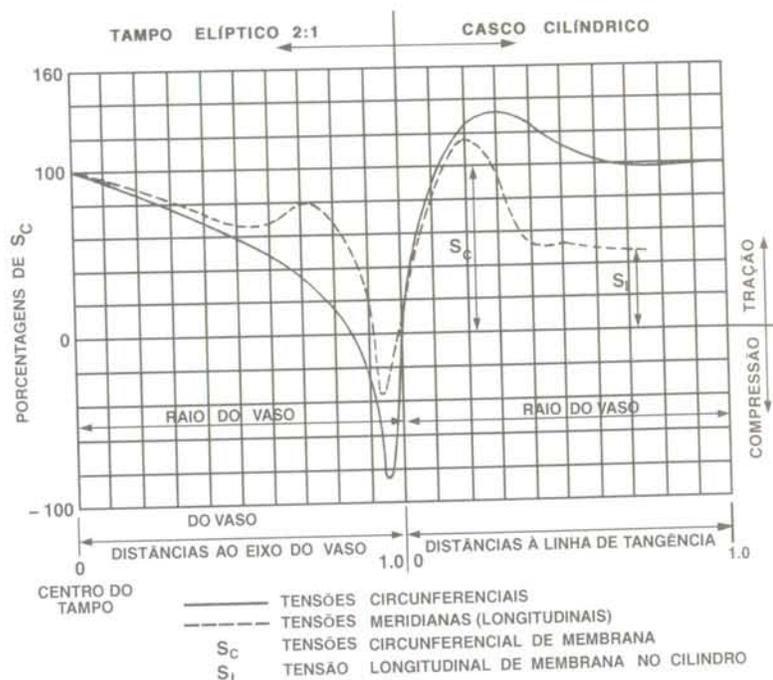


Fig. 5.3 Tensões na ligação cilindro-tampo elíptico.

mostra as tensões na região de ligação de um casco cilíndrico com um tampo elíptico.

A Fig. 5.4 mostra como aparecem tensões secundárias em uma região com uma transição brusca de espessura na parede de pressão do vaso. A parte de menor es-

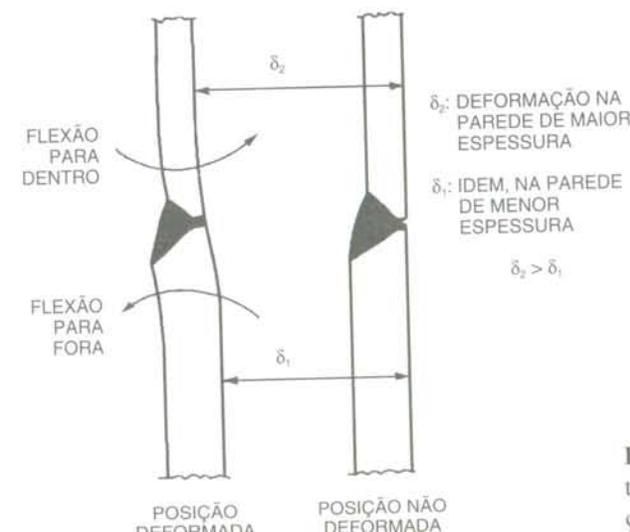


Fig. 5.4 Flexões em uma região de transição de espessura (deformações propositalmente exageradas).

pressão teria, se fosse livre, uma deformação diametral maior (devido à menor resistência), mas como está soldada à parte de maior espessura, a continuidade resulta em uma flexão para dentro na parte de menor espessura e uma flexão para fora na de maior espessura; são essas flexões que originam as tensões secundárias.

Em resumo, em todas as regiões onde houver qualquer transição de formato ou de espessura na parede de pressão surgirão tensões secundárias, como conseqüência da diversidade de resistência à pressão das diversas partes.

As tensões de dilatação são causadas por quaisquer restrições à livre dilatação (ou contração) de qualquer parte do vaso, também por dilatação diferencial entre duas partes do vaso, por gradientes de temperatura, ou ainda por reação de dilatação de tubulações externas ou outras estruturas solidárias ao vaso.

A característica básica de todas as tensões secundárias é o fato de serem aliviadas em conseqüência de pequenas deformações plásticas ou de escoamento local do material. São por isso autolimitantes; o valor máximo que podem atingir é o próprio limite de elasticidade do material: caso haja um carregamento maior, haverá uma deformação maior, permanecendo a tensão máxima com o mesmo valor.

### 5.6.3 TENSÕES LOCALIZADAS MÁXIMAS

As tensões localizadas máximas (*peak-stress*), como o próprio nome indica, são os valores máximos locais das tensões em uma região limitada onde ocorra uma concentração de tensões. Essas concentrações de tensões dão-se principalmente devido a descontinuidades geométricas no vaso (regiões de transição de formato, aberturas, reforços locais, suportes etc.), inclusive descontinuidades localizadas de pequena extensão, tais como soldas com penetração incompleta, reforços de solda, desalinhamentos em soldas etc.

As tensões localizadas máximas, embora possam atingir valores elevados, em geral não são perigosas pelo fato de atuarem em áreas muito pequenas, sendo por esse motivo desprezíveis as deformações causadas. É, entretanto, necessário evitar valores muito altos dessas tensões porque podem dar origem a trincas por fadiga ou por corrosão sob tensão, assim como iniciar uma fratura frágil no material.

São também classificadas nessa categoria algumas tensões que pela sua própria natureza não possam causar deformações sensíveis, embora atuem sobre uma grande área. É o caso, por exemplo, das tensões resultantes de diferenças de coeficientes de dilatação entre a chapa base e um revestimento metálico.

### 5.7 RELAXAMENTO ESPONTÂNEO DAS TENSÕES SECUNDÁRIAS

O fenômeno de autolimitação das tensões secundárias é o que se denomina de relaxamento espontâneo (*shakedown*).

Vejamos, por exemplo, o que se passa com as tensões de dilatação em uma peça sujeita a uma restrição geométrica, de forma que seja completamente impedida de

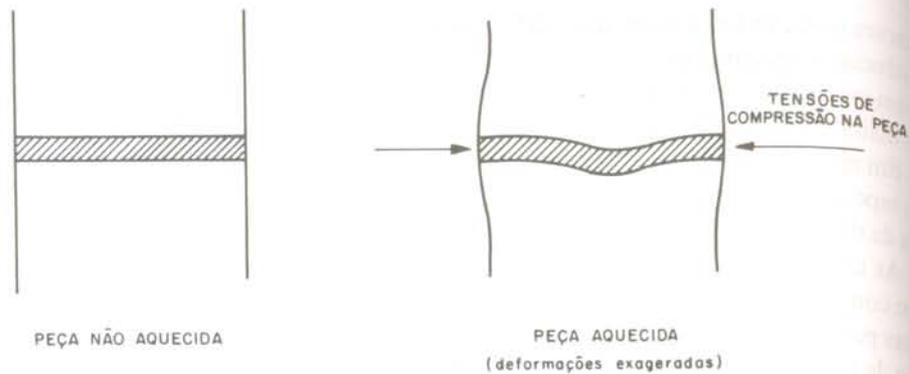


Fig. 5.5 Efeito de uma dilatação contida.

se dilatar (Fig. 5.5). Se a peça for aquecida, tenderá a se dilatar, e a dilatação contida causará uma deformação na própria peça (flambagem por compressão, neste caso) e nos pontos de fixação, tendendo a afastá-los. Como todas essas deformações dão como resultado um comprimento maior para a peça, a consequência será uma redução no nível de tensões. O maior valor possível para essas tensões é o limite de elasticidade do material. Atingido esse limite, a tensão ficará estável, e as deformações passarão a ser permanentes. Se o aquecimento aumentar, as deformações aumentarão, mantendo-se as tensões no valor do limite de elasticidade.

No final do aquecimento, quando a peça for resfriada, teremos uma contração que causará tensões e deformações de sinal contrário. Caso a tensão, no aquecimento, não tenha atingido o limite de elasticidade, não haverá deformação permanente, e a peça voltará à sua forma e dimensões primitivas. Caso entretanto tenha havido deformações permanentes, a peça, ao se resfriar, ficará com uma tensão residual negativa, cujo valor máximo possível será também o limite de elasticidade. Assim, a amplitude máxima total de variação das tensões será o dobro de  $LE$ .

É o que vemos no gráfico de tensões-deformações da Fig. 5.6: a tensão aumenta de  $O$  até  $A$ , quando atinge o limite de elasticidade; no resfriamento, a tensão percorre a reta  $BC$ , terminando o ciclo com a tensão residual negativa  $C$ . Essa tensão residual aparece como consequência da deformação permanente  $AB$ . Caso a tensão no aquecimento não chegue ao valor de  $LE$  (ponto  $A'$ , por exemplo), a tensão percorrerá no resfriamento a reta  $A'O$ , terminando o ciclo em  $O$ , com tensão e deformação nulas.

Quando a temperatura no aquecimento for suficientemente alta para provocar deformações por fluência, o diagrama se modifica, porque essas deformações causarão uma redução na tensão máxima  $B$ , que passará para  $B'$ . O ciclo no resfriamento será agora  $B'C'O'$ , ficando a peça no final com uma deformação residual  $\delta$ . O ciclo seguinte de aquecimento começará em  $O'$ , de forma que em cada ciclo haverá uma nova deformação residual, que vai se acumulando.

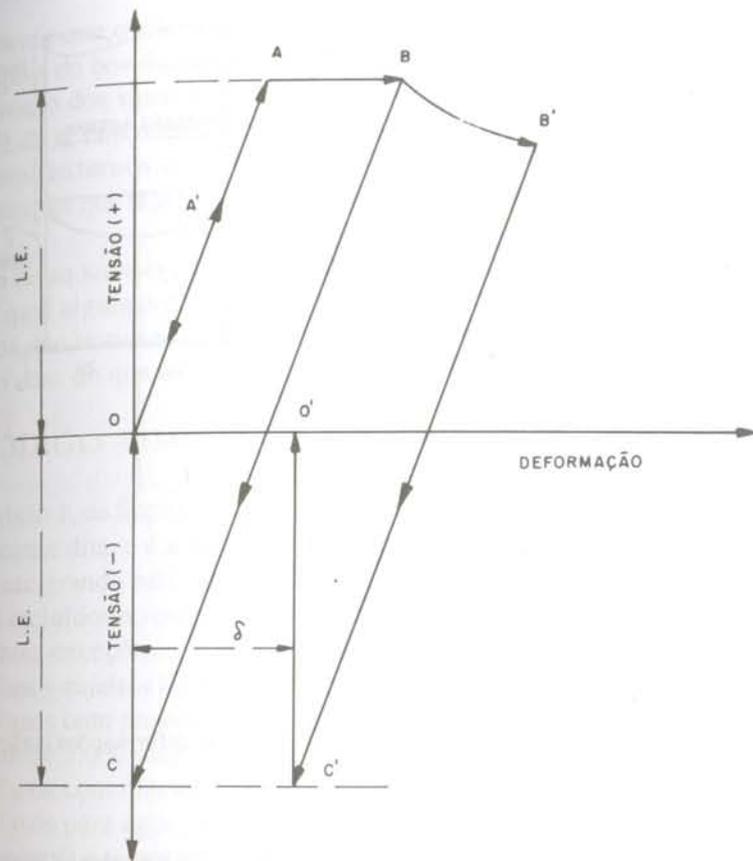


Fig. 5.6 Gráfico tensões-deformações no relaxamento espontâneo.

Fenômenos semelhantes ocorrerão com as deformações no vaso consequentes da dilatação própria de tubulações ou de outras estruturas externas solidárias ao vaso. A tensão também se alivia porque essas deformações resultam igualmente em maior comprimento da tubulação ou da estrutura (veja Fig. 5.7(a)).

O relaxamento espontâneo ocorre também com as tensões de flexão nas regiões de descontinuidade de forma geométrica. Nesse caso, as tensões se aliviam porque as deformações acontecem no sentido de atenuar essas descontinuidades (Fig. 5.7.c).

Em todos os casos, quanto mais forte for a transição de forma geométrica ou de espessura, maiores serão as tensões secundárias e maiores serão também as deformações resultantes. Por esse motivo, todas as normas de projeto fazem uma série de exigências quanto a detalhes de vasos de pressão, no sentido de atenuar essas transições de forma e de espessura, limitando assim tensões e deformações. Tais são, por exemplo, as exigências de transição gradual de espessura entre chapas de espessuras diferentes, de raio mínimo em seções toroidais, de reforços em transi-

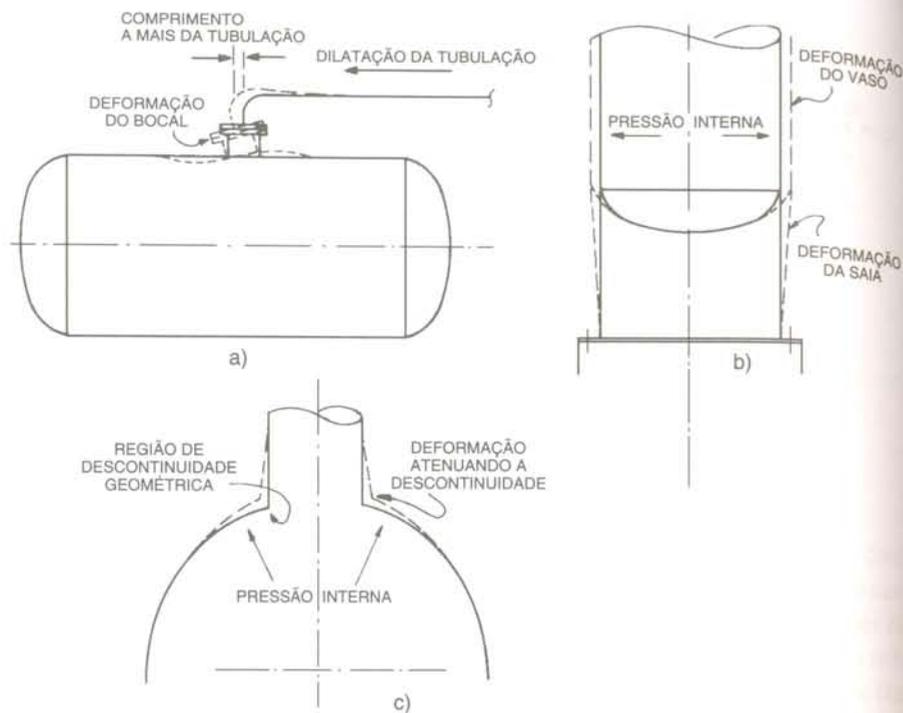


Fig. 5.7 Deformações locais para o relaxamento de tensões (as deformações estão exageradas na figura).

ções cônicas, e outras já referidas no Cap. 2; nos Caps. 7 e 8 veremos outras tantas exigências com essa mesma finalidade.

Todas as deformações decorrentes do relaxamento das tensões, inclusive as deformações residuais por fluência, podem ser perfeitamente toleradas desde que sejam relativamente pequenas e atuem sobre áreas reduzidas da estrutura. É justamente para isso que todas as normas de projeto fazem uma série de exigências tendentes a atenuar e controlar as descontinuidades geométricas, e o projeto do vaso deve ser feito de forma a garantir o máximo possível de liberdade de deformação e de dilatação a toda estrutura.

A sucessão de deformações por ciclos de aquecimento e resfriamento — e/ou por pressurização e despressurização — pode, entretanto, tornar-se perigosa se os ciclos de funcionamento do vaso forem muito rápidos, devido à possibilidade de trincas por fadiga no material. Na prática, esse efeito só é geralmente considerado quando o vaso tiver mais de 7.000 ciclos de funcionamento durante a vida útil. Sete mil ciclos de funcionamento — isto é, ciclos completos de aquecimento e resfriamento e/ou de pressurização e despressurização — significam aproximadamente um ciclo por dia, considerando-se um tempo de vida de 20 anos. É por isso uma condição muito rara de acontecer na prática, porque a grande maioria dos vasos de pressão destina-se a funcionar de forma contínua durante muitos meses.

É evidente que o relaxamento de tensões por deformações só pode ser tolerado em materiais de boa ductilidade, que são aliás praticamente os únicos empregados na construção dos vasos de pressão.

É fácil de se entender que as tensões primárias, como são decorrentes de carregamentos externos ao material, não se aliviam em consequência de deformações, quaisquer que sejam essas deformações, porque as cargas permanecem as mesmas.

O fato de as tensões secundárias serem autolimitantes e aliviáveis explica a razão pela qual algumas normas de projeto não consideram as tensões secundárias, e as normas que levam em conta essas tensões adotam para elas tensões admissíveis mais elevadas do que as estabelecidas para as tensões primárias.

## 5.8 CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII, DIVISÃO 1

A Divisão 1, da Seção VIII, do código ASME é uma revisão da antiga Seção VIII, propriamente dita, e é a norma de vasos de pressão de uso mais difundido aqui no Brasil e em grande parte do mundo.

Estão incluídos no escopo dessa norma vasos de pressão de qualquer classe, com as seguintes exceções:

- Vasos sujeitos a chama e vasos para ocupação humana.
- Vasos com pressões de operação entre zero e 15 psig ( $\cong 1 \text{ kg/cm}^2$ ), ou acima de 3.000 psig ( $\cong 200 \text{ kg/cm}^2$ ).
- Vasos com diâmetro de 6" ou menores.
- Vasos para água pressurizada com pressão de operação até 300 psig ( $\cong 20 \text{ kg/cm}^2$ ) e temperatura até 210°F (99°C).
- Vasos para água quente com capacidade de até 120 galões (0,454 m<sup>3</sup>), temperatura de operação até 200°F (93°C) e carga térmica até 200.000 BTU.

Estão também incluídos na Divisão 1 da Seção VIII os evaporadores e os trocadores de calor onde há geração de vapor, e outros vasos nos quais eventualmente ou em conjunto com outros processos possa haver geração de vapor, desde que não sujeitos à chama, e atendendo aos itens PG59 e PG61, do código ASME, Seção I.

Essa norma abrange exigências e recomendações sobre materiais, projeto, cálculo, fabricação e inspeção de vasos de pressão, como já foi referido nos Caps. 2 e 4, e como veremos ainda nos Caps. 7, 8 e 10 deste livro.

O critério de cálculo adotado é, em resumo, o seguinte:

As espessuras de parede devem ser calculadas de forma que a tensão de membrana máxima circunferencial (*hoop-stress*) devido à pressão interna não ultrapasse os seguintes limites (de acordo com o Ap. 1, da Seção II, do código ASME — Parte D):

- Temperaturas abaixo da faixa de fluência, o menor destes dois valores:  $LR/3,5$  e  $LE/1,5$ .
- Temperaturas dentro da faixa de fluência, o menor dos seguintes valores:

- $LR/3,5$ .
- $LE/1,5$ .
- Tensão média que causa uma deformação por fluência de 0,01% em 1.000 horas.
- 2/3 da tensão média de ruptura por fluência em 100.000 horas.
- 80% da tensão mínima de ruptura por fluência em 100.000 horas.

Em todos esses casos,  $LR$  é o valor mínimo do limite de resistência do material na temperatura considerada, e  $LE$  é o valor mínimo do limite de elasticidade, ou a tensão que causa uma deformação de 0,2%, ambos na temperatura considerada. Para alguns materiais a tensão admissível é considerada constante no intervalo de temperaturas entre  $-20^{\circ}\text{F}$  e  $650^{\circ}\text{F}$  ( $-29^{\circ}\text{C}$  a  $343^{\circ}\text{C}$ ).

Note-se que o limite de deformação por fluência é um valor fixo não levando em conta o maior ou menor tempo de vida útil previsto para o vaso.

Para os componentes do vaso que obedeçam exatamente a alguma norma dimensional que forneça valores de pressões admissíveis (como é o caso, por exemplo, da norma ASME B.16.5 para flanges de aço forjado), a Divisão 1 aceita esses valores, não sendo portanto necessário calcular essas peças.

Essa norma contém uma série de fórmulas simples de cálculo dando a espessura necessária de cascos e tampos, em função da pressão interna ou externa, baseadas na teoria da membrana, isto é, desprezando o efeito da flexão devido à espessura da parede (veja Cap. 10). As tensões primárias de flexão são controladas, indiretamente, por fatores de correção em algumas fórmulas e por limitação na relação entre diâmetro e espessura do vaso. As tensões secundárias e as tensões localizadas máximas são também controladas indiretamente, por uma série de exigências de detalhes de projeto (transições de espessura, transições de formato, raios mínimos e máximos de tampos toriográficos e de seções toroidais, reforços em aberturas etc.), algumas das quais já vimos no Cap. 2, e outras mais serão vistas no Cap. 7.

Embora seja dito na norma que os vasos de pressão devam resistir a todas as cargas atuantes (pressão interna ou externa, pesos, sobrecargas, ação do vento, reação de apoio dos suportes, impactos, esforços de dilatação etc.), as fórmulas da norma consideram somente a pressão interna ou externa, ficando o cálculo para as demais cargas inteiramente a critério do projetista, não só quanto ao procedimento de cálculo a adotar como também quanto à necessidade ou não de fazê-lo. Não há nenhuma exigência de análise matemática das tensões nos vasos nem também recomendações ou exigências quanto à análise de fadiga. Não há igualmente nenhuma redução de tensões admissíveis para compensar efeitos de fadiga em serviços cíclicos.

Essa norma não inclui o cálculo dos suportes do vaso, remetendo para o método de cálculo de Zick; contém, entretanto, um método semi-analítico para o cálculo de flanges (Apêndice obrigatório 2), baseado nos estudos de Waters, Rossheim e Wesstrom. Esse método leva em conta apenas as tensões devido à pressão e ao aperto dos parafusos.

A partir da edição de 2004, o Código ASME, Seção VIII inclui na Parte UHX o cálculo de espelhos de trocadores de calor.

Estritamente falando, a exata e completa aplicação do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, inclui, além da observância a todas as exigências, critérios, fórmulas de cálculo etc., contidos na norma, ainda os seguintes pontos:

- Que o fabricante seja formalmente autorizado pela ASME a fabricar vasos de pressão.
- Que haja uma inspeção formal realizada por um inspetor também autorizado pela ASME.
- Que seja feito um relatório (*Manufacturer's Data Report*) de acordo com os formulários e instruções do Apêndice W da norma.
- Que seja estampado no vaso o símbolo da ASME.

A Divisão 1 exige ainda (parágrafo U-2) que o usuário do vaso — ou alguém por ele contratado: firma de projeto, fabricante etc. —, estabeleça formalmente as condições de projeto do vaso, que devem definir no mínimo o seguinte:

- Necessidade ou não de margens para corrosão.
- Indicação de serviço tóxico, quando for o caso.
- Necessidade ou não de tratamentos térmicos, além dos exigidos pela própria norma.
- Para os vasos onde houver geração de vapor, observância do disposto nos parágrafos PG-59 a PG-61, da Seção I, do código ASME.

Essas exigências adicionais são raramente atendidas por completo em vasos fabricados aqui no Brasil.

No Cap. 10 serão vistos, em detalhe, as fórmulas e procedimentos de cálculo desta norma.

## 5.9 CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII, DIVISÃO 2

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2, são as chamadas “regras alternativas de projeto”, contendo uma tecnologia mais avançada e adotando um novo critério de projeto; esse critério é também empregado pela Seção III (vasos nucleares) do código ASME.

Estão incluídos no escopo desta norma todos os vasos de pressão, sem limite de pressão máxima, incluindo-se também os vasos instalados em embarcações, e os vasos sujeitos a chama, desde que não abrangidos nas Seções I, III e IV do código ASME.

Em qualquer caso, é exigido que o vaso seja destinado a um serviço específico preestabelecido, e para isso o usuário — ou seu agente credenciado — deve preparar um documento formal denominado Especificação de Projeto do Usuário (*User's design specification*), indicando as condições de operação do vaso (fluido contido, pressão e temperatura) — inclusive em situações transitórias ou anormais —, necessidade ou não de análise de fadiga para serviços cíclicos — detalhando os dados necessários para essa análise —, necessidade ou não de margem para corrosão e erosão, ou de tratamentos térmicos. A norma exige também que seja feito um acompanhamento do comportamento do vaso em operação e em manutenção durante toda a sua vida útil, pelo usuário responsável pela Especificação de Projeto.

Essa norma permite tensões mais elevadas do que as da Divisão 1, resultando assim em menores espessuras e menor peso para o vaso. Em compensação, para garantir um grau de segurança equivalente, ou até maior, é feita uma série de exigências adicionais de projeto, cálculo, materiais, fabricação e inspeção, que resultam evidentemente em maior custo, de forma que nem sempre compensa a economia feita em material e em solda. No mercado norte-americano, por exemplo, a Divisão 1 é geralmente de emprego mais econômico para vasos de aço-carbono ou aços de baixa liga em espessuras até 50 mm, e para vasos de aços inoxidáveis em espessuras até 31 mm, e a Divisão 2 é de emprego mais econômico para espessuras acima desses limites.<sup>1</sup> A Divisão 2 é obrigatória para os vasos em serviços cíclicos (sujeitos à análise de fadiga), vasos de construção especial (multifolheados — *multi-layer* — por exemplo) e vasos para serviços muito severos (fluidos altamente tóxicos, por exemplo). Em compensação, o emprego da Divisão 2 não é indicado quando o fabricante não tem experiência com essa norma, e também quando o vaso puder vir a sofrer modificações sensíveis nas condições de operação.

Em resumo, são as seguintes as exigências adicionais dessa norma:

- Análise matemática rigorosa de todas as tensões e condições de carregamento (como especificado no Apêndice 4 da norma), de acordo com a teoria da elasticidade, aplicando-se o critério de ruptura pelo cisalhamento máximo (Guest-Tresca). Quando o vaso, ou parte do vaso, puder ser exatamente enquadrado dentro de alguns modelos para os quais são fornecidas fórmulas simplificadas de cálculo — semelhantes às fórmulas da Divisão 1 —, a análise matemática das tensões não é obrigatória, ficando o seu uso a critério do projetista ou do usuário do vaso. Permite-se também o cálculo matemático por qualquer outro processo, desde que mais exato ou mais conservativo. Como alternativa, a Divisão 2 permite ainda que as tensões sejam avaliadas por extensômetros (*strain-gage*) ou por fotoelasticidade, em locais críticos ou importantes, ou onde o cálculo matemático das tensões for inviável ou de resultado duvidoso.
- Maior rigor em exigências quanto aos materiais: nem todos os materiais permitidos pela Divisão 1 o são também pela Divisão 2, e para muitos outros materiais são pedidos requisitos adicionais. As exigências de inspeção de materiais e de fabricação, assim como para serviços em baixas temperaturas, são também mais severas.
- Maiores limitações e exigências mais rigorosas quanto a detalhes de projeto e de solda: alguns detalhes permitidos pela Divisão 1 não o são pela Divisão 2. No Cap. 7 veremos algumas dessas exigências adicionais quanto a detalhes de projeto.
- Definição formal do que se entende por usuário, fabricante e inspetor de um vaso de pressão, e quais as responsabilidades de cada um destes.

- Obrigação de execução de análise de fadiga, como especificado no Apêndice 5 da própria norma, sempre que houver condições de esforços cíclicos que exijam essa análise, como também especificado na norma. Sempre que for necessária a análise de fadiga, é obrigatório o cálculo analítico das tensões pelo Apêndice 4.
- Obrigação por parte do fabricante de apresentação de um relatório de projeto com os cálculos completos, assinados por um profissional habilitado (*Manufacturer's design report*).

Para o cálculo das tensões a norma define o que chama de “intensidade equivalente de tensão combinada”, ou, simplificada, “intensidade de tensão” (*stress intensity*),  $S_m$ , que é o dobro da tensão de cisalhamento máxima calculada em um determinado ponto, ou seja, a diferença algébrica entre a maior e a menor das tensões principais de cisalhamento. A norma fornece então tabelas com os valores máximos admissíveis de  $S_m$ , para todos os materiais aceitáveis, em temperaturas abaixo da faixa de fluência, isto é, até 370°C. Para cada temperatura,  $S_m$  será o menor entre  $1/3 LR$  e  $2/3 LE$ .

Para cada categoria de tensões os limites são os seguintes:

- a) Tensões primárias de membrana (tração), valores médios:  $kSm$
- b) Idem, idem, valores locais:  $1,5 kSm$ , desde que a tensão acima de  $1,1 kSm$  seja limitada a uma distância de  $\sqrt{Rt}$ , onde  $R$  é o raio médio e  $t$  a espessura do casco ou tampo em consideração.
- c) Tensões primárias de flexão:  $1,5 kSm$

O fator  $k$  acima, dado na Tabela AD.150.1 da Divisão 2, é um fator para levar em consideração as várias condições de carregamento: tem o valor 1,0 para a condição de operação normal, 1,2 para a condição de operação mais carga de vento, e 1,25 para a condição de teste hidrostático.

- d) Tensões primárias de compressão simples:  $LE$   
Tensões primárias de cisalhamento puro:  $0,6 Sm$
- e) Soma das tensões primárias de membrana e de flexão:  $1,5 kSm$
- f) Soma das tensões primárias e secundárias:  $3 Sm$
- g) Tensões totais locais, isto é, soma das tensões primárias, secundárias e localizadas máximas: limites em função da curva de fadiga do material. Os valores  $LR$  e  $LE$  são os mesmos já definidos no Item 5.8. Para temperaturas altas, dentro da faixa de fluência, não foram ainda estabelecidos os limites de tensões.

## 5.10 NORMA INGLESA BS-5500

Essa norma inclui exigências e recomendações para materiais, projeto, fabricação e inspeção de vasos de pressão com as seguintes exceções:

- Tanques, vasos sem pressão, e vasos para os quais as tensões calculadas são inferiores a 10% da tensão admissível do material.
- Vasos de construção especial, para pressões muito altas.
- Vasos não estacionários (para veículos).

<sup>1</sup>Não temos conhecimento de nenhum estudo comparativo de custos entre o emprego da Divisão 1 e da Divisão 2, tendo em vista as condições de nosso país. Parece, entretanto, pouco provável que o emprego da Divisão 2 seja econômico aqui nos casos em que não o é nos Estados Unidos.

Preenchendo uma lacuna de outras normas, essa norma define precisamente as responsabilidades do comprador, do fabricante e do inspetor do vaso. Relaciona também as diversas cargas que podem atuar em um vaso e para as quais o vaso deva ser calculado.

As exigências quanto a materiais são bem mais severas do que as normas ASME; não sendo admitidos, por exemplo, para nenhuma parte soldada, aços com teor de carbono acima de 0,25%; a temperatura máxima limite para os aços-carbono não acalmados é de 380°C, e para temperaturas abaixo de 0°C existem exigências especiais.

As tensões admissíveis (para tensões primárias de membrana) são os menores dos seguintes valores:

Aços ferríticos:  $LR/2,35$  e  $LE/1,5$   
 Aços austeníticos:  $LR/2,5$  e  $LE/1,5$

Para as temperaturas dentro da faixa de fluência há ainda o limite:

$$\frac{\text{tensão de ruptura por fluência}}{1,3}$$

A norma fornece os valores das tensões admissíveis (em função da temperatura) para os materiais reconhecidos, sendo que na faixa de fluência são dadas as tensões para quatro tempos de vida útil: 100.000, 150.000, 200.000 e 250.000 horas.

No corpo da norma propriamente dito, são dadas fórmulas e critérios de cálculo, de uso simples, para as partes do vaso que obedecem a algumas formas geométricas determinadas, inclusive para espelhos e outras partes de trocadores de calor. São dados também o cálculo de suportes para vasos de pressão e o cálculo de flanges, este último pelo mesmo processo do código ASME, exceto que considera tensões admissíveis mais elevadas.

A norma contém vários apêndices, entre os quais:

- Critério para cálculo matemático de análise de tensões, para as partes do vaso que não puderem ser enquadradas exatamente dentro das formas geométricas simples. Esse apêndice é, entretanto, muito menos extenso e completo do que o correspondente do código ASME, Seção VIII, Divisão 2.
- Critério para a consideração do efeito combinado da pressão, pesos e ação do vento, considerando o efeito de flambagem axial devido às cargas de compressão no cilindro.
- Critério para a consideração da fadiga em vasos para serviços cíclicos.
- Cálculo das tensões provenientes de cargas localizadas (reações de apoio e esforços devido às tubulações), de acordo com os estudos do Prof. Bijlaard.

## 5.11 NORMAS ALEMÃS A.D. MERKBLATT

Essas normas abrangem as partes pressurizadas dos vasos de pressão em geral, sem limitações de suas condições.

A pressão de projeto (veja Cap. 6) é considerada como igual à pressão máxima de operação do vaso, e a temperatura de projeto como igual ao valor máximo da

temperatura na parede metálica do vaso. Para os vasos submetidos à pressão externa é exigido sempre o cálculo para o vácuo total.

Para os aços laminados com garantia de qualidade (conforme item 3 da norma DIN-50049) as tensões admissíveis são o menor dos seguintes valores:

$$\frac{LE}{1,5} \quad \text{ou} \quad \frac{\text{tensão para } 0,2\% \text{ de deformação}}{1,5}$$

$$\frac{\text{tensão para ruptura por fluência em } 100.000 \text{ horas}}{1,5}$$

tensão para 1% de deformação por fluência em 100.000 horas.

Para outros materiais o coeficiente de segurança é maior: 1,8, por exemplo, para os aços que não obedecem ao item 3 da norma DIN-50049.

As tensões admissíveis são independentes do limite de resistência do material, mas, para evitar que resultem valores muito próximos a  $LR$ , é exigido um valor máximo para a relação  $LR/LE$  (0,6 para os aços-carbono não temperados, por exemplo). Para todos os materiais as tensões admissíveis decrescem sempre com o aumento de temperatura, a partir da temperatura ambiente.

As fórmulas de cálculo são todas simples, baseadas na tensão máxima de membrana. Não estão incluídos os tampos com perfil em elipse verdadeira; para os tampos toriesféricos há um fator de correção para levar em conta as concentrações de tensões, e exige-se que o raio mínimo seja pelo menos 0,1 do diâmetro externo.

Existem fórmulas para os cilindros de paredes espessas, onde é previsto o efeito do diferencial de temperatura entre as faces interna e externa do cilindro.

As exigências dessas normas sobre materiais, soldagem (inclusive qualificação de soldadores e de inspetores), tratamentos térmicos e inspeção, são bem mais severas e restritivas do que as correspondentes do código ASME, como, por exemplo:

- Exigência de teor máximo de carbono de 0,22% para qualquer parte soldada; proibição de uso de aços não acalmados para espessuras acima de 6 mm.
- Limite mínimo de temperatura de -10°C para aços-carbono, e limites máximos de temperatura mais baixos para quase todos os materiais.
- Exigência de soldas de penetração total em todas as partes pressurizadas dos vasos (veja Item 7.8); limitação de uso de soldas de ângulo para espessuras acima de 15 mm; eficiência de solda de 0,8 em geral.
- Exigência de alívio de tensões para espessuras superiores a 30 mm, e exigências mais severas de normalização.
- Severas exigências de testes, ensaios e certificados da qualidade de materiais; exigências também severas de qualificação e treinamento de soldadores, supervisores de soldagem e inspetores.

Essas exigências mais rigorosas compensam as tensões admissíveis bem superiores às admitidas pelo código ASME, Seção VIII, Divisão 1, ou o cálculo bem mais simples do que o exigido pela Divisão 2.

# Condições de Operação e de Projeto de Vasos de Pressão

## 6.1 DIVERSOS CONCEITOS DE PRESSÃO E DE TEMPERATURA

Com referência aos vasos de pressão, os termos “pressão” e “temperatura” podem estar associados a vários conceitos que importa distinguir perfeitamente um do outro. A pressão pode ter os seguintes conceitos:

- Pressão normal de operação (*Normal operating pressure*).
- Pressão máxima de operação (*Maximum operating pressure*).
- Pressão mínima de operação (*Minimum operating pressure*).
- Pressão de projeto (*Design pressure*).
- Pressão de abertura da válvula de segurança (*Safety valve set pressure*).
- Pressão máxima de trabalho admissível (PMTA) (*Maximum allowable working pressure-MAWP*).
- Pressão de teste hidrostático (*Hidrostatic test pressure*).

Quanto à temperatura podemos ter:

- Temperatura normal de operação (*Normal operating temperature*).
- Temperatura máxima de operação (*Maximum operating temperature*).
- Temperatura mínima de operação (*Minimum operating temperature*).
- Temperatura de projeto (*Design temperature*).

Vamos, a seguir, definir e explicar cada um desses conceitos.

## 6.2 PRESSÃO E TEMPERATURA DE OPERAÇÃO

A pressão e a temperatura de operação de um vaso são as suas “condições de operação”, isto é, os pares de valores simultâneos de pressão e de temperatura com os quais o vaso deverá operar em condições normais.

As pressões são sempre os valores medidos no topo do vaso, devendo-se, quando for o caso, acrescentar a pressão correspondente à coluna hidrostática de líquido.

Raramente um vaso de pressão opera, durante toda a sua vida, em uma única condição estável de pressão e de temperatura, ocorrendo em geral flutuações de maior ou menor amplitude. Deve-se por isso distinguir os valores normais e os valores máximos de pressão e de temperatura. Os primeiros são os valores de regime, e os máximos são os maiores valores que podem ser atingidos em operação normal, ou em quaisquer situações anormais ou transitórias que possam acontecer, tais como partida, parada normal, parada de emergência, falhas em sistemas de controle etc. Eventualmente um vaso poderá ter mais de uma condição de regime, isto é, poderá estar sujeito, em operação normal, a condições diferentes de trabalho, inclusive com fluidos diferentes. Quando este for o caso, o fato deverá ser considerado para a fixação dos valores extremos de pressão e de temperatura de operação, e também para as condições de projeto do vaso, como veremos a seguir.

É necessário considerar ainda o valor mínimo de pressão e/ou de temperatura, sempre que, em situação normal ou eventual, a pressão possa atingir um valor inferior à pressão atmosférica, ou a temperatura possa atingir um valor inferior às temperaturas indicadas na Fig. U65-66, do código ASME, Seção VIII, Div. 1, considerando-se o material e a espessura do componente do vaso.

Deve ser observado que a temperatura de operação do vaso é, em qualquer caso, a temperatura média real na parede do vaso. Essa temperatura é evidentemente função da temperatura do fluido contido, e na grande maioria dos casos é tomada como sendo essa própria temperatura. Fazem exceção, entretanto, os casos em que o vaso possua algum revestimento isolante interno (revestimento refratário) ou que haja troca de calor com o exterior; fazem exceção também as partes do vaso onde se efetuam trocas de calor (tubos de feixes tubulares e serpentinas, espelhos etc.), cuja temperatura de operação será um valor intermediário entre as temperaturas dos dois fluidos (fluido quente e fluido frio).

É importante notar que existem meios de proteger um vaso contra uma sobrepressão anormal (válvulas de segurança, discos de ruptura etc.), mas não existe nenhum meio completamente seguro de protegê-lo contra uma subida anormal de temperatura, que pode ocorrer por vários motivos: falhas em sistemas de resfriamento, falhas em instrumentos ou sistemas de controle, erros de operação, fluidos fora de especificação, princípio de incêndio etc.

Em alguns vasos — principalmente quando de grandes dimensões — a temperatura de operação pode variar muito de uma região para outra do mesmo vaso, sendo em certos casos possível estabelecer regiões definidas com diferentes temperaturas de operação. As variações de pressão de operação são muito menos sensíveis, podendo acontecer, entretanto, em vasos de grande altura, devido à coluna hidrostática de líquidos contidos.

## 6.3 PRESSÃO E TEMPERATURA DE PROJETO

Denominam-se pressão e temperatura de projeto as “Condições de Projeto” do vaso de pressão, ou seja, os valores considerados para efeito de cálculo e de projeto do

vaso. De acordo com o parágrafo UG-21 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, a pressão de projeto é “a pressão correspondente às condições mais severas de pressão e temperatura coincidentes que possam ser previstas em serviço normal”.

Para os vasos (ou partes de vasos) que possam estar submetidos simultaneamente — ou sucessivamente — à pressão interna e à pressão externa, devem ser estabelecidos dois valores de pressão de projeto correspondentes a cada uma dessas condições. Normalmente o cálculo deverá ser feito em função de cada uma das pressões de projeto como agindo isoladamente; o cálculo para a pressão diferencial (isto é, a diferença entre as duas pressões de projeto), embora permitido pela norma, é um caso excepcional que só pode ser feito quando houver absoluta garantia de que ambas as pressões são sempre simultâneas.

No caso dos vasos projetados para a pressão interna, é usual adotar-se para a pressão de projeto o maior dos dois seguintes valores:

- Pressão máxima de operação, acrescida de 5%, quando o dispositivo de alívio de pressão (válvula de segurança) for operado por válvula piloto, e acrescida de 10% nos demais casos.
- 1,5 kg/cm<sup>2</sup>, manométricos.

De acordo com o código ASME Seção VIII (parágrafo U.1, Divisão 1), o valor mínimo da pressão interna de projeto é de 1,0 kg/cm<sup>2</sup>, mesmo para os vasos que operam com pressão nula ou muito baixa.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2 (parágrafo AD-121), considera formalmente a pressão de projeto como sendo igual à pressão de abertura do dispositivo de alívio de pressão (válvula de segurança).

Para os vasos (ou partes de vasos) submetidos à pressão externa, é usual considerar como pressão externa de projeto pelo menos a condição de vácuo total, embora isso não seja exigido pelo código ASME.

O parágrafo UG-20 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, admite temperaturas de projeto diferentes, para diversas partes de um mesmo vaso, desde que essas variações de temperatura possam ser claramente estabelecidas. É prática usual fixar-se a temperatura de projeto 30°C a 50°C acima da máxima temperatura que efetivamente for calculada para a parede do vaso.

Nos trocadores de calor temos quase sempre dois valores diferentes de pressão de projeto e de temperatura de projeto, correspondentes a cada um dos dois circuitos de circulação de fluidos, como será explicado no Item 6.10.

Para os vasos que trabalham com pressão externa, o código ASME, Seção VIII (parágrafo UG-20, Divisão 1) estabelece como valor limite para a temperatura de projeto para cada material as temperaturas máximas que figuram nos gráficos do Apêndice V dessa norma.

No caso dos vasos para serviço com hidrocarbonetos ou outros produtos que requeiram lavagem com vapor é usual considerar-se como valores mínimos da pressão e da temperatura de projeto, respectivamente, 1,75 kg/cm<sup>2</sup> e 150°C.

As condições de projeto são valores estabelecidos no projeto mecânico do vaso de pressão. Por essa razão, embora esses valores sejam baseados na pressão e tem-

peratura de operação (que constam no projeto de processo), convém que o responsável pelo projeto mecânico conheça todas as situações de funcionamento do vaso, inclusive quando transitórias e anormais.

#### 6.4 PRESSÃO MÁXIMA DE TRABALHO ADMISSÍVEL — PRESSÃO DE ABERTURA DA VÁLVULA DE SEGURANÇA

A pressão máxima de trabalho admissível (*PMTA*) pode se referir a cada uma das partes de um vaso, ou ao vaso considerado como um todo.

A *PMTA* de cada parte de um vaso é a pressão que causa na parte em questão uma tensão máxima igual à tensão admissível do material na temperatura de operação correspondente à parte considerada. Essas pressões são calculadas pelas fórmulas dadas na mesma norma de projeto adotada para o cálculo do vaso. Pela definição do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-98), o cálculo da *PMTA* deve ser feito em função das espessuras corroídas, descontando-se, portanto, a margem para a corrosão que houver.

Para os flanges, acessórios, válvulas e outros componentes com dimensões e pressões admissíveis (*ratings*) definidas por alguma norma dimensional (veja, por exemplo, a norma ANSI/ASME B.16.5, relativa a flanges de aço forjado, no Item 7.5), a *PMTA* será a pressão admissível para a temperatura considerada, obtida de tabelas ou gráficos da norma de fabricação do componente.

O código ASME define a *PMTA* do vaso todo como sendo “o maior valor permissível para pressão, medida no topo do vaso, na sua posição normal de trabalho, na temperatura correspondente à pressão considerada, tomando-se o vaso com a espessura corroída”. Essa pressão será portanto a pressão que causa, na parte mais fraca do vaso, uma tensão igual à tensão admissível do material, ou, em outras palavras, será o *menor* dos valores das *PMTA*, das diversas partes do vaso, corrigidas do efeito da coluna hidrostática do líquido contido, como veremos no Item 6.7, a seguir.

A *PMTA* é o valor usualmente empregado para a pressão de abertura da válvula de segurança.

Para melhor se entender a distinção entre “pressão máxima de trabalho admissível” e “pressão de projeto”, vamos nos referir à Fig. 6.1, que representa a espessura de uma determinada parte do vaso. Nessa figura temos as seguintes notações:

- $e_p$  = espessura mínima necessária calculada em função da pressão de projeto e da temperatura de projeto.
- $C$  = margem para corrosão.
- $e_f$  = acréscimo para compensar a perda de espessura das chapas no processo de conformação, onde for o caso.
- $e_c$  = acréscimo de espessura para ajustar-se à espessura comercial da chapa adotada.

- $e_r$  = acréscimo para considerar a tolerância inferior de fabricação na espessura da chapa, de acordo com a sua especificação; esse valor é geralmente desprezível.
- $e_n$  = espessura nominal da chapa adotada.
- $e_{av}$  = espessura para o cálculo da pressão máxima de trabalho admissível com o vaso corroído.
- $e_{an}$  = idem, com o vaso novo (não corroído).

Vê-se, pela Fig. 6.1, que  $e_{av} \geq e_p$  e também  $e_{an} \geq e_{av}$ . Teremos  $e_{av} = e_p$  apenas no caso em que  $e_c = 0$ , isto é, quando a espessura mínima necessária coincidir exatamente com uma espessura comercial adotada.

Da mesma forma, teremos  $e_{av} = e_{an}$  somente no caso particular em que não houver margem para corrosão ( $C=0$ ). Como conseqüência, teremos também, na maioria das vezes,  $PMTA >$  pressão de projeto, sendo que esses dois valores serão iguais apenas em alguns casos excepcionais.

O acréscimo de espessura  $e_r$  deve ser considerado sempre que houver perda sensível de espessura da chapa no processo de conformação da parte do vaso considerado, como ocorre, por exemplo, nos cascos esféricos e nos tampos elípticos, toriesféricos e hemisféricos, fabricados por prensagem, rebordamento, ou processo semelhante. Para os corpos cilíndricos e cônicos, onde há apenas trabalho de calandragem, a perda de espessura é desprezível, e o acréscimo  $e_r$  não precisa ser considerado.

A  $PMTA$  do vaso (ou de suas partes) pode ser calculada para diversas temperaturas, e portanto em função de diferentes valores da tensão admissível, e também para várias condições do vaso. Além da  $PMTA$  para o vaso corroído e em operação, como já referido, é usual calcular-se também para o vaso novo e frio, em função das espessuras  $e_{an}$  (da Fig. 6.1) e da tensão admissível do material para a temperatura ambiente. Como os valores das  $PMTA$  são diferentes entre si, é necessário sempre referir a que temperatura e espessura corresponde um determinado valor da  $PMTA$  de um vaso.

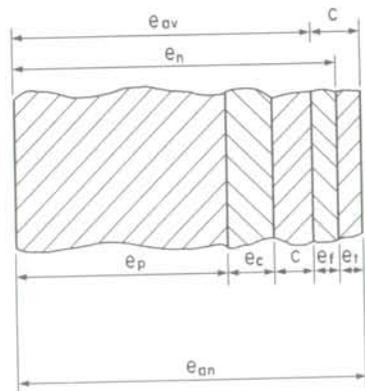


Fig. 6.1 Parcelas da espessura de parede de um vaso de pressão.

De maneira análoga ao que foi dito para a pressão de projeto, temos também, para os trocadores de calor, dois valores diferentes de  $PMTA$ , para cada um dos dois circuitos fluidos (veja Item 6.10).

## 6.5 NATUREZA E FINALIDADE DO TESTE HIDROSTÁTICO

O teste hidrostático em vasos de pressão consiste no preenchimento completo do vaso com água ou com outro líquido apropriado, no qual se exerce uma determinada pressão, que é a "pressão de teste hidrostático". O teste hidrostático tem por finalidade a detecção de possíveis defeitos, falhas ou vazamentos em soldas, rosca, partes mandriladas e em outras ligações no próprio vaso ou em seus acessórios externos ou internos.

Por enquanto interessa-nos apenas a pressão de teste hidrostático, que será vista em seguida. No Cap. 12 trataremos de detalhes de execução, controle e condução do teste hidrostático.

## 6.6 PRESSÃO DE TESTE HIDROSTÁTICO

É de toda conveniência que a pressão de teste hidrostático seja a *mais alta possível*, compatível com a segurança da parte mais fraca do vaso. Esta pressão é por isso sempre superior à pressão de projeto e, também, à pressão máxima de trabalho admissível do vaso, e, portanto, durante o teste hidrostático, o material ficará submetido a uma tensão acima de sua tensão admissível. Essa situação pode ser admitida, com segurança, pelo fato de o teste hidrostático ser realizado, quase sempre, uma única vez, durante pouco tempo, com o vaso novo, com água, e em temperatura ambiente.

O valor da pressão de teste hidrostático é também estabelecido pelas normas de projeto, porque essa pressão poderá evidentemente ser tanto maior quanto maior for o coeficiente de segurança adotado pela norma para a fixação da tensão admissível.

Para os vasos construídos de acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, a pressão de teste deve ser no mínimo 1,3 vez a  $PMTA$  do vaso (correspondente à espessura corroída), conforme o parágrafo UG-99 dessa norma. A pressão de teste poderá também ser 1,3 vez a  $PMTA$  do vaso novo e frio, que será em geral um valor mais alto. Quando a  $PMTA$  do vaso não for calculada, permite-se que a pressão de teste seja:  $1,3 \times$  pressão do projeto  $\times S_c / S_h$ , em que  $S_c$  e  $S_h$  são, respectivamente, as tensões admissíveis do material em temperatura ambiente e na temperatura de projeto do vaso. Essa mesma norma chama a atenção que devem ser levados em consideração os outros carregamentos que estejam atuando simultaneamente sobre o vaso na ocasião do teste, e em particular o efeito da coluna hidrostática do líquido contido (como veremos no Item 6.7), descontando-se esse valor da pressão de teste quando for o caso.

Os vasos destinados a trabalhar com pressão externa (vasos de vácuo) devem também ser submetidos a teste hidrostático com pressão interna, que, como vimos, destina-se a verificar vazamentos de correntes de falhas em soldas e outros possíveis defeitos de fabricação. A pressão máxima de trabalho admissível do vaso será, neste caso (da mesma forma que para os vasos de pressão interna), a pressão interna que causará, na parte mais fraca do vaso, uma tensão igual à tensão admissível do material.

## 6.7 COMPARAÇÃO ENTRE AS PRESSÕES DE OPERAÇÃO, DE TESTE E MÁXIMA DE TRABALHO ADMISSÍVEL

É interessante fazer-se uma comparação entre esses diversos conceitos de pressão. Essa comparação fica clara quando se considera o gráfico da Fig. 6.2, no qual está desenhado, em escala, um vaso de pressão, e mostradas em ordenadas as cotas de elevação e em abscissas as pressões.

Nesta figura temos o seguinte:

- A reta AB mostra a variação de pressões devido somente à coluna hidrostática do vaso cheio de água; essa pressão é nula no topo e máxima no fundo.
- A linha CD é a variação de pressões na condição de operação do vaso. Acima do nível líquido (NL) a pressão é a "pressão de operação",  $P_o$ , que é constante porque é a pressão do gás; abaixo desse nível tem-se um aumento de pressão devido à coluna do líquido em operação.

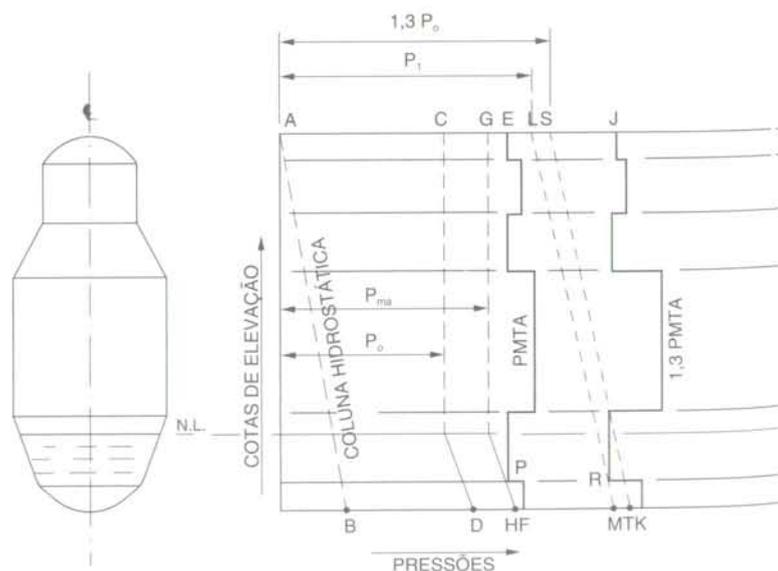


Fig. 6.2 Gráfico para determinação da PMTA e da pressão de teste hidrostático.

— A linha EF é tal que cada trecho da mesma represente a PMTA de cada parte do vaso. Essa linha (das PMTA) deve estar obrigatoriamente toda à direita da linha CD das pressões de operação. Estamos supondo, como é usual, que as PMTA tenham sido calculadas para o vaso corroído e em operação.

— Para se determinar a PMTA do vaso completo desloca-se a linha CD para a direita, paralelamente a si mesma, até encontrar em algum ponto a linha EF.

No exemplo da Fig. 6.2 o ponto de encontro é P e a nova linha é GH. A PMTA do vaso completo será a pressão  $P_{ma}$ . Vê-se que, quando a pressão no interior do vaso tiver o valor  $P_{ma}$ , a pressão no cone inferior será a própria PMTA dessa peça, isto é, a máxima pressão que a mesma pode suportar. O cone inferior será então a peça proporcionalmente mais fraca, e a que limita o valor da PMTA do vaso.

— Traça-se uma linha JK cujos trechos representam, para cada parte do vaso, o valor da pressão de teste relativa à parte em questão:  $P_t = 1,3 PMTA$ .

— Para se determinar a pressão de teste hidrostático do vaso desloca-se para a direita, paralelamente a si mesma, a linha AB (das pressões da coluna hidrostática), até encontrar em algum ponto a linha JK. No nosso exemplo o ponto de encontro é R e a nova linha é a LM. A pressão de teste hidrostático, medida no topo do vaso, será a pressão  $P_r$ .

Um erro que se observa com freqüência consiste na fixação da pressão de teste simplesmente como 1,3 vez a pressão de operação (ou de projeto), sem levar em conta a ação da coluna hidrostática e a PMTA de cada parte do vaso.

No exemplo da Fig. 6.2 a linha ST representa a variação de pressões supondo uma pressão de  $1,3 P_o$  no topo do vaso. Vê-se que nesse caso teríamos no cone inferior pressões superiores a 1,3 vez a PMTA dessa peça, o que poderia causar graves danos no vaso. Esse efeito é principalmente sensível em vasos de grande altura e para baixas pressões.

Note-se que a maioria dos vasos de pressão é testada em posição horizontal, antes da montagem no local. Nesse caso, o efeito da coluna hidrostática é em geral insignificante, e com isso a pressão de teste pode ser um pouco mais alta.

Em vasos de grande altura para baixas pressões, que devam ser testados em posição vertical, pode ocorrer que a pressão de teste determinada como anteriormente descrito resulte, no topo do vaso, em um valor inferior à pressão de operação. Nesse caso, as soldas do topo do vaso seriam testadas a uma pressão insuficiente, o que não é recomendável. Para resolver o problema permite-se aumentar a pressão de teste até que a tensão na parte mais solicitada do vaso atinja a 80% do limite inferior de elasticidade do material.

Todas as vezes que é mencionado um determinado valor da pressão de teste hidrostático, é obrigatório especificar os seguintes dados relativos a essa pressão:

- Pressão referente ao vaso novo ou ao vaso corroído, isto é, considerando-se ou não a margem para corrosão.
- Pressão com o vaso em posição horizontal ou em posição vertical.
- Ponto de medição da pressão.

## 6.8 CARGAS QUE ATUAM EM UM VASO DE PRESSÃO

São as seguintes as cargas que mais freqüentemente podem estar atuando em um vaso de pressão:

- Pressão interna.
- Pressão externa (vasos com pressão de operação inferior à atmosférica, ou partes do vaso submetidas à pressão externa).
- Peso próprio do vaso e de seus acessórios internos e externos.
- Peso do fluido contido e de catalisadores, recheios etc.
- Peso do isolamento térmico ou de outros revestimentos internos ou externos.
- Peso de escadas, plataformas, tubulações ou outras estruturas suportadas pelo vaso (inclusive peso de outros vasos).
- Esforço causado pelo vento.
- Peso de neve e efeito de terremotos (nos locais onde possam ocorrer).
- Reações de apoio dos suportes do vaso.
- Cargas provenientes de dilatações térmicas do próprio vaso.
- Cargas provenientes de dilatações térmicas de tubulações ou outras estruturas solidárias ao vaso.
- Cargas devido a gradientes de temperatura.
- Cargas dinâmicas causadas pelo movimento interno do fluido ou por variações de pressão.
- Vibrações e impactos.

É evidente que a ação dessas cargas, ou de algumas delas, pode ser simultânea, o que torna bastante difícil o cálculo exato do efeito combinado de todas as cargas atuantes.

Para a grande maioria dos vasos de pressão, as tensões devido à pressão são largamente superiores às tensões provenientes das demais causas. No caso de vasos de grandes dimensões, para pressões baixas, as tensões causadas pelos pesos podem ser importantes; para vasos de grande altura, o efeito do vento pode resultar em tensões consideráveis.

Embora o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 relacione, no parágrafo UG-32, a maioria das cargas acima citadas, dizendo que devem ser consideradas no projeto dos vasos de pressão, esse código só fornece fórmulas para o cálculo em função da pressão interna ou externa. A necessidade ou não de considerar as outras cargas atuantes, e a maneira de calcular as tensões resultantes, quando forem consideradas, ficam inteiramente a critério do projetista.

Exceto quando se tratar de vasos para serviços especiais de grande risco (vasos nucleares, por exemplo), ou para pressões ou temperaturas extremamente altas, costumam ser consideradas nos projetos apenas as seguintes cargas:

- Pressão interna ou externa.
- Pesos e sobrecargas (podem ser desprezados em certos casos para vasos cilíndricos horizontais).

— Ação do vento (só precisa ser considerada em vasos verticais e em esferas). Voltaremos a este assunto, com mais detalhes, no Item 6.9, a seguir.

Como já vimos no Item 5.6, as dilatações dão origem às denominadas tensões secundárias, que tendem a se aliviar com o tempo, e por isso não são consideradas por algumas normas de projeto.

As tensões resultantes das reações de apoio, embora não se aliviem com o tempo, são geralmente de pequeno valor, para os vasos suportados corretamente, isto é, com uma área adequada de distribuição de pesos.

## 6.9 COMBINAÇÕES DE CARREGAMENTOS, TENSÕES E ESPESSURAS

Os vasos de pressão, inclusive suas estruturas de suporte, devem ser verificados para diversas combinações de carregamentos, tensões admissíveis e espessuras de chapas.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, não estabelece nenhum critério formal para essa verificação e, por esse motivo, alguns projetistas, usuários e fabricantes de vasos de pressão têm critérios próprios, que variam bastante entre si. Vamos dar a seguir o critério da norma N-253 (Projeto Mecânico de Vasos de Pressão) da Petrobrás.<sup>1</sup> Por esse critério os vasos de pressão devem ser verificados separadamente para as seguintes cinco condições:

- I — Vaso em operação normal.
- II — Vaso em operação, em condições transitórias mais severas de curta duração.
- III — Vaso em teste hidrostático.
- IV — Vaso vazio, em montagem.
- V — Vaso em parada (fora de operação).

A Condição I significa o vaso com o fluido normalmente contido, e na pressão e temperatura de operação normal. Na Condição II consideram-se os valores máximos eventuais de pressão, de temperatura, de nível ou de densidade do fluido, que possam ocorrer durante curto período de tempo, fora das condições de operação normal.

Na Condição III considera-se o vaso completamente cheio de água, como no teste hidrostático. As Condições IV e V, com o vaso inteiramente vazio, sem pressão e em temperatura ambiente, constituem, para alguns vasos, a situação mais desfavorável no que se refere à ação do vento.

As Condições I e III são de consideração obrigatória para todo e qualquer vaso de pressão. A Condição II só precisa ser considerada quando puderem ocorrer valores de pressão, temperatura, nível ou peso do conteúdo, sensivelmente mais seve-

<sup>1</sup>Transcrito com permissão. Cortesia de Petróleo Brasileiro S.A. — Petrobrás.

ros do que as condições normais de operação; isso pode acontecer em situações de partida, parada, emergência, ou qualquer outra situação anormal ou transitória. As pequenas flutuações, dentro da operação normal, são consideradas como na Condição I.

As Condições IV e V só precisam ser consideradas quando representarem condições mais severas do que as de operação normal.

As combinações de carregamentos, tensões admissíveis e espessuras, para cada uma dessas condições descritas, são as seguintes:

#### Condição I:

- Carregamentos: consideração do efeito simultâneo das seguintes cargas:
  - Pressão interna (ou externa) de projeto, na temperatura de projeto.
  - Peso do fluido normal de operação, no nível normal de operação.
  - Peso próprio do vaso e de todas as cargas permanentemente suportadas pelo vaso.
  - Efeito do vento (não precisa ser considerado para vasos horizontais).
- Tensões admissíveis: tensões admissíveis fornecidas pela norma de projeto do vaso, para a temperatura de projeto.
- Espessuras: espessuras do vaso corroído, isto é, espessuras nominais menos a margem para corrosão.

#### Condição II:

- Carregamentos: consideração do efeito simultâneo das seguintes cargas:
  - Pressão interna (ou externa) máxima na situação de curta duração e na temperatura de curta duração.
  - Peso máximo do fluido contido, na situação de curta duração.
  - Peso próprio do vaso e de todas as cargas permanentemente suportadas pelo vaso.
- Tensões admissíveis: distinguem-se dois casos:
  - Para temperaturas abaixo da faixa de fluência do material, podem ser adotadas as tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 2, desde que seja feito um estudo de análise de tensões como e quando exigido por esse código.
  - Para temperaturas dentro da faixa de fluência do material, as tensões admissíveis podem seguir o critério do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, tomando-se por base as propriedades do material (limites de resistência e de elasticidade) obtidas em ensaios de curta duração (*Short-time properties*), na temperatura considerada.
- Espessuras: como para a Condição I.

#### Condição III:

- Carregamentos: consideração do efeito simultâneo das seguintes cargas:
  - Pressão interna de teste hidrostático como definido no Item 6.6.

- Peso próprio do vaso, completamente cheio de água e peso de todas as cargas permanentes suportadas pelo vaso na situação de teste hidrostático.
- Tensões admissíveis: a tensão máxima na parte mais solicitada do vaso não pode exceder de 80% do limite de elasticidade do material, na temperatura ambiente.
- Espessuras: normalmente são consideradas as espessuras nominais (não corroídas). Poderá ser verificado para as espessuras corroídas com uma pressão de teste mais baixa.

#### Condição IV:

- Carregamentos: consideração do efeito simultâneo das seguintes cargas:
  - Peso próprio do vaso vazio.
  - Efeito do vento (não precisa ser considerado para vasos horizontais).
- Tensões admissíveis: tensões admissíveis fornecidas pela norma de projeto, para a temperatura ambiente, acrescidas de 20%.
- Espessuras: espessuras nominais das chapas.

#### Condição V:

- Carregamentos: consideração do efeito simultâneo das seguintes cargas:
  - Peso próprio do vaso (vazio) e de todas as cargas permanentes suportadas pelo vaso.
  - Efeito do vento (não precisa ser considerado para vasos horizontais).
- Tensões admissíveis: como para a Condição IV.
- Espessuras: como para a Condição I.

Em casos especiais pode ser necessário considerar, nas Condições I e II, o efeito adicional simultâneo de outras cargas atuantes, como relacionado no Item 6.8.

Para todas as partes do vaso que sofrem sensível redução de espessura no processo de conformação (parcela  $e_p$ , da Fig. 6.1), deve ser considerada a espessura mínima depois da conformação.

## 6.10 CONDIÇÕES DE PROJETO DE TROCADORES DE CALOR

Nos trocadores de calor existem, como já vimos, dois circuitos diferentes de circulação, nos quais além de as temperaturas serem diferentes, são também quase sempre diferentes os fluidos e as pressões. Para cada um desses dois circuitos (lado do casco e lado dos tubos) teremos então valores diferentes para a pressão de projeto, temperatura de projeto, *PMTA* e pressão de teste hidrostático. Por essa razão, algumas considerações especiais devem ser feitas sobre as condições de projeto das diversas partes dos trocadores de calor.

O casco, a tampa do casco, o flange do casco (do lado da tampa) e outras peças que fazem parte do casco (pescoço e flanges de bocais, chapas de reforço de bocais

etc.) devem ser projetados para a pressão e temperatura de projeto do casco, como se fossem partes de um vaso de pressão qualquer.

O carretel, a tampa do carretel, o flange do carretel (do lado da tampa) e outras peças que fazem parte do carretel (pescoço e flanges de bocais, chapas de reforço de bocais etc.) devem ser projetados para a pressão e temperatura de projeto do lado dos tubos. As chicanas do carretel e do casco não precisam ser calculadas para a pressão, bastando que tenham a espessura mínima estrutural, acrescida da margem para a corrosão.

Os espelhos fixo e flutuante, e os flanges do casco e do carretel, que se prendem no espelho fixo, devem ser projetados para a mais severa condição que prevalecer, do lado do casco ou dos lados dos tubos, como se só estivesse circulando o fluido correspondente a essa condição mais severa.

Os tubos do feixe tubular e a tampa do espelho flutuante devem ser projetados para a pressão interna do lado dos tubos e para a pressão externa do lado do casco, cada uma considerada como atuando separadamente. Em alguns casos excepcionais essas peças podem ser projetadas para a diferença entre essas pressões. Tal consideração, entretanto, só é admissível quando houver absoluta garantia de que ambas as pressões atuem sempre simultaneamente, o que exige que se tenha o mesmo fluido passando sucessivamente no casco e nos tubos do trocador, e que não exista nenhuma válvula de fechamento nesse circuito. Além do mais, o projeto para a pressão diferencial só se justifica quando ambas as pressões forem altas.

Para todas as partes em contato com ambos os fluidos (tubos, espelhos etc.), a temperatura de projeto deverá ser determinada com o seguinte critério:

- Temperaturas acima de 0°C: considerar a temperatura do fluido mais quente.
- Temperaturas abaixo de 0°C: considerar a temperatura do fluido mais frio.

A temperatura de projeto para os parafusos, estojos, porcas e juntas deverá ser a mesma do respectivo flange. Para os flanges de ligação do carretel com o casco (ou do carretel com o espelho e o casco), a temperatura de projeto dessas peças será a maior temperatura de projeto do flange do casco ou do flange do carretel.

No caso de trocadores com mais de um casco em série, podem ser estabelecidas temperaturas de projeto diferentes para cada casco, em função das temperaturas de operação de cada um. Esse critério não precisa ser observado somente quando as diferenças de temperatura entre os diversos cascos forem pequenas, não resultando em materiais diferentes ou em diferentes valores das tensões admissíveis.

## Detalhes e Acessórios em Vasos de Pressão Convencionais

### 7.1 DETALHES EM VASOS DE PRESSÃO CONVENCIONAIS

Vamos ver neste capítulo uma série de detalhes construtivos usuais em vasos de pressão de construção convencional. Todos esses detalhes referem-se apenas aos vasos de construção metálica, que representam a imensa maioria dos vasos de pressão; não se aplicam portanto aos vasos de materiais plásticos reforçados, que exigem detalhes diferentes especiais.

Os detalhes descritos neste capítulo são as disposições construtivas de uso mais generalizado; entretanto, outros detalhes poderão ser adotados, dependendo da prática de projetistas, usuários e fabricantes de vasos de pressão, bem como para atender a casos especiais. Muitas das recomendações citadas neste capítulo não são exigências de normas de projeto, mas apenas detalhes usuais de boa prática, que devem ser observados sempre que possível. Os detalhes que são exigências de normas estão sempre expressamente indicados como tais.

No Cap. 8 serão vistos outros detalhes construtivos para alguns tipos especiais de vasos de pressão, como vasos construídos de chapas cladeadas, vasos com revestimentos internos, vasos com camisa externa, etc.

### 7.2 ABERTURAS NOS VASOS DE PRESSÃO

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

- Ligação com tubulações de entrada e de saída das diversas correntes fluidas.
- Instalação de instrumentos.
- Drenagem e respiro.
- Bocas de visita ou de inspeção, para acesso ao interior do vaso.
- Ligação com outros corpos do próprio vaso de pressão.
- Desmontagem ou remoção de peças internas, ou de recheios, catalisadores etc.
- Ligação direta com outros vasos.

As aberturas tanto podem ser feitas no casco como nos tampos do vaso. A grande maioria das aberturas têm seção transversal circular e eixo perpendicular à parede do vaso. Algumas vezes podemos ter aberturas com o eixo inclinado em relação à parede do vaso; mais raramente podemos também ter aberturas com seção transversal não-circular (elíptica, oval, oval modificada etc.), sendo entretanto importante que em qualquer caso a abertura tenha um formato arredondado, sem ângulos vivos ou trechos retos, para atenuar as descontinuidades geométricas e reduzir as concentrações de tensões.

A Fig. 7.1 mostra vários exemplos de aberturas em vasos: as aberturas A, B, C, D e E são para ligação a tubulações externas, sendo que a B é no tampo inferior, as C e D são em um corpo desmontável acoplado ao casco principal do vaso, e a E tem o eixo inclinado em relação à parede do vaso. As aberturas F<sub>1</sub>, F<sub>2</sub> e G destinam-se à instalação de instrumentos, e as aberturas H e J são, respectivamente, para respiro e dreno do vaso. A abertura K é uma boca de visita, a L destina-se à ligação a um corpo desmontável do próprio vaso, e a M tem por finalidade permitir a remoção direta de uma peça interna (misturador).

Qualquer abertura causa sempre um enfraquecimento local na parede de pressão do vaso, e daí a necessidade de reforços, como veremos no Item 7.3. Esse enfraquecimento é maior para as aberturas não-circulares ou com o eixo não-perpendicular à parede do vaso, e por isso essas aberturas devem ser evitadas sempre que possível. Devem também ser evitadas, exceto quando de diâmetro muito pequeno — até 35-40mm, por exemplo —, as 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 entretanto que, quando a distância livre entre as aberturas é superior ao diâmetro médio dessas aberturas, o efeito de superposição já não é mais sensível, e pode ser desprezado. 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 vez o seu diâmetro médio. A Divisão 2 desse código (parágrafo AD-501) exige cálculos especiais de análise de tensões no caso de duas aberturas cuja distância entre centros (medida na superfície interna do vaso) for inferior a três vezes a soma dos raios das aberturas — para aberturas nos tampos ou ao longo de uma geratriz de um casco cilíndrico —, e inferior a duas vezes a soma dos raios para aberturas ao longo de uma circunferência de um casco cilíndrico. Esse mesmo parágrafo do código ASME, Seção VIII, Divisão 2, permite aberturas com formato não-circular, exigindo porém cálculo de análise de tensões para aberturas com relação de semi-eixos maior do que 1,5.

As normas de projeto permitem em geral aberturas de quaisquer dimensões, mas, para dimensões acima de certos limites, são feitas exigências especiais.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, exige cálculos e reforços especiais para as aberturas em cascos cilíndricos cujo diâmetro seja superior aos seguintes limites (parágrafo UG-36):

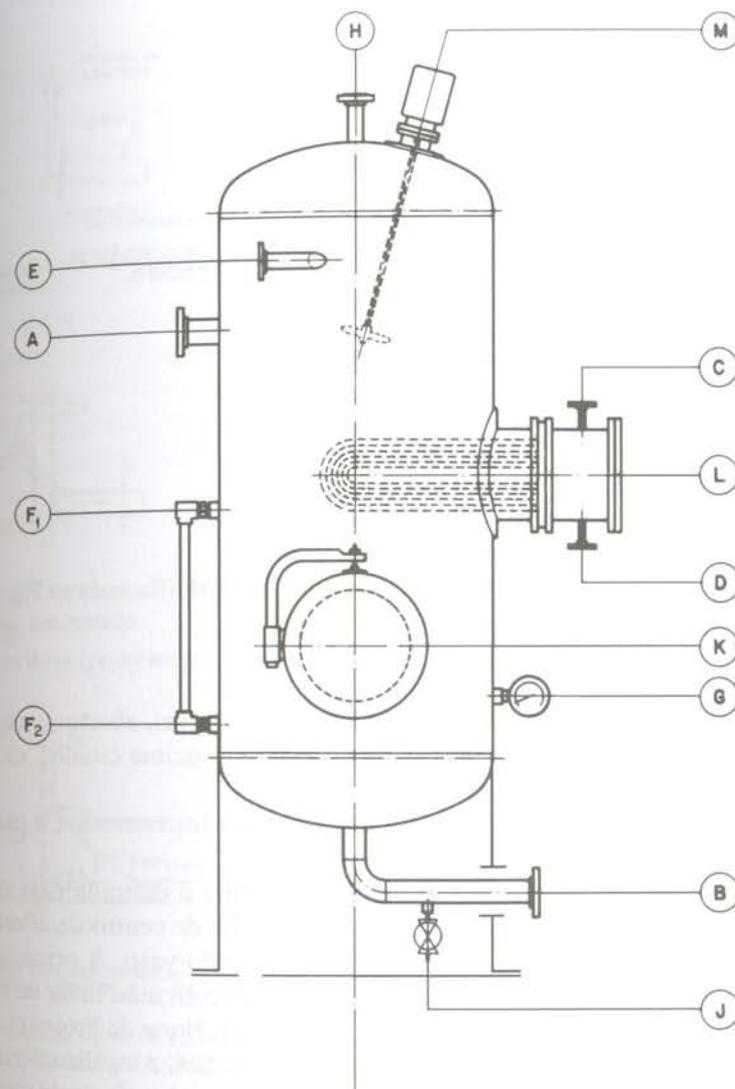


Fig. 7.1 Aberturas em um vaso de pressão.

— Vasos com diâmetro até 1.530mm: metade do diâmetro do vaso, com o máximo de 510mm.

— Vasos com diâmetro acima de 1.530mm: um terço do diâmetro do vaso, com o máximo de 1.020mm.

De acordo com essa mesma norma, as aberturas em cascos esféricos ou em tampos, cujo diâmetro for maior do que a metade do diâmetro do vaso, devem ter um trecho de concordância toroidal de dupla curvatura, como mostra a Fig. 7.2.

A Divisão 2 do código ASME exige o cálculo de análise de tensões para quaisquer aberturas com diâmetro superior à metade do diâmetro do vaso.

VALOR MÍNIMO DE  $r_L$ ,  
O MAIOR ENTRE

$$\begin{cases} 0,12 (R_L + e) \\ 3e \end{cases}$$

VALOR MÍNIMO DE  $r_S$ ,  
O MAIOR ENTRE

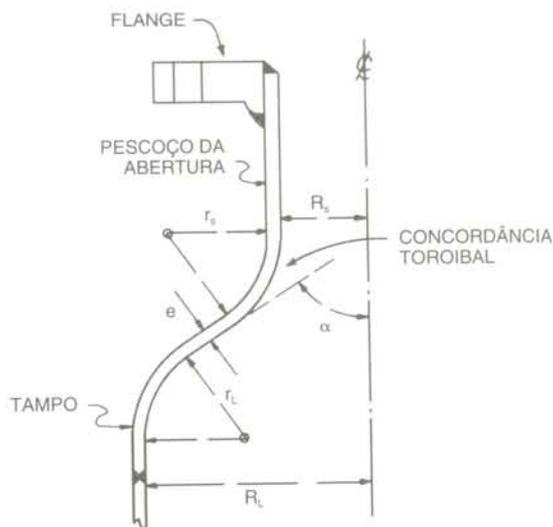
$$\begin{cases} 0,12 (R_S + e) \\ 3e \end{cases}$$


Fig. 7.2 Abertura de grande diâmetro com concordância toroidal. (Baseada na Fig. UG-36 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

De um modo geral, procura-se evitar, sempre que possível, aberturas cujo formato, dimensões ou localização estejam fora dos limites acima citados, exigindo cálculos especiais ou outros cuidados.

As aberturas para ligação de tubulações externas, para instrumentos, e para drenos e respiros, são chamadas de bocais (*nozzles*).

Em vasos verticais a localização de qualquer abertura é definida pela cota de elevação e pela orientação. A cota de elevação (da linha de centro de abertura) é sempre referida ao plano da linha de tangência inferior do vaso. A orientação da abertura é o ângulo que faz a linha de centro da mesma com uma linha de origem arbitrária, usualmente denominada de Norte Descritivo ou Norte de Projeto\* da instalação onde o vaso estiver situado. Para os vasos horizontais, a localização de uma abertura é definida pela cota de elevação (acima de um plano de referência qualquer) e pela distância da linha de centro da abertura até uma das linhas de tangência do vaso.

### 7.3 REFORÇOS NAS ABERTURAS

Qualquer abertura é sempre um ponto fraco na parede de pressão de um vaso. A pressão interna tende a provocar uma deformação local na parede do vaso (como mostra em tracejado a Fig. 7.3 (a)), e além disso há uma concentração de tensões nas bordas da abertura, em consequência da descontinuidade geométrica representada pela própria abertura.

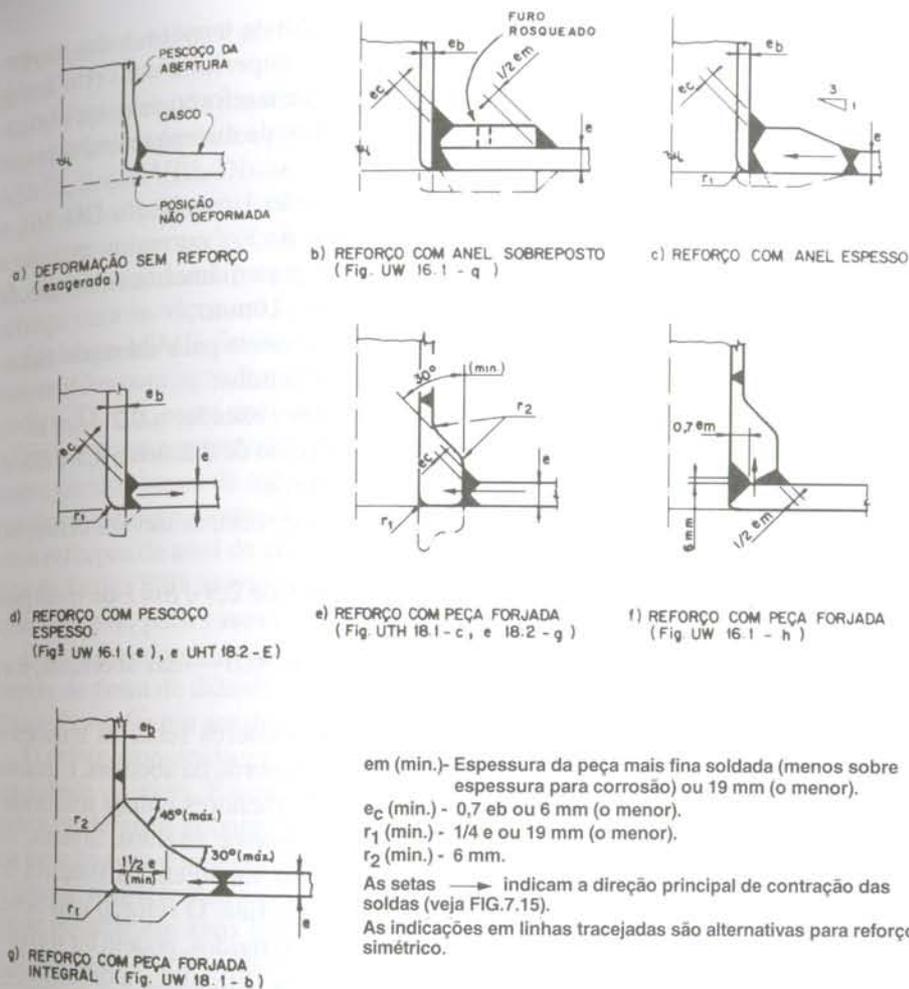


Fig. 7.3 Alguns tipos de reforços em aberturas. (Baseada nas Figs. UW-16.1, UHT-18.1 e UHT-18.2, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

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 de pressão do vaso, tais como transições de formato geométrico ou transições de espessura;
- Assimetria da abertura;
- Cargas externas exercidas sobre a abertura, tais como peso ou empuxo de tubulações ligadas a bocais do vaso.

Por essa 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.

\*Veja nota de rodapé na pág. 127.

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

De acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-36), o reforço é exigido para aberturas de diâmetro nominal de  $3\frac{1}{2}$ " ou maior, quando a espessura de parede do vaso é de 10mm, ou menor, e para diâmetros nominais de  $2\frac{3}{8}$ " ou maior, quando a espessura de parede é superior a 10mm.

A Divisão 2 do código ASME dispensa o reforço somente para aberturas circulares desde que todos os seguintes requisitos sejam atendidos:

- Para uma única abertura, o seu diâmetro não deve exceder a  $0,2\sqrt{Rm e}$ .
- Para duas ou mais aberturas — dentro de um círculo de diâmetro  $2,5\sqrt{Rm e}$ , a soma de seus diâmetros não deve exceder a  $0,25\sqrt{Rm e}$ .
- Para duas ou mais aberturas sem reforço, os seus centros devem distar, no mínimo, 1,5 vez a soma dos seus diâmetros.
- Nenhuma abertura deve ter o seu centro a menos de  $2,5\sqrt{Rm e}$  de qualquer região altamente tensionada da parede do vaso.

Em todas essas expressões  $Rm$  é o raio — ou o raio médio — das aberturas, e  $e$ , a espessura nominal da parede do vaso.

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 for 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, porém, ser excessivo: 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 contração das soldas.

A Fig. 7.3 mostra vários tipos básicos usuais desses reforços; em alguns casos podemos ter reforços compostos da combinação de mais de um tipo básico.

O tipo da Fig. 7.3 (b) é um anel de chapa, geralmente de mesma espessura do casco, sobreposto ao casco, e soldado a este por 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; tem entretanto alguns sérios inconvenientes:

- 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* usar esses anéis de reforço nos seguintes casos:

- Espessura da parede do vaso acima de 50mm.
- Vasos calculados por análise de tensões (projeto pelo Apêndice 4 do código ASME, Seção VIII, Divisão 2, por exemplo).
- Vasos para serviços com hidrogênio (veja Item 8.7).
- Vasos para serviços fortemente cíclicos.

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 o uso desses anéis para vasos construídos com aços de alta resistência (parágrafo UHT-17, 18). Pela Divisão 2 do código ASME, esses anéis não são permitidos para espessuras de parede acima de 62mm — caso em que são exigidas todas as soldas com penetração total —, bem como para os vasos de aço com limite de resistência superior a 56 kg/mm<sup>2</sup>, ou destinados a serviços altamente cíclicos. É importante notar também que para os vasos com reforços de anel de chapa, essa norma faz exigências mais severas para a análise de fadiga para serviços cíclicos (parágrafo AD-160-3), 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 de 6mm 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 Fig. 7.3(c) é um disco de maior espessura, soldado a topo na parede do vaso. É uma solução mais cara do que a anterior, mas que 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 do anel de reforço com o casco e com o pescoço, que pode resultar em altas tensões residuais; como será visto no Item 7.8, a força de contração da solda — que é a causa das tensões residuais — é sempre tanto maior quanto maior for a área da seção transversal da solda, e quanto maior for a rigidez das partes soldadas. Pode-se controlar essa desvantagem pelo tratamento térmico de alívio de tensões, que pode somente ser dispensado quando o casco e o pescoço não tiverem espessuras muito grandes, diminuindo com isso a rigidez da construção.

No reforço mostrado na Fig. 7.3(d) temos o próprio pescoço tubular de maior espessura. É um sistema muito conveniente e econômico para diâmetros até 250mm, para os quais o pescoço é um tubo sem costura ou um tubo forjado. A restrição da solda é menor do que no caso anterior, e por isso o alívio de tensões em geral não é necessário. Nas Figs. 7.3(e) e (f) o reforço é conseguido por uma peça forjada especial, sendo por isso sempre sistemas caros. No tipo da Fig. 7.3(e) a distribuição de tensões é bastante boa, mas há uma excessiva restrição na solda, e por esse motivo deve ser exigido o alívio de tensões mesmo para cascos de espessura não muito grande. No modelo da Fig. 7.3(f) a restrição da solda é bem menor — porque a contração da solda é na direção do eixo da abertura —, resultando em tensões residuais mais baixas, não sendo assim tão exigível o alívio de tensões. Em compensação, há

o grande defeito de a solda do reforço estar quase só na superfície da chapa do casco, o que exige um exame rigoroso dessa chapa para garantir a ausência de defeitos, e o conhecimento da resistência mecânica da chapa na direção perpendicular à sua superfície (direção Z). A penetração total dessa solda é muito difícil de ser conseguida, e a preparação do chanfro é também sempre difícil, principalmente para diâmetros inferiores a 6". Note-se que a penetração total da solda é necessária para uma correta distribuição de tensões.

Finalmente, a Fig. 7.3(g) mostra um reforço com uma peça forjada integral, soldada a topo na parede do vaso. É uma construção muito cara mas que resulta na melhor distribuição de tensões e na maior resistência mecânica. O tratamento térmico de alívio de tensões deve também em geral ser exigido, devido à grande extensão e rigidez da solda no casco.

Os reforços mostrados em tracejado nas Figs. 7.3(b), (c), (d), (e) e (g), embora sejam de uso mais raro, têm melhor simetria, melhorando com isso, em cada caso, a distribuição de tensões.

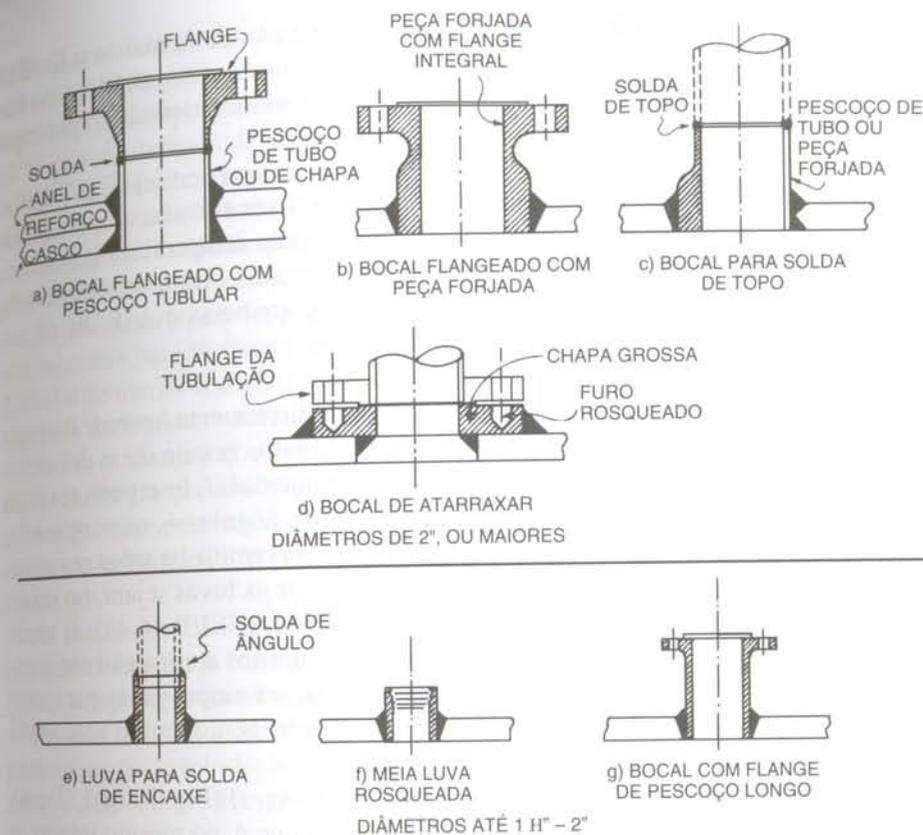
Permite-se o uso de quaisquer tipos de reforços das Figs. 7.3(c), (d), (e) e (g) em todos os casos, mesmo quando o anel de reforço da Fig. 7.3(b) não é permitido. O tipo da Fig. 7.3(f) não é aceito pelo código ASME, Seção VIII, para os vasos construídos com aços de alta resistência, nem para os vasos projetados de acordo com a Divisão 2 do código.

As exigências dimensionais, inclusive dimensões de soldas, mostradas na Fig. 7.3, são do código ASME, Seção VIII. Para os tipos de reforço que apresentam soldas com grande restrição — isto é, peças a soldar com grande rigidez na direção da contração da solda —, os reforços com peças forjadas são melhores e mais seguros do que os feitos a partir de chapa (empregados às vezes por motivo de economia), devido à possibilidade de decoação lamelar das chapas; veja sobre este assunto o Item 7.8. Chama-se a atenção que todos os tipos de reforço mostrados na Fig. 7.3, com exceção do tipo (g), exigem técnicas especiais para a radiografia das soldas, devido às grandes diferenças de espessura, sendo assim não recomendados nos casos em que for exigida a radiografia total de todas as soldas (veja Item 7.8 e Cap. 12).

O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 e 2 fornece um procedimento de cálculo da seção transversal necessária para o reforço de aberturas, baseado no princípio de "compensação de áreas" (veja Item 10.14). Esse cálculo, que é muito simples, não se aplica às aberturas com formato, dimensões ou localização fora dos limites já citados no Item 7.2, onde são exigidos cálculos mais precisos por análise de tensões; essa é mais uma razão para se procurar evitar tais aberturas nos vasos de pressão.

## 7.4 BOCAL PARA VASOS DE PRESSÃO

Geralmente o sistema de construção dos bocais de grande diâmetro (diâmetro nominal de 2", ou maior) difere do sistema usado para os bocais pequenos (diâmetros até 1½"), como mostra a Fig. 7.4.



NOTA: PARA DETALHES DAS SOLDAS, VEJA FIGS. 7.12, 7.13 e 7.14

Fig. 7.4 Alguns tipos de bocais em vasos de pressão.

Para os diâmetros grandes temos os seguintes principais sistemas de construção: — Bocal flangeado, com pescoço tubular (Fig. 7.4(a)). Esse é o sistema usado na grande 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 nominais até 10"-12", e de tubo ou de chapa calandrada e soldada para diâmetros maiores. Neste último caso, deve haver de preferência uma única solda longitudinal. Existem diversos tipos de flanges e de modos de fixação do flange ao pescoço, como veremos no Item 7.5.

— Bocal flangeado com peça forjada integral (Fig. 7.4(b)). É um sistema de construção cara e difícil — e por isso mesmo rara — que pode ser necessária para vasos de alta pressão. A peça forjada já contém o reforço necessário para a abertura.

— Bocal para solda de topo (*stub-end nozzle*) (Fig. 7.4(c)). Consiste simplesmente em 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, e por isso é empregado ape-

nas em alguns raros casos de pressões muito altas ( $100\text{kg/cm}^2$ , ou mais) ou fluidos muito perigosos, para os quais os bocais flangeados seriam antieconômicos ou inseguros, devido à possibilidade de vazamentos. Para pressões elevadas o pescoço tubular é uma peça forjada integral.

— Bocal de atarraxar com parafusos prisioneiros (*pad type nozzle*) (Fig. 7.4(d)). 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  $10\text{kg/cm}^2$ ) e fluidos não-perigosos. Além da dificuldade de se conseguir boa vedação, há possibilidade de desgaste ou avaria, de difícil reparação, na rosca dos furos dos parafusos prisioneiros.

Para os bocais de pequeno diâmetro temos:

— Luva (ou meia luva) forjada (*coupling*), soldada diretamente à parede do vaso (Fig. 7.4 (e) e (f)). É o sistema empregado na maioria dos bocais até o diâmetro nominal de  $1H'$ , tanto para tubulações como para instrumentos. A luva pode ser para solda de encaixe — presa à tubulação por uma solda de ângulo —, ou rosqueada, empregando-se essa última nos casos em que se podem permitir ligações rosqueadas no vaso. Exige-se geralmente, em qualquer caso, que as luvas sejam, no mínimo, de classe de pressão 6.000 (de acordo com a norma ANSI B-16.11). É recomendável evitar o uso de luvas para serviços muito sujeitos à corrosão em frestas (*crevice corrosion*). As luvas também não podem ser empregadas para certos serviços específicos, como, por exemplo, para hidrogênio, como será visto no Cap. 8.

— Flanges de pescoço longo (*long welding neck flanges*) (Fig. 7.4(g)). 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, que é bem mais cara do que a luva, é empregada para os casos em que as luvas ou os flanges para solda de encaixe (veja Item 7.6) não são recomendados ou não podem ser usados.

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.
  - Dar uma distância mínima entre as soldas nos flanges e na parede do vaso.
- São os seguintes os valores usualmente adotados para essa projeção:
- Diâmetros nominais até 12" (inclusive): 200mm.
  - Diâmetros nominais acima de 12": 250mm.

Estes valores são medidos da superfície interna do vaso até a face do flange. Nos vasos que tenham isolamento térmico ou qualquer outro revestimento externo, essa projeção deve ser aumentada da espessura do revestimento.

Os bocais para dreno ou para respiro não devem nunca ter qualquer projeção interna; os bocais para outras finalidades, não têm em geral nenhuma projeção interna, exceto quando essa projeção for necessária (por exemplo, para remate de um revestimento interno: veja Cap. 8, Fig. 8.8). Em qualquer caso, a aresta interna dos bocais deve ser arredondada por esmerilhamento, com um raio de 6-10mm.

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. Essa regra é válida inclusive para os vasos cilíndricos inclinados, como o mostrado na Fig. 2.1(d). Em vasos cilíndricos verticais quase todos os bocais costumam ter o eixo perpendicular à parede do vaso; excepcionalmente, alguns bocais de entrada de líquidos podem ter o eixo tangente à parede, para evitar impacto de corrente líquida com peças internas ou com a parede oposta do vaso. Essa disposição, que é de construção bem mais difícil e de menor resistência mecânica, pode ser adotada nos bocais de entrada de líquidos de grandes vazões, grandes velocidades, ou líquidos abrasivos.

Todos os flanges que estiverem em posição horizontal devem ser sempre colocados de forma que as direções ortogonais de projeto da instalação<sup>1</sup> a que pertence o vaso passem pelo meio do intervalo entre dois parafusos consecutivos; quando em posição vertical, a linha vertical deve passar no meio do intervalo de dois parafusos.

As espessuras dos pescoços dos bocais devem ser calculadas como para os cascos cilíndricos (veja Item 2.4), recomendando-se entretanto que sejam no mínimo iguais à espessura da tubulação que estiver conectada.

Devido à dificuldade de obtenção de flanges, tubos etc., e também por motivo de padronização de tubulações, devem ser evitados bocais com os diâmetros nominais de  $1\frac{1}{4}$ ",  $2\frac{1}{2}$ ",  $3\frac{1}{2}$ ", 5".

## 7.5 BOCAS DE VISITA E DE INSPEÇÃO

As bocas de visita (*man-hole*) são aberturas fechadas por meio de tampas removíveis, permitindo o acesso de pessoas ao interior do vaso, para inspeção, limpeza, manutenção, montagem e remoção de 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 de 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. Por esse código, são as seguintes as dimensões mínimas dessas aberturas:<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Chamam-se "direções ortogonais de projeto" duas direções perpendiculares entre si — denominadas de norte-sul e leste-oeste de projeto —, escolhidas arbitrariamente em cada projeto para a orientação geral de ruas, avenidas, acessos, tubulações horizontais, linhas de centro de equipamentos etc., bem como para o alinhamento de prédios e outras construções.

<sup>2</sup> A Divisão 2 do código ASME exige, em alguns casos, bocas de inspeção com diâmetros mínimos ligeiramente maiores (parágrafos AD-1001, 1002, 1003, 1010, 1020).

Vasos com diâmetro de 300 a 450mm: duas aberturas de diâmetro nominal de 1/2".

Idem, de 450 a 800mm: duas aberturas de diâmetro nominal de 2".

Idem, mais de 900mm: uma boca de visita, ou pelo menos duas aberturas de diâmetro nominal de 6".

Pela prática corrente, é usual a colocação de pelo menos uma boca de visita em cada compartimento de todos os vasos com diâmetros acima de 600mm, exceto quando for geometricamente impossível; os vasos de menor diâmetro, para serviços limpos e sem peças internas, podem ter somente uma boca de inspeção de 8" a 12" de diâmetro. Qualquer vaso com diâmetro até 750mm, inclusive para serviços corrosivos ou com peças internas, podem ter um dos tampos flangeado e removível, em lugar da boca de visita; para os vasos verticais, o tampo removível deve ser o tampo superior.

O diâmetro mínimo de uma boca de visita para permitir a entrada de pessoas é de 400mm (16"), sendo entretanto sempre conveniente adotar os seguintes diâmetros mínimos, desde que as dimensões do vaso permitam:<sup>3</sup>

Bocas de visita para a entrada eventual de pessoas: 450mm (18").

Idem, para entrada mais freqüente: 500mm (20").

Idem, para montagem e remoção de peças internas: 600mm (24").

A construção da maioria das bocas de visita e de inspeção é igual à de um bocal flangeado de grande diâmetro (Fig. 7.4(a)), com tampa plana aparafusada. Na maioria das vezes essas tampas são flanges cegos, com dimensões e espessuras normalizadas (veja Item 7.6 a seguir); para bocas de visita com diâmetro muito grande (mais de 600mm, por exemplo), principalmente quando para pressões elevadas, a tampa pode ter uma calota elipsoidal ou toriesférica, para redução de peso e de custo (Fig. 7.5 (d)).

Como a tampa é sempre uma peça de grande peso, deve haver um dispositivo de manobra para facilitar a sua remoção e manuseio, e também evitar acidentes. Esse dispositivo pode ser um braço giratório (denominado "turco" (*davit*)), ou dobradiças. Na Fig. 7.5(a) está mostrado um turco para bocas de visita com tampa no plano vertical, em 7.5(b) um turco para bocas com tampa no plano horizontal, e em 7.5(c) uma tampa no plano vertical com dobradiças. As tampas no plano horizontal, abrindo

<sup>3</sup> O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-46), permite bocas de visita circulares com diâmetro mínimo de 380mm, e bocas de visita elípticas ou oblongas com dimensões mínimas de 280 x 380mm ou 250 x 400mm; essas dimensões mínimas devem entretanto ser evitadas.

A norma N-253, da Petrobrás, especifica os seguintes diâmetros mínimos para bocas de visita:

Diâmetro interno do vaso (mm)	Vasos sem peças internas desmontáveis	Vasos com peças internas desmontáveis
800 - 900	400mm	400mm
900 - 1.000	450mm	450mm
acima de 1.000	450mm	500mm

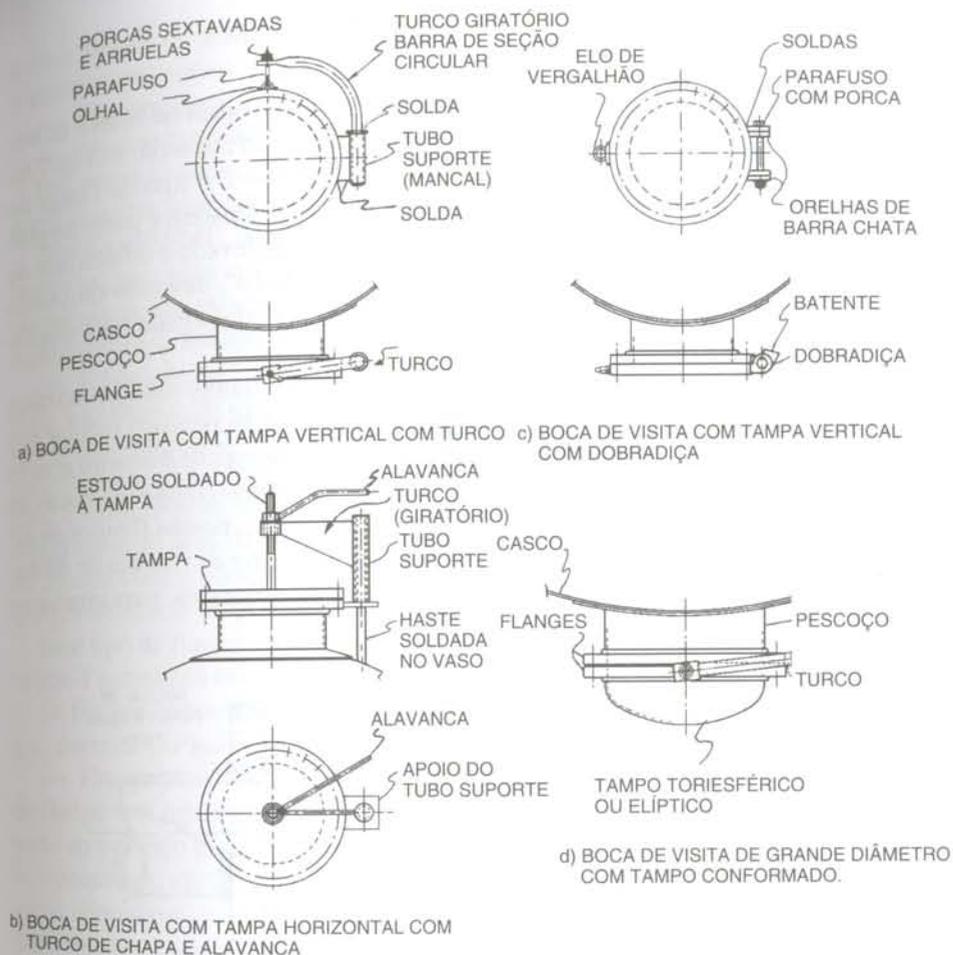


Fig. 7.5 Alguns tipos de bocas de visita.

para cima, também podem ter dobradiças, mas a manobra é difícil e perigosa, só se admitindo para tampas com peso até 80kg.

As bocas de visita com tampa no plano horizontal, abrindo para baixo, são muito perigosas, só se admitindo quando não houver outra solução possível, devendo ser exigido neste caso um dispositivo seguro contra a queda da tampa.

Existem ainda bocas de visita com o formato ovalado, com dispositivo de abertura rápida. Esse sistema é tradicional para as bocas de visita dos tubulões de caldeiras, sendo pouco usado para outras finalidades.

As recomendações vistas no Item 7.4 sobre projeção externa e interna de bocais, bem como as relativas à posição de instalação dos flanges e ao cálculo de espessura do pescoço, aplicam-se também às bocas de visita e de inspeção.

## 7.6 FLANGES E FACES DE FLANGES

Há vários tipos de flanges que são empregados para bocais, bocas de visita e de inspeção, e outras ligações flangeadas em vasos de pressão, como mostrado na Fig. 7.6:

— Flange de pescoço (*welding neck* — Fig. 7.6(a)) — é o tipo de flange de maior resistência mecânica e que dá melhor distribuição de tensões; é preso ao pescoço tubular por uma única solda de topo. Devido ao custo elevado e dificuldade de obtenção é pouco usado para diâmetros nominais acima de 14", devendo entretanto ser preferido para diâmetros até esse limite. Não deve ser empregado para diâmetros nominais abaixo de 1½".

— Flange sobreposto (*slip-on* — Fig. 7.6(b)) — é um flange mais econômico mas bem menos resistente do que o anterior, sendo fixado ao pescoço tubular por duas soldas em ângulo. É empregado principalmente para flanges de diâmetro grande (14", ou maior) e não-ligados a tubulações externas, tais como flanges de bocas de visita, flanges de corpo e carretel de trocadores de calor etc.; nesses flanges os esforços mecânicos são bem menores porque não existe o peso e as reações de dilatação da tubulação. Pode também ser usado, por motivo de economia, para quaisquer

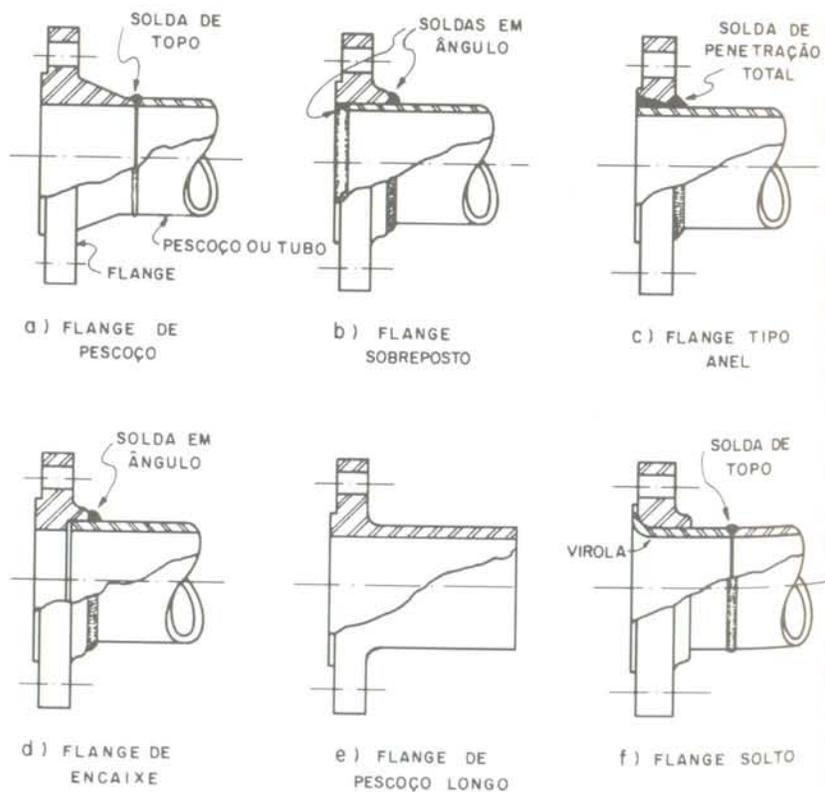


Fig. 7.6 Tipos de flanges.

outros flanges de diâmetro nominal acima de 12", recomendando-se nesse caso as seguintes limitações:

- Não empregar para serviço com hidrogênio (veja Item 8.7).
  - Não recomendado para classes de pressão acima de 300# (veja adiante neste Item).
- Em qualquer caso, esses flanges não são também recomendados para vasos em que a margem para corrosão for superior a 3mm.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2 não permite o emprego de flanges sobrepostos para aços com limites de resistência acima de 5.600kg/cm<sup>2</sup>, e para pescoços tubulares com espessuras acima de 21mm; exige ainda para esses flanges o critério mais rigoroso de análise de fadiga, como para os bocais com reforço em anel de chapa.

— Flange do tipo anel (*ring type flange* — Fig. 7.6(c)) — 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 (veja Item 8.7) e vasos construídos de aços de alta resistência, e muito recomendada para vasos projetados de acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 2, bem como para todos os flanges de classe de pressão 600#, ou acima.

Esse tipo de flange é usado em diâmetros grandes, nos casos em que o sobreposto não é permitido ou não é recomendado.

Os flanges do tipo anel não são peças padronizadas pela norma dimensional de flanges, devendo por isso ser especialmente calculados e dimensionados em cada caso.

— Flange para solda de encaixe (*socket-weld flange* — Fig. 7.6(d)) — 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 diâmetros pequenos, até 2". Não é recomendado para serviço com hidrogênio e para serviços corrosivos, como veremos nos Item 8.7. Alguns projetistas e usuários limitam também o seu uso somente para classes de pressão até 300#, inclusive.

— Flange de pescoço longo (*long welding neck flange* — Fig. 7.6(e)) — 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 na Fig. 7.4(g); empregam-se em diâmetros pequenos nos casos em que não se permitem ou não se recomendam os flanges para solda de encaixe.

— Flange solto (*lap-joint flange* — Fig. 7.6(f)) — é um flange usado exclusivamente, por motivo de economia, para alguns vasos construídos de materiais de alto custo, para serviços corrosivos. O flange está completamente solto do pescoço tubular e fora do contato com o meio corrosivo, podendo assim ser sempre de aço-carbono. O pescoço tubular neste caso é uma peça especial, chamada "virola" ou "pesta", do mesmo material do vaso, e que serve de batente para o flange. A resistência mecânica desses flanges é bastante baixa; por esse motivo não costumam ser usados para pressões acima de 4kg/cm<sup>2</sup>, ou para temperaturas acima de 250°C.

Idealmente todos os flanges deveriam ser de construção forjada, que é o melhor sistema de construção. Na prática, devido ao alto custo e dificuldade de obtenção

no Brasil de forjados grandes, podem-se permitir as seguintes alternativas para os flanges de 10"-12", ou maiores:

— Flanges de pescoço:

- Fabricação a partir de barras laminadas de aço (quadradas ou retangulares), ou de barras recortadas de chapas grossas no sentido longitudinal.
- Fabricação a partir de anéis de aço, sem costura, rolados e laminados a quente.
- Flanges de aço fundido.

— Flanges sem pescoço (sobrepostos ou flanges do tipo anel): os mesmos sistemas acima indicados, e mais a fabricação a partir de anéis ou de segmentos circulares recortados diretamente de chapas grossas.

No Item 12.9 (Cap. 12), veremos alguns detalhes, exigências de normas e limitações de emprego desses sistemas alternativos de fabricação de flanges.

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 (do "American National Standards Institute"), 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#, 1.500# e 2.500#. Para cada uma das classes de pressão tem-se uma curva de interdependência 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. Observe-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 Fig. 7.7 mostra, como exemplo, as curvas para os flanges de aço-carbono, de classes 150# a 600#.<sup>4</sup>

As normas dimensionais de flanges não incluem os flanges do tipo anel e os flanges de pescoço longo, que são fabricados de acordo com padrões de vários fabricantes. Nesses flanges só são normalizadas as dimensões de face e furação, para permitir o acoplamento com outros flanges. Por esse motivo, é indispensável especificar, em cada caso, para os flanges do tipo anel, o diâmetro externo, a espessura

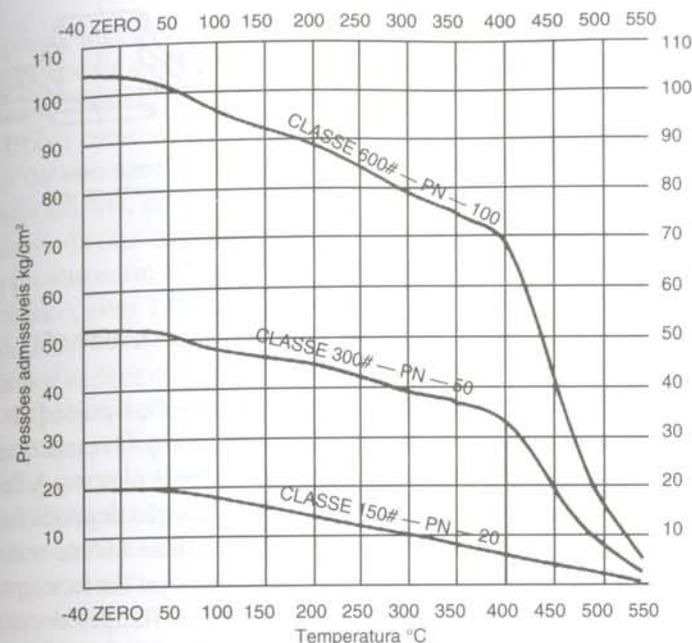


Fig. 7.7 Curvas de pressões admissíveis  $\times$  temperaturas para flanges de aço-carbono forjado (de acordo com a norma ASME B-16.5).

e o chanfro para a solda, e para os flanges de pescoço longo, a espessura e o comprimento desejado.

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

Na prática, em cada caso, a seleção do flange normalizado adequado a cada aplicação é feita simplesmente pela consulta a essas curvas das normas, em função do material do flange e da temperatura e pressão de projeto do vaso. Note-se que a pressão admissível das normas de flanges refere-se exclusivamente ao esforço de pressão do fluido contido no vaso. No caso de flanges submetidos também a outros carregamentos simultâneos (peso da tubulação, reações de dilatação etc.), deverá ser feita uma verificação da resistência do flange, quando essas cargas forem consideráveis.

Os flanges do tipo anel não são normalizados por nenhuma norma, e terão de ser calculados especialmente em cada caso. Para os flanges de grande diâmetro (30", ou maiores), pode ser vantajoso, em muitos casos, calcular e fabricar especialmente o flange, em lugar de empregar flanges normalizados, que seriam quase sempre superdimensionados. O cálculo desses flanges é feito geralmente pelas fórmulas e critérios descritos no Apêndice 2, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

<sup>4</sup> Para o conjunto completo de curvas pressões admissíveis/temperaturas dos flanges normalizados da norma ANSI B-16.5, de todas as classes de pressão e de todos os materiais, veja o livro *Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações*, já aqui citado. Note-se que na norma ASME B-16.5 as curvas de pressões admissíveis estão em forma de tabelas, em função da temperatura, para os materiais usuais de flanges de aço forjado.

A partir da edição de 1981, essa norma inclui também tabelas de dimensões normalizadas e de pressões admissíveis em unidades SI. Nessas tabelas as sete classes de pressão nominal dos flanges estão denominadas, respectivamente, de PN20, PN50, PN68, PN100, PN150, PN250 e PN 420.

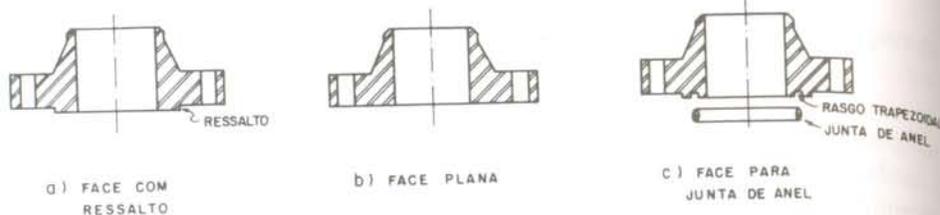


Fig. 7.8 Alguns tipos de face de flanges.

A face dos flanges também pode ter vários tipos, como mostrado na Fig. 7.8, sendo os seguintes os mais comumente empregados:

— Face de ressalto (*raised-face*-RF) — Fig. 7.8(a) — é o tipo de face usado na grande maioria dos flanges de aço de qualquer tipo e diâmetro. O ressalto tem 2,0mm de altura para as classes 150# e 300# e 7mm para as demais classes. A face ressalta pode apresentar vários tipos de acabamento, cuja seleção depende basicamente do tipo de junta de vedação empregada, como será visto mais adiante neste capítulo.

— Face plana (*flat-face*-FF) — Fig. 7.8(b) — esse tipo de face, que dá uma vedação bem inferior à anterior, é usado apenas para os flanges do vaso que se acoplam diretamente a um outro flange que seja de ferro fundido (flange de uma válvula de tubulação, por exemplo) porque a face de ressalto poderia causar a fratura das bordas do flange de ferro fundido, em consequência do aperto dos parafusos. Note-se que os flanges de ferro fundido têm sempre acabamento de face plana.

— Face para junta de anel (*ring type joint face*-RTJ) — Fig. 7.8(c) — 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, como veremos no Item 7.7. Esse sistema é empregado para serviços muito severos ou para fluidos perigosos, onde deva haver maior segurança contra vazamentos; são os seguintes os casos mais usuais de emprego:

- Serviços com vapor ou com hidrogênio, para flanges de classe 600#, ou mais altas (veja Cap. 8, Item 8.7).
- Serviços com hidrocarbonetos, ou outros fluidos inflamáveis, para flanges de classe 900#, ou acima.
- Serviços em geral em temperaturas acima de 550°C.

Para maiores detalhes de usos e limitações de flanges, veja-se o livro *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*, do mesmo autor, e para as tabelas dimensionais completas, bem como todas as curvas de pressão/temperatura dos flanges normalizados, veja-se o livro *Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações*, já citado.

## 7.7 JUNTAS E PARAFUSOS PARA FLANGES

O emprego dos diversos tipos de juntas em ligações flangeadas em vasos de pressão varia muito de acordo com a prática de projetistas, fabricantes e usuários de vasos

As indicações a seguir são recomendações médias aceitáveis, válidas para flanges em geral, em bocais e em bocas de visita ou de inspeção. Para os flanges grandes em trocadores de calor, isto é, os flanges de acoplamento do casco e carretel no espelho fixo, bem como os flanges de acoplamento na tampa do carretel e na tampa do espelho flutuante, existem exigências especiais da norma TEMA, que serão referidas, mais adiante, no Item 7.12.

— Flanges de face com ressalto, de classes de pressão 150# e 300#, para temperaturas de projeto entre 0°C e 400°C: junta de papelão hidráulico (amianto comprimido grafitado), com 1,6mm de espessura, de acordo com as normas EB-212 ou EB-827, da ABNT.

— Flanges de face com ressalto, de classes de pressão 150# e 300# — para temperaturas de projeto inferior a 0°C — e flanges de classes de pressão 400# e 600# — para quaisquer temperaturas de projeto —, e ainda flanges de classe de pressão 300#, para temperaturas de projeto acima de 400°C: junta semimetálica espiralada (*spiral wound*), de aço inoxidável austenítico com enchimento de amianto, de acordo com a norma API-601, do American Petroleum Institute.

— Flanges com face para junta de anel: junta de anel, oval, de aço, de acordo com a norma ASME B-16.20. A dureza do anel deve ser 30 Brinell inferior à dureza da face do flange, recomendando-se, para flanges dos materiais abaixo, as seguintes durezas máximas:

Aço-carbono: 90 Brinell

Aços-liga 1% a 5% de Cr: 130 Brinell

Aços inoxidáveis tipos 304, 316, 321 e 347: 130 Brinell

Aços inoxidáveis tipos 304L e 316L: 110 Brinell

A face ressaltada dos flanges de face com ressalto, poderá ter os seguintes tipos de acabamento, de acordo com o tipo de junta empregada:

— Juntas de papelão hidráulico: acabamento com ranhuras espiraladas (fonográficas) ou concêntricas, de acordo com a norma MSS-SP-6 (passo de 0,5 a 1,0mm, profundidade de 0,03mm a 0,15mm).

— Juntas semimetálicas em espiral: acabamento liso, com rugosidade média máxima de 0,003mm (125 RMS).

Os parafusos para todos os flanges externos dos vasos de pressão, bem como para as peças internas desmontáveis, costumam ser do tipo estojo, totalmente rosqueados, com duas porcas hexagonais, série pesada, de acordo com as normas ASME B.1.20.1 e ASME B-18.2.

Para a seleção do material dos estojos e porcas externos — isto é, não em contato com os fluidos contidos no vaso —, podemos dar a seguinte recomendação:<sup>5</sup>

— Temperatura mínima de projeto do vaso entre -45°C e 0°C: estojos de aço-liga ASTM A-320 Gr. L7, porcas de aço-liga ASTM A-194 classe 4.

— Temperatura de projeto entre 0°C e 480°C: estojos de aço-liga ASTM A-193 Gr. B7, porcas de aço-liga ASTM A-194 e classe 2H.

<sup>5</sup> Da norma N-253, da Petrobrás.

— Idem, entre 480°C e 600°C: estojos de aço-liga ASTM A-193 Gr B5, porcas de aço-liga ASTM A-194 classe 3.<sup>6</sup>

O material dos estojos e porcas internos deve ser suficientemente resistente à corrosão pelos fluidos contidos no vaso, para permitir a desmontagem quando necessário. Embora seja impossível qualquer recomendação de caráter geral quanto ao material para essas peças, pode-se dizer que, na grande maioria dos casos, são de aço inoxidável, sendo a qualidade mínima usualmente adotada os aços tipo 405, 410 ou equivalente.

## 7.8 SOLDAS EM VASOS DE PRESSÃO

Como já referido no Cap. 2, quase todos os vasos de pressão são fabricados a partir de chapas de aço, ligadas entre si por soldagem. A solda é também empregada para fixação de todas as outras partes que constituem a parede de pressão do vaso, bem como para muitas das peças não-pressurizadas do vaso, tanto internas como externas.

É obrigatório que todas as soldas de emenda de chapas no casco e nos tampos dos vasos de pressão sejam de topo, com penetração total, e de tipos facilmente radiografáveis (veja sobre este assunto a Fig. 12.13, no Cap. 12). Esses requisitos das soldas na parede de pressão são uma exigência geral de todas as normas; veja-se, por exemplo, o parágrafo UW-35, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Sempre que possível, essas soldas devem ser feitas pelos dois lados; em vasos de pequeno diâmetro (500mm, ou menos), onde não é possível a soldagem pelo lado interno, pode ser feita apenas a solda externa. O código ASME, Seção VIII, Divisão 2 (parágrafo AD-415), exige a soldagem por ambos os lados em todas as soldas de topo em aços de alta resistência.

Embora permitidas em certos casos por algumas normas, não são usuais soldas de topo não-radiografadas na parede de pressão, devendo-se fazer, pelo menos, radiografia parcial. Dependendo da espessura da chapa, o chanfro para a soldagem pode ser feito por ambos os lados ou por um só. Os chanfros de preparação das bordas das chapas podem ser em V simples, V duplo, U simples e U duplo. Os chanfros em V são mais fáceis de fazer do que os chanfros em U, embora resultem em maior quantidade de solda depositada e maiores distorções. A quantidade de solda requerida por um chanfro em V duplo é a metade da correspondente ao chanfro em V simples. De um modo geral, as soldas assimétricas (por um lado só, ou com chanfro assimétrico) produzem maiores tensões e distorções do que as soldas simétricas. Geralmente, para espessuras até 19mm adota-se o chanfro em V simples, para espessuras entre 19 e 38mm, o chanfro em U simples ou em V duplo, e para espessuras acima de 38mm o chanfro em U duplo.

Deve ser observado que, em cascos cilíndricos e cônicos, as soldas longitudinais são as mais solicitadas, estando sujeitas ao dobro do esforço das soldas circunferenciais, devendo por isso merecer maior cuidado de projeto e de execução.

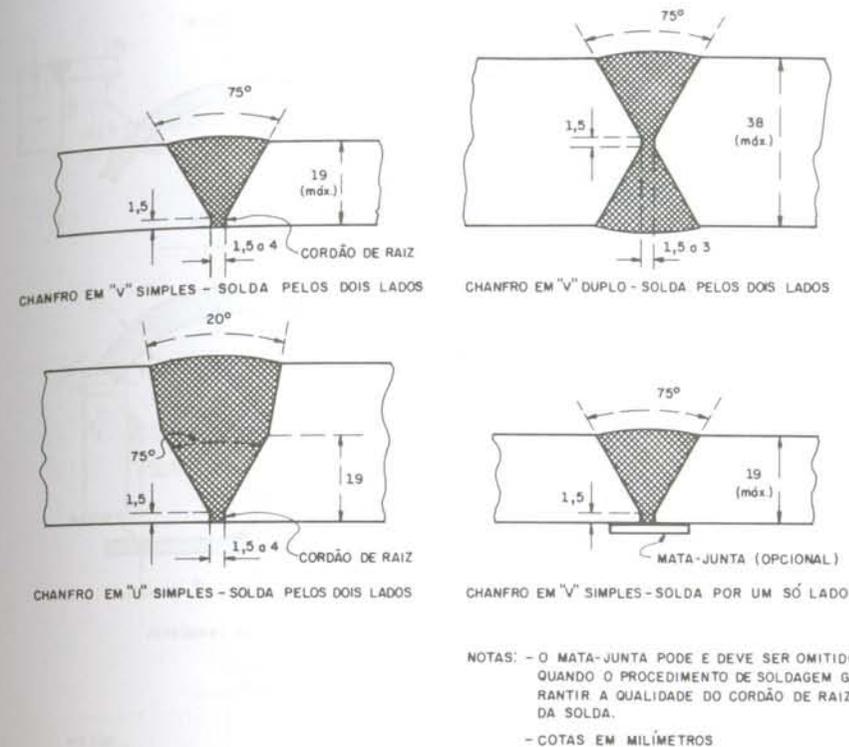


Fig. 7.9 Soldas de topo em cascos e tampos de vasos de pressão.

Na Fig. 7.9 estão alguns tipos usuais de soldas de topo em paredes de vasos de pressão; é importante destacar que o tipo de preparação das bordas das chapas depende não só da espessura como também do procedimento de soldagem.

A Fig. 7.10 mostra alguns detalhes de soldas para a ligação de cascos cilíndricos com tampos extremos, tampos intermediários e saias de sustentação. As ligações entre cascos e tampos extremos são feitas com solda de topo semelhantes às soldas do casco; as ligações com tampos intermediários e com saias são geralmente feitas com solda em ângulo. É usual fazer-se sempre a solda a uma certa distância da linha de tangência do tampo, embora essa distância só seja uma exigência formal do código ASME, Seção VIII, quando as espessuras do tampo e do casco cilíndrico forem diferentes.

As exigências dimensionais mostradas na Fig. 7.10, bem como nas outras figuras deste Item, são do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

Na Fig. 7.11 estão representadas algumas soldas entre cascos cilíndricos, espelhos, flanges e tampos planos. Algumas soldas são feitas por um só lado, ou pelos dois lados, quando as condições de acesso permitem.

Na Fig. 7.12 estão mostrados vários tipos de soldas entre dois corpos cilíndricos perpendiculares um ao outro — ou proximamente perpendiculares —, sejam dois

<sup>6</sup> Exigências da norma N-253, da Petrobrás, já citada.

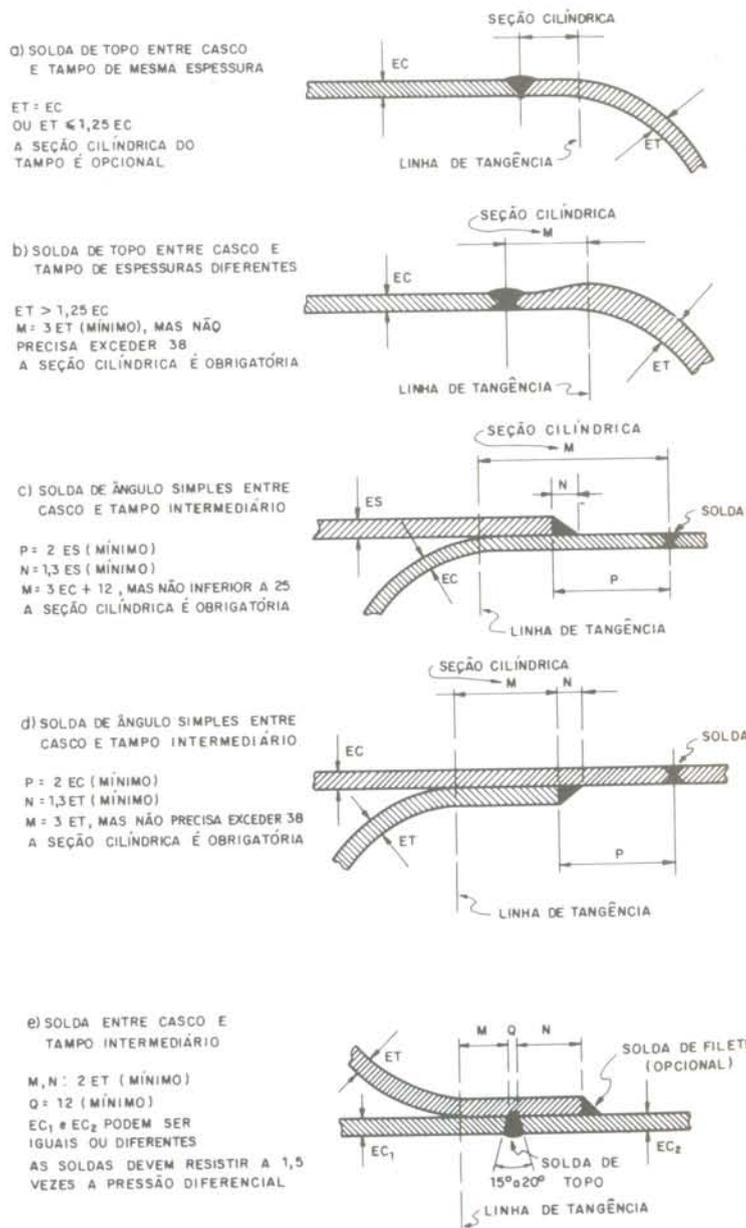
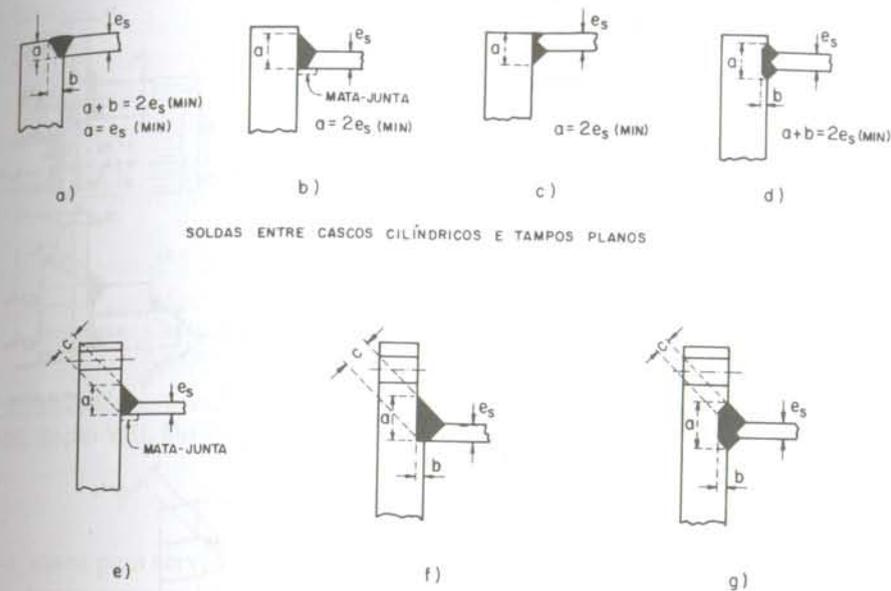


Fig. 7.10 Soldas entre cascos e tampos ou saias de suporte. (Baseada na Fig. UW-13.1. do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

casco ou seja um pescoço de bocal ou boca de visita e um casco ou tampo. Dependendo do diâmetro e da possibilidade de acesso, essas soldas podem ser feitas só pelo lado externo ou por ambos os lados. O exemplo (k) dessa figura é uma solda entre um bocal de atarraxar (veja Fig. 7.4(d)) e um casco ou tampo. Os pescoços



SOLDAS ENTRE CASCOS CILÍNDRICOS E ESPELHOS

DIMENSÕES PARA OS DETALHES e) f) g):

$$\begin{cases} a + b = 2e_s \text{ (MIN)} \\ c = 0,7e_s \text{ (MIN)} \end{cases}$$

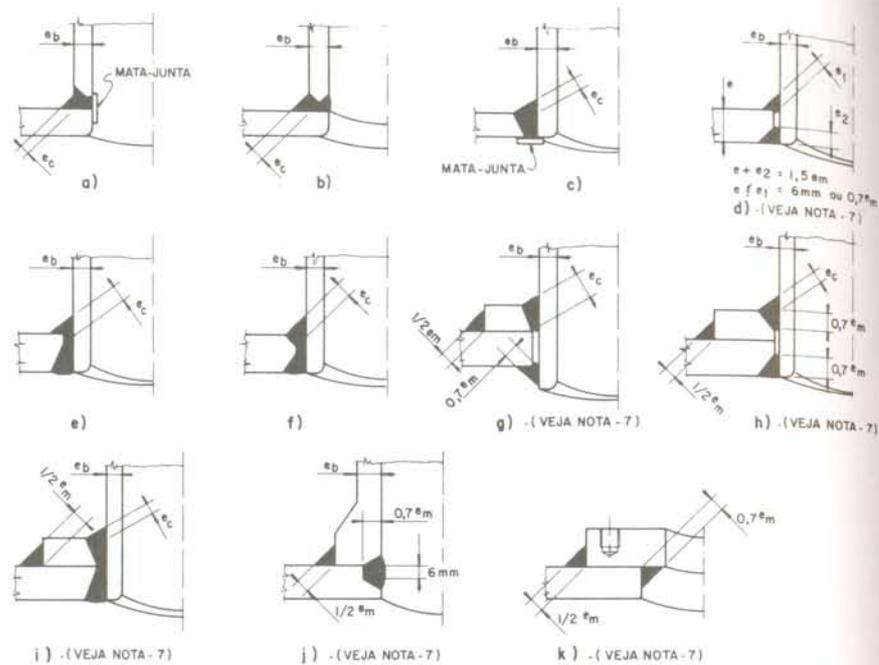
- NOTAS: 1. A ESPESURA  $e_s$  NÃO INCLUI A SOBREEPESURA PARA CORROSÃO.  
2. OS MATA-JUNTAS PODEM E DEVEM SER OMITIDOS QUANDO O PROCEDIMENTO DE SOLDAGEM GARANTIR A QUALIDADE DA RAIZ DA SOLDA.  
3. OS DETALHES (b), (c), (e) E (f) TÊM A SOLDA SÓ NA SUPERFÍCIE DA CHAPA (VEJA FIG. 7.15).

Fig. 7.11 Soldas entre cascos e espelhos ou entre cascos e tampos planos. (Baseada nas Figs. UW-13.2 e UW-13.3, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

podem ser sobrepostos (*set-on*), isto é, não penetrando na parede e soldados somente sobre a face da chapa (como os exemplos (a), (b) e (j) da Fig. 7.12), ou inseridos (*set-in*), isto é, penetrando na parede do vaso (como os exemplos (c), (d), (e), (f), (g), (h) e (i)). Os exemplos (d), (g), (h), (j) e (k) têm soldas de penetração parcial ou contendo vazios internos entre duas chapas, não sendo assim permitidos quando for exigido que todas as soldas sejam de penetração total. Os exemplos (g), (h) e (i) são aberturas com reforço de anel de chapa (veja Fig. 7.3(b)).

A Fig. 7.13 mostra soldas de ligação ao casco, de luvas e de bocais de pequeno diâmetro, e na Fig. 7.14 estão alguns tipos usuais de soldas para ligação de flanges com corpos cilíndricos, sejam cascos ou sejam pescoços de aberturas.

É desejável que todas as soldas na parede de pressão dos vasos sejam, tanto quanto possível, de penetração total, sem vazios internos. Essa condição é exigida, como já vimos, para todas as soldas de emendas de chapas em cascos e tampos (Figs. 7.9



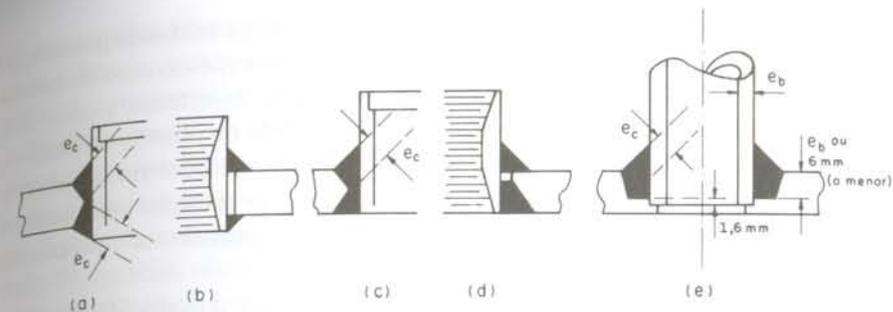
NOTAS:

- 1 — OS CORPOS CILÍNDRICOS PODEM SER CASCOS, PESCOÇOS DE ABERTURAS ETC.
- 2 — OS MESMOS DETALHES DE SOLDA APLICAM-SE À INTERSEÇÃO DE CILINDROS COM ÂNGULO DIFERENTE DE 90°.
- 3 —  $e_c = 0,7 e_b$  OU 6 mm (O MENOR);  $e_b$  = ESPESSURA DO PESCOÇO MENOS A SOBRESPESSURA PARA CORROSAO.
- 4 — OS MATA-JUNTAS PODEM E DEVEM SER OMITIDOS QUANDO O PROCEDIMENTO DE SOLDAGEM GARANTIR PENETRAÇÃO E UMA QUALIDADE ADEQUADA DA RAIZ DA SOLDA. OS MATA-JUNTAS DEVEM SER REMOVIDOS DEPOIS DA SOLDAGEM.
- 5 — OS DETALHES d), g), h), j), E k) TÊM PENETRAÇÃO PARCIAL E O DETALHE i) TEM UM VAZIO, E NÃO PODEM SER ADMITIDOS QUANDO FOR EXIGIDA PENETRAÇÃO TOTAL OU AUSÊNCIA DE VAZIOS.
- 6 — OS DETALHES a) e b) TÊM A SOLDA NA SUPERFÍCIE DA CHAPA (VEJA FIG. 7.15)
- 7 —  $e_m$ : ESPESSURA DA PEÇA MAIS FINA SOLDADA (MENOS A SOBRESPESSURA PARA CORROSAO) OU 19 mm, O QUE FOR MENOR.

Fig. 7.12 Alguns tipos aceitáveis de soldas entre pescoços e cascos ou tampos. (Baseada na Fig. UW-16.1, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

e 7.10(a) e (b)), que têm obrigatoriamente penetração total. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UW-16), exige também penetração total para as soldas dos pescoços dos bocais quando fixadas sobre a parede do vaso (*set-on*), isto é, não-inseridos na parede (veja Fig. 7.12 (a) e (b)); para os pescoços inseridos não se exige sempre a penetração total, podendo ser fixados por soldas em ângulo ou por soldas de penetração parcial (veja Fig. 7.12 (c), (d), (e), (f), (g), (h) e (i)). A exigência de que *todas* as soldas na parede de pressão do vaso sejam de penetração total é feita, por exemplo, nos seguintes casos:

- vasos para serviços tóxicos (*lethal service*) (ASME, Seção VIII, Divisão 1, parágrafo UW-2);



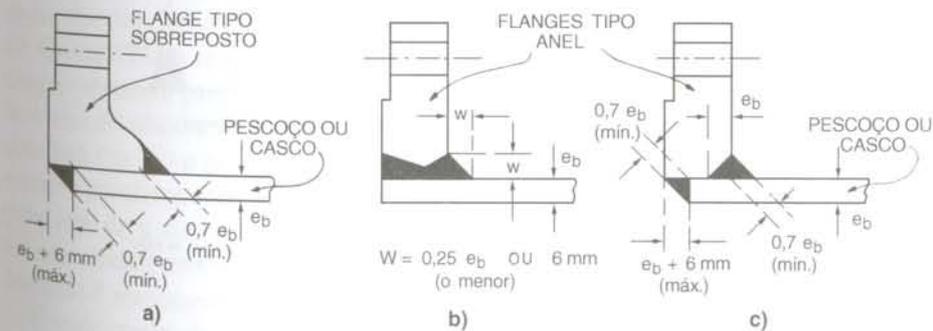
$$e_c = 0,7 e_b \text{ ou } 6 \text{ mm (o menor)}$$

NOTAS: 1. DETALHES APLICÁVEIS A DIÂMETROS NOMINAIS ATÉ 3"

2. OS DETALHES (b), (d) E (e) NÃO TÊM PENETRAÇÃO TOTAL NAS SOLDAS

Fig. 7.13 Soldas em bocais de pequeno diâmetro. (Baseada na Fig. UW-16.1, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

- vasos para serviços em baixas temperaturas;
- vasos construídos com aços de alta resistência (ASME, Seção VIII, Divisão 1, parágrafo UHT-17);
- vasos calculados por análise de tensões (projeto de acordo com o Apêndice 4, código ASME, Seção VIII, Divisão 2, por exemplo);
- vasos para serviço com hidrogênio (veja Item 8.8);
- vasos submetidos integralmente a tratamento térmico de alívio de tensões;
- vasos para serviços fortemente cíclicos.



NOTAS: 1. OS DETALHES d) E c) NÃO TÊM PENETRAÇÃO TOTAL NAS SOLDAS.  
2. A SOLDA DE UM FLANGE DE PESCOÇO EM UM CORPO CILÍNDRICO É UMA SOLDA DE TOPO COMUM (VEJA FIG. 7.9).

Fig. 7.14 Soldas entre flanges e pescoços ou corpos cilíndricos. (Baseada na Fig. 2.4, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

A Divisão 2 do código ASME (parágrafo AD-621) permite soldas de penetração parcial ligando o pescoço de bocais à parede do vaso somente no caso de bocais com diâmetro nominal até 4" e não-sujeitos a nenhuma carga externa.

Para as soldas não-pressurizadas — isto é, fora da parede de pressão do vaso — tais como as soldas de ligação aos suportes do vaso ou a outros acessórios ou estruturas externas, bem como as soldas de peças internas, a penetração total nunca é exigida, embora essas soldas possam ter penetração total quando for conveniente ou econômico.

Devido ao ciclo térmico da soldagem, ou seja, à diferença de velocidade entre o aquecimento e o resfriamento do material (aquecimento instantâneo e resfriamento lento), todas as soldas causam contrações no material que resultam em forças em duas direções, sendo predominantes as forças na direção perpendicular ao cordão de solda, como mostra a Fig. 7.15(a). Em soldas assimétricas existe ainda uma dis-

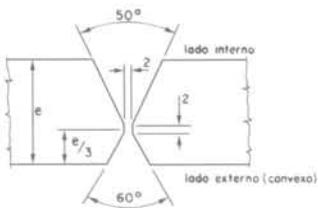


CONTRAÇÕES EM UMA SOLDA SIMÉTRICA

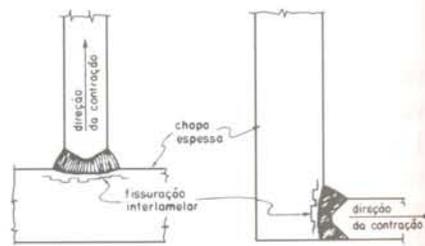


DISTORÇÃO ANGULAR DE UMA SOLDA ASSIMÉTRICA

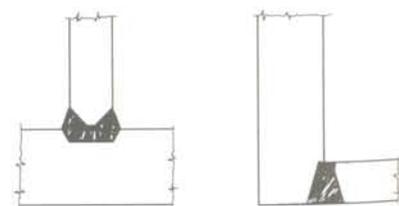
a) DEFORMAÇÕES DAS SOLDAS



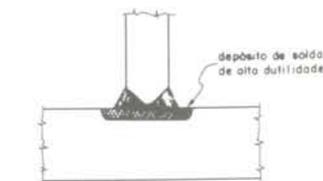
b) CHANFRO ASSIMÉTRICO PARA SOLDAS LONGITUDINAIS EM CILINDROS (dimensões em milímetros)



SOLDAS SUPERFICIAIS CAUSANDO FISSURAÇÃO INTERLAMELAR EM CHAPAS ESPESSAS



SOLDAS COM DETALHES MELHORADOS



SOLDA COM "BUTTERING"

Fig. 7.15 Deformações decorrentes da soldagem.

torção angular, como também se vê na Fig. 7.15(a). Todos esses efeitos são tanto mais intensos quanto maior for a quantidade de solda depositada, ou, em outras palavras, quanto maior for a área da seção transversal da solda.

Essas contrações e deformações dão origem a tensões residuais que serão tanto mais severas quanto mais rígida for a estrutura, ou seja, quanto maior for a espessura das partes soldadas ou maior restrição houver à livre movimentação dessas partes. As tensões residuais, que podem atingir valores próximos do limite de elasticidade do material, são prejudiciais porque aumentam o risco de fraturas frágeis e de corrosão sob tensão, alteram a estabilidade dimensional da estrutura e diminuem a resistência à fadiga.

As tensões residuais podem ser sensivelmente diminuídas pelo tratamento térmico de alívio de tensões depois da soldagem, e é por esse motivo que esse tratamento é exigido para espessuras grandes ou para vasos sujeitos à fratura frágil ou à corrosão sob tensão.

No projeto de um vaso de pressão podem-se reduzir as contrações das soldas (e portanto as tensões residuais), adotando-se, tanto quanto possível, soldas simétricas e com chanfros de menor abertura compatível com a exigência de penetração total e de qualidade do passe de raiz da solda; essa providência concorre também para a economia de solda. Deve-se também evitar soldas com alto grau de restrição na direção principal de sua contração.

Quando a rigidez de uma peça é acentuadamente diferente de um lado para outro, convém que o chanfro para a solda seja assimétrico, com maior quantidade de solda no lado que for mais rígido. É o que ocorre, por exemplo, com as soldas longitudinais em cascos cilíndricos, principalmente para cilindros de pequeno diâmetro. A Fig. 7.15(b) mostra uma preparação de solda conveniente para esse caso.

Nas soldas onde haja contato apenas com a superfície de uma chapa, a força de contração da solda pode causar fissuração interlamelar da chapa (*lamellar tearing*), em geral proveniente de defeitos internos na chapa; esse efeito é tanto mais grave quanto maior for a espessura da chapa. Por esse motivo, devem ser evitadas soldas desse tipo em chapas espessas, principalmente quando a contração da solda for grande. Quando essas soldas forem inevitáveis, podem-se adotar chanfros que atinjam a chapa em maior profundidade, ou fazer um revestimento do chanfro com solda de material de alta ductilidade (*buttering*), como mostra a Fig. 7.15(c). Note-se que os detalhes (b), (c) e (e), da Fig. 7.11, assim como os detalhes (a) e (b) da Fig. 7.12, embora mostrem soldas de penetração total, podem causar fissuração interlamelar pelo fato de a solda ser feita somente na superfície da chapa, não sendo por isso recomendados para chapas muito espessas em estruturas de grande rigidez. Em peças forjadas é remoto o risco de fissuração interlamelar.

É importante observar que, em qualquer caso, o chanfro para solda depende do procedimento de soldagem a ser usado. As preparações mostradas nas Figs. 7.9 a 7.14 são para soldagem automática por arco submerso, ou manual com eletrodo revestido, que são os processos mais comuns. Para espessuras muito grandes (acima de 50mm) emprega-se muito o processo eletroescória (*electro-slag*), para o qual

a preparação é completamente diferente; chanfro reto com pequeno ângulo incluído. Por esse motivo, quando as preparações de solda são indicadas no projeto de um vaso, o fabricante às vezes deve modificá-las, para adaptar ao processo de soldagem a ser usado.

Para evitar a superposição das regiões termicamente afetadas pelas soldas, a distância mínima entre duas soldas não deverá ser inferior a quatro vezes a espessura da peça mais fina, com um mínimo de 25mm.

A localização de todas as soldas no vaso deve ser estudada de modo a permitir a sua execução sem dificuldades e também a sua inspeção.

As soldas do casco e dos tampos devem ser dispostas de tal forma que, tanto quanto possível, não interfiram ou não se superponham com as soldas dos suportes do vaso, bocais, bocas de visita e respectivos reforços, nem com as soldas de quaisquer outras peças internas ou externas soldadas à parede do vaso. Em vasos horizontais não deve haver soldas longitudinais do casco na parte inferior do vaso.

Todas as soldas devem também, tanto quanto possível, estar em tal posição que possibilite a sua inspeção sem haver necessidade de desmontagem de peças internas do vaso.

Nos vasos verticais a solda da saia ao casco do vaso deve ser localizada de forma que não interfira com a solda do casco ao tampo inferior e permita a inspeção dessa solda. Nos vasos horizontais os berços devem também ser localizados de maneira a não interferirem com as soldas circunferenciais do vaso e permitirem a inspeção dessas soldas.

Em vasos com diâmetro menor que 2m, só se admite uma única solda longitudinal por anel; nesses vasos, as soldas longitudinais de anéis adjacentes deverão estar defasadas de 45°, no mínimo.

As soldas dissimilares, isto é, entre materiais que tenham "Número P" diferente (como definido pelo código ASME, Seção VIII), devem ser evitadas, ou, não sendo possível, reduzidas ao mínimo indispensável. Sempre que possível, essas soldas devem ser colocadas fora do contato com o fluido contido no vaso, e também fora da parede de pressão.

A mesma margem para corrosão especificada para o vaso deve ser acrescentada à dimensão mínima da garganta das soldas em ângulo. Fazem exceção a essa regra as soldas em ângulo de filete completo (*full fillet weld*), para as quais esse acréscimo já é uma decorrência da geometria da solda.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, parágrafos UW-2 e UW-11, exige a radiografia total das soldas para os vasos em serviços tóxicos, vasos para baixa temperatura, para geração de vapor (pressão acima de 3,4kg/cm<sup>2</sup>), soldas feitas pelo processo de eletroescória, e também para espessuras superiores a determinados valores, dependendo do material, como já vimos no Cap. 4. O código ASME, Seção VIII, Divisão 2, exige radiografia total em todas as soldas de topo. A radiografia total é recomendável também nos casos em que a penetração total das soldas é exigida ou recomendada em todas as soldas da parede de pressão, como já descrito.

## 7.9 SUPORTES PARA VASOS DE PRESSÃO

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

A Fig. 7.16 mostra vários tipos de suportes para vasos verticais. O suporte por meio de uma saia cilíndrica de chapa (*skirt*), apoiada diretamente sobre uma base de concreto, é o sistema mais comum para esses vasos. Esse tipo de saia está mostrado na Fig. 7.16(a), e com mais detalhes na Fig. 7.17.

Sempre que o espaço dentro da saia for confinado, a saia deve ter uma altura tal que deixe uma distância livre mínima de 1.200mm entre o fundo do vaso e a base

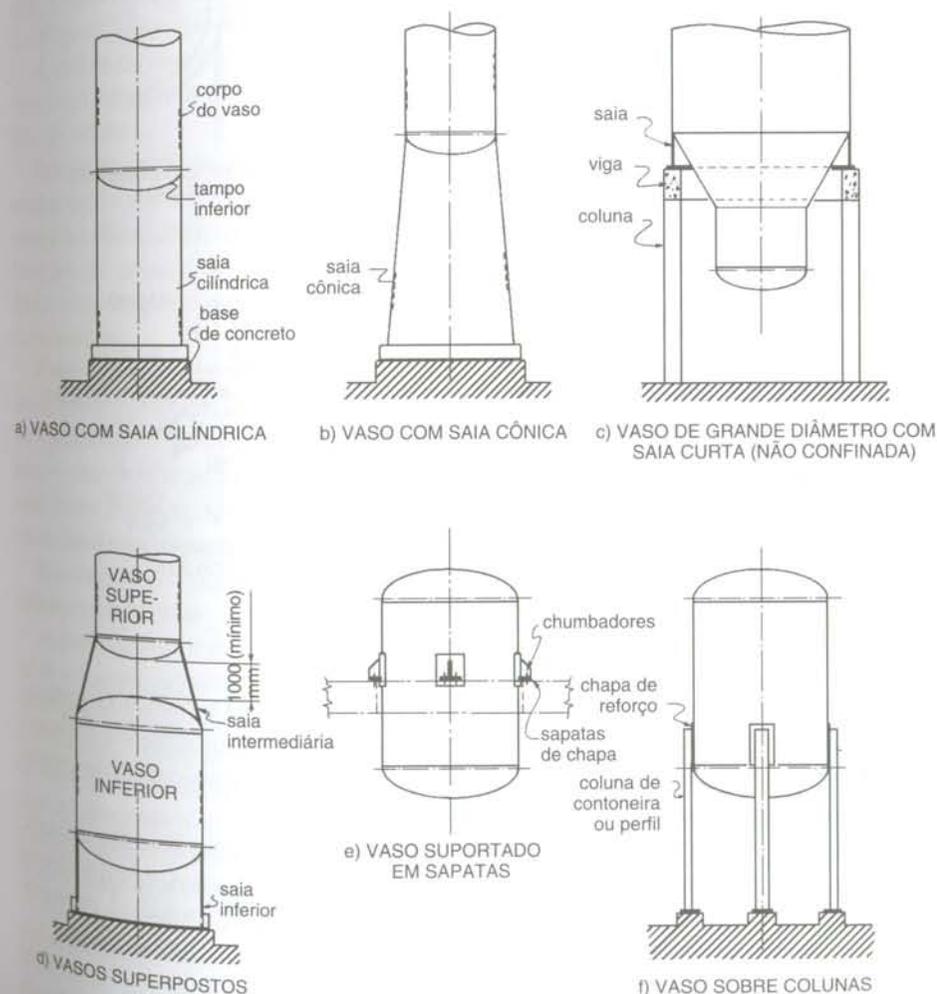


Fig. 7.16 Alguns tipos de suportes para vasos verticais.

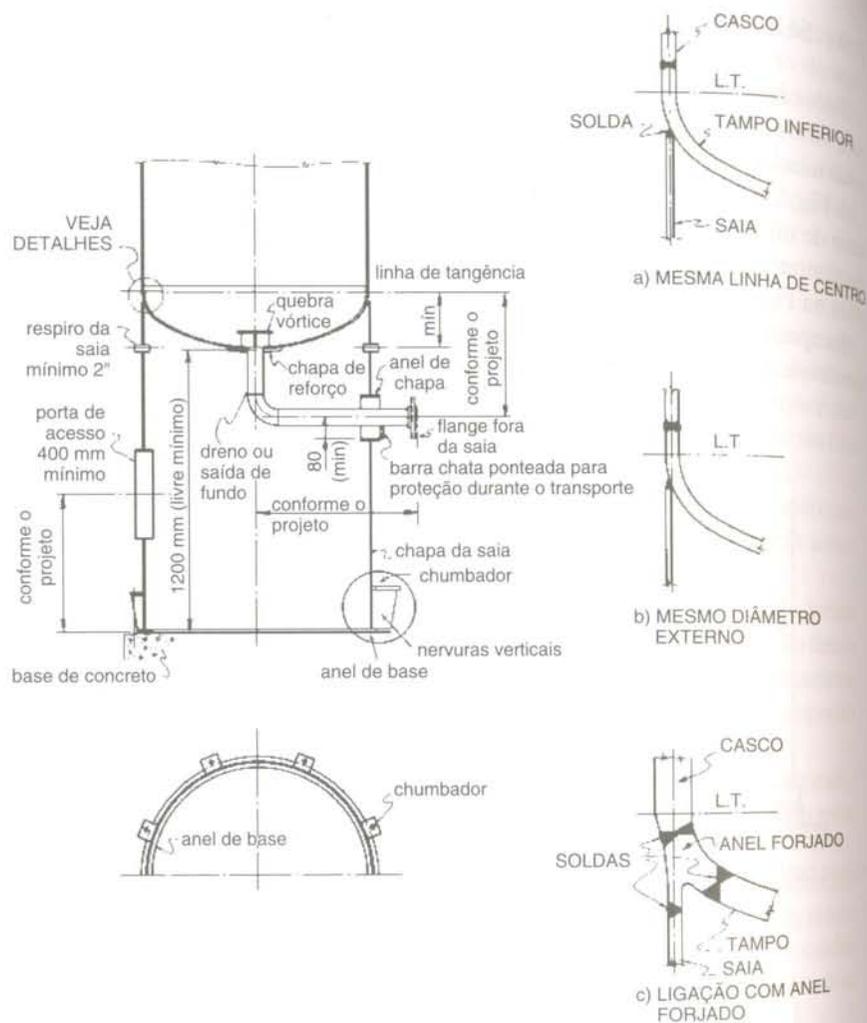


Fig. 7.17 Detalhes de saias de suporte.

de concreto, e uma distância livre mínima de 300mm, 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.

Quando o espaço dentro da saia for confinado, deve haver uma abertura de acesso na saia, com pelo menos 400mm de diâmetro. Em todas as saias, confinadas ou não, deve haver ainda furos de ventilação, colocados o mais alto possível, para evitar a acumulação de gases.

Em vasos de diâmetros pequenos e médios (até 3m aproximadamente), é usual colocar-se o flange do bocal (ou do dreno) de saída de fundo do vaso do lado de

fora da saia, com o tubo atravessando livremente a mesma, por meio de um furo com uma folga adequada; essa é a disposição mostrada na Fig. 7.17.

Como veremos no Item 8.2, essa disposição não é possível nos vasos de construção cladeada. Para os vasos de grande diâmetro, o bocal do fundo costuma ser de construção convencional, diretamente flangeado; veja Fig. 7.26.

A saia costuma ser soldada ao tampo inferior do vaso por uma solda em ângulo, como mostram os detalhes (a) e (b) da Fig. 7.17.

Do ponto de vista da transmissão de pesos, o ideal é que o diâmetro da linha de centro da saia coincida com o diâmetro da linha de centro do casco do vaso. Essa construção é no entanto de difícil execução, sendo mais usual fazer-se coincidir o diâmetro externo da saia com o diâmetro externo do casco. Os detalhes (a) e (b) da Fig. 7.17 mostram essas duas disposições da saia. A saia com diâmetro menor do que o vaso deve ser evitada porque introduz tensões de compressão que podem causar o colapso do tampo inferior do vaso.

A solda da saia no vaso deve também ser colocada em tal posição que não interfira com nenhuma solda circunferencial do vaso e permita a fácil inspeção de ambas as soldas.

Em alguns vasos muito pesados e para serviços críticos, a ligação da saia no casco pode ser um anel forjado integral, soldado a topo no casco, no tampo inferior e na saia, como o detalhe (c) da Fig. 7.17. Neste caso, para melhorar a distribuição de cargas, deve-se fazer coincidir as linhas de centro do casco e da saia. Essa construção é entretanto muito difícil e cara, só se justificando em casos excepcionais.

Para os 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, — inclusive aço-carbono para baixa temperatura —, deve-se ter um trecho da saia com 500mm de altura, junto ao vaso, do mesmo material do vaso, podendo o restante da saia ser de aço-carbono de qualidade estrutural.

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

A parte inferior da saia é soldada em um anel de base que se apóia no concreto e onde existem os furos para os chumbadores. Para reforçar a estrutura e distribuir os esforços transmitidos aos chumbadores, existem nervuras e chapas de reforço de aço (*chairs*), onde se assentam as porcas de aperto dos chumbadores, como mostrado na Fig. 7.17. A distribuição dos furos dos chumbadores é sempre feita de forma que as direções N-S e E-O de projeto passem pelo meio do intervalo entre dois furos. O número de chumbadores é sempre um múltiplo de 4, com o mínimo usual de 8. A distância mínima entre chumbadores costuma ser de 450mm.

A Fig. 7.16(b) mostra um vaso suportado por uma saia cônica. Esse sistema pode ser empregado para melhorar a estabilidade de vasos de grande altura, ou para permitir uma distância mínima adequada entre os parafusos chumbadores, nos vasos de pequeno diâmetro.

A Fig. 7.16(c) é um vaso com uma saia de pequena altura, não-confinada. Essa disposição é usual em vasos de grande diâmetro, que devam ficar com o fundo pelo menos 3m acima do piso. Nesse caso, o anel de base da saia está assentado sobre uma viga circular ou poligonal (geralmente de concreto armado), que é suportada por diversas colunas, permitindo assim o livre acesso por baixo ao fundo do vaso.

Na Fig. 7.16(d) estão representados dois vasos verticais superpostos com uma saia intermediária. A saia intermediária deve ter também abertura de acesso e furos de ventilação. A distância livre mínima entre os tampos dos vasos superpostos deve ser de 1m.

Em vasos verticais de pequenas dimensões (até 1,50m de diâmetro) é usual a sustentação por meio de sapatas ou de colunas, como mostra a Fig. 7.16(e) e (f). As sapatas são estruturas de chapas, soldadas ao casco, que se apóiam diretamente no concreto. Para melhorar a estabilidade do vaso convém que sejam colocadas na metade superior do mesmo. As colunas para sustentação de vasos pequenos costumam ser de cantoneiras ou de perfis, soldadas ao casco e terminando cada uma por uma chapa-base com chumbadores. Na ligação da coluna com o casco existe às vezes uma chapa de reforço, para melhorar a distribuição de tensões.

As esferas para armazenagem de gases liquefeitos sob pressão, mesmo quando de grande diâmetro, também são sustentadas em colunas, pelo menos em número de seis, soldadas ao casco aproximadamente na linha do equador. Essas colunas são tubos robustos, com tirantes de contravento e reforço adequado na ligação com o casco, como mostra a Fig. 2.1, no Cap. 2.

O número de colunas de sustentação de uma esfera é função do número de chapas da fiada equatorial, de forma que se tenha uma coluna para cada chapa ou uma coluna para cada duas chapas. A quantidade de chapas da fiada equatorial será obtida pela divisão do perímetro da esfera pela largura máxima das chapas, para reduzir ao mínimo as costuras soldadas. O arranjo final de chapas e colunas costuma ser feito de tal maneira que resulte em um número par de colunas.

Para as esferas que devam ter tratamento térmico após a montagem, os furos dos chumbadores das colunas devem ser alongados radialmente para permitir a dilatação.

Chama-se atenção que as saias e colunas de suporte de vasos verticais e de esferas devem ter um revestimento externo contra fogo de concreto magro (*fire-proofing*), para evitar que no caso de um incêndio possa haver a incidência direta de fogo nos suportes metálicos, que causaria rapidamente o colapso dos suportes com conseqüências sempre muito graves.

Esse revestimento só pode ser dispensado nos raros casos em que o colapso dos suportes — e o desabamento do vaso — não tenha conseqüências graves. O revestimento de concreto é por isso necessário, mesmo quando o risco de ocorrência de um incêndio for remoto.

Os vasos horizontais costumam ser suportados por duas selas ou berços (*saddles*), de construção metálica, abrangendo no mínimo 120° de circunferência do vaso. Um dos berços deve ter sempre os furos de chumbadores alongados, para acomodar a dilatação própria do vaso. Quando o peso do vaso em operação for superior a 20t, recomenda-se que sejam previstas placas de deslizamento de plástico PTFE no ber-

ço móvel. Os berços devem ser soldados ao casco do vaso por um cordão de solda contínuo, para evitar a penetração de água da chuva. A Fig. 7.18 mostra esses suportes para vasos horizontais.

Os berços devem ser situados simetricamente em relação ao meio do comprimento do vaso. A distância ideal entre os berços é de 3/5 do comprimento entre tangentes do vaso, devendo essa distância ser observada tanto quanto possível. A Fig. 7.19 mostra, em perspectiva, um berço típico de suporte de um vaso horizontal.

Nos trocadores de calor têm-se quase sempre os dois berços no casco; o carretel fica em balanço para mais fácil desmontagem. Quando a pressão pelos tubos é muito alta, o carretel pode ter grande peso, sendo conveniente por isso a colocação de um

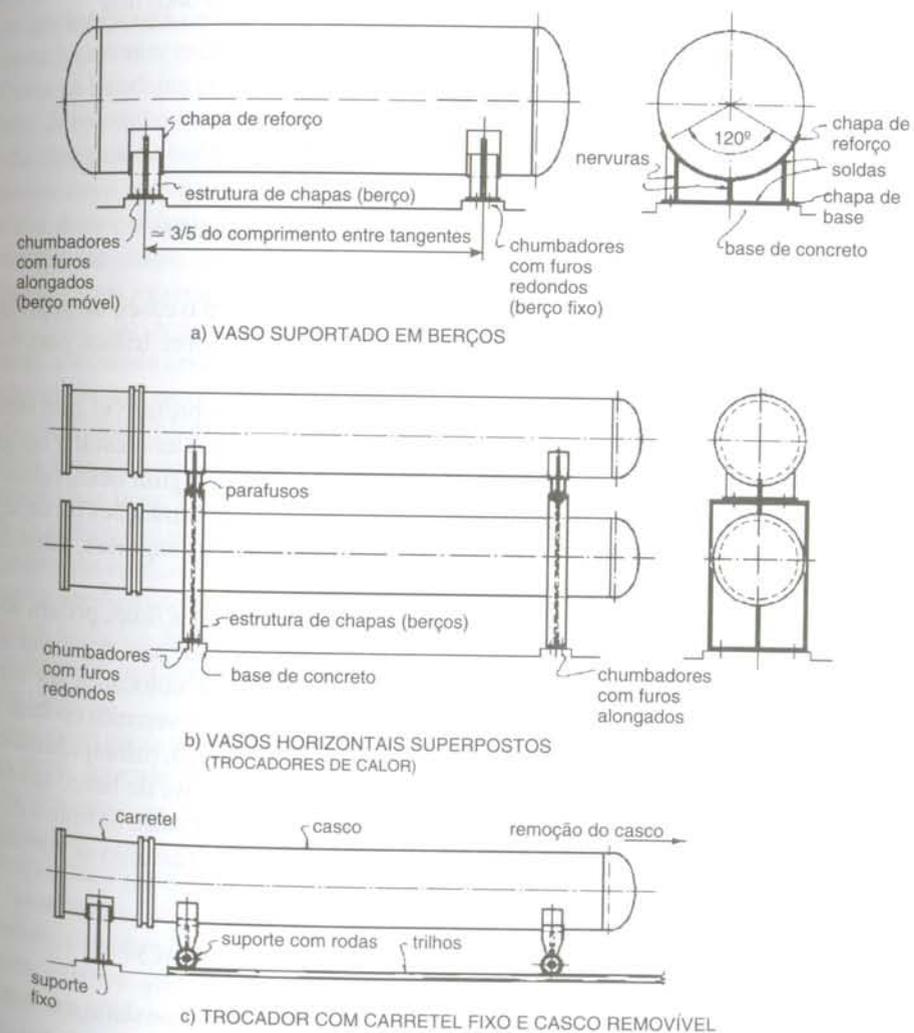


Fig. 7.18 Alguns tipos de suportes para vasos horizontais.

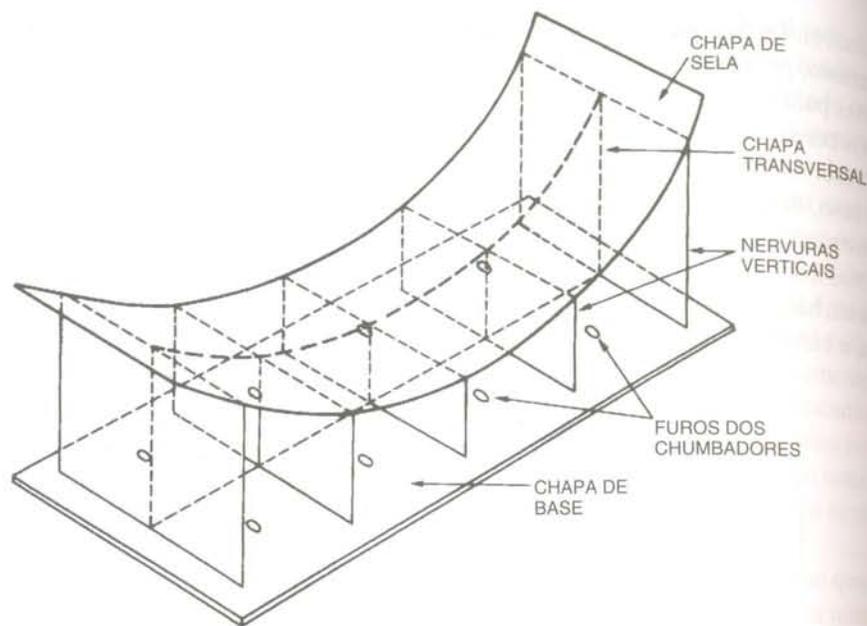


Fig. 7.19 Berço de chapas para vasos horizontais

suporte para o carretel. Nesse caso, a parte desmontável será o casco do aparelho, e não o carretel, sendo usual adotarem-se suportes de rodas sobre trilhos para o casco, como mostra a Fig. 7.18(c).

Mesmo os vasos horizontais de grande comprimento é preferível que tenham somente dois suportes. A existência de três ou mais suportes poderá resultar em grave concentração e distribuição irregular de tensões, caso haja algum desnivelamento entre os suportes, decorrente de um recalque diferencial das fundações ou de algum erro geométrico de fabricação do vaso ou de construção dos suportes, fatos todos esses difíceis de se evitar por completo.

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 anéis de chapa, colocados por fora do vaso e soldados ao casco, semelhantes aos reforços de vácuo que veremos no Item 7.13.

São comuns os vasos horizontais superpostos (Fig. 7.18(b)), principalmente trocadores de calor. Nesse caso o vaso inferior tem uma estrutura de berço em forma retangular, suportando o berço do vaso superior. A distância entre as linhas de centro dos vasos deve ser a mínima possível, compatível com o arranjo de tubulações ou com a necessidade de acoplamento de um vaso no outro.

## 7.10 PEÇAS INTERNAS EM VASOS DE PRESSÃO

É muito grande a variedade de peças internas que podem existir em vasos de pressão, dependendo basicamente da finalidade do vaso.

Na Fig. 7.20 estão mostrados exemplos típicos de algumas peças internas, mais comuns em vasos de pressão.

As bandejas (*trays*), Fig. 7.20(b), construídas de chapa, destinam-se a conter borbulhadores (*bubble-caps*) ou válvulas, em torres de destilação fracionada ou de retificação. As bandejas têm sempre um vertedouro (*weir*), e são cortadas alternadamente à direita e à esquerda (ou no centro e nas extremidades); devem ter um alçapão removível para permitir a passagem de pessoas durante a montagem ou manutenção.

Os distribuidores (Fig. 7.20(a)) são tubos internos, com ou sem ramificações, para espalhar o líquido que entra no vaso, devendo para isso possuir furos ou rasgos convenientemente colocados. Os flanges internos para permitir a desmontagem dos distribuidores costumam ser peças leves, recortadas de chapas, pelo fato de não estarem sujeitos a esforços de pressão.

As grades (*grating*), Fig. 7.20(c), construídas de barras chatas e de vergalhões, destinam-se a sustentar recheios, leitos de catalisador, eliminadores de névoa (*demister*) etc.

Tanto as bandejas como as grades são geralmente construídas em seções retangulares desmontáveis. As grades e as bandejas são sustentadas por um anel periférico de chapa ou de barra chata soldado ao casco; exceto em vasos de diâmetro muito pequeno, deve haver também vigas intermediárias de sustentação. As vigas também são desmontáveis, sendo geralmente parafusadas em ambas as extremidades em orelhas de chapa, soldadas ao interior do casco.

Outras peças internas comuns em vasos de pressão (algumas também mostradas na Fig. 7.20) são os defletores, chicanas (*baffles*), calhas (*down comers*), coletores (*sumps*), chaminés (*risers*), potes de selagem (*seal pans*) e quebra-vórtices (*vortex breakers*). Os defletores, chicanas, calhas e coletores são peças com a finalidade de dirigir a corrente fluida, evitar impactos, ou coletar a saída de líquidos. Os quebra-vórtices destinam-se a evitar a formação de vórtices, sendo recomendável a sua colocação nos bocais ligados à linha de sucção de qualquer bomba, evitando a entrada de ar e cavitação na bomba. São geralmente constituídos por duas chapas retangulares em cruz, sobre as quais é soldado um disco circular de chapa. Devem ser colocados também defletores internos nos bocais superiores de instrumentos de nível em vasos verticais, bem como quebra-jatos nos bocais de entrada de líquidos quando for julgado prejudicial o impacto da corrente líquida em partes internas ou na parede do vaso.

Todas essas peças são construídas de chapas, e geralmente soldadas à parede do vaso.

As peças internas desmontáveis, com exceção das vigas principais de sustentação de bandejas, grades etc., devem ser projetadas de forma que tenham, sempre que possível, o peso máximo de 25kg. Devem também ter dimensões tais que possibilitem a fácil passagem através das bocas de visita do vaso.

A fixação das peças internas desmontáveis é normalmente feita por aparafusamento, usando-se parafusos, porcas, grampos, braçadeiras etc. A montagem deve ser feita, sempre que possível, pela parte de cima. Os alçapões de passagem em bandejas ou grades poderão abrir por cima ou por baixo, devendo entretanto estarem todos situados na mesma linha vertical.

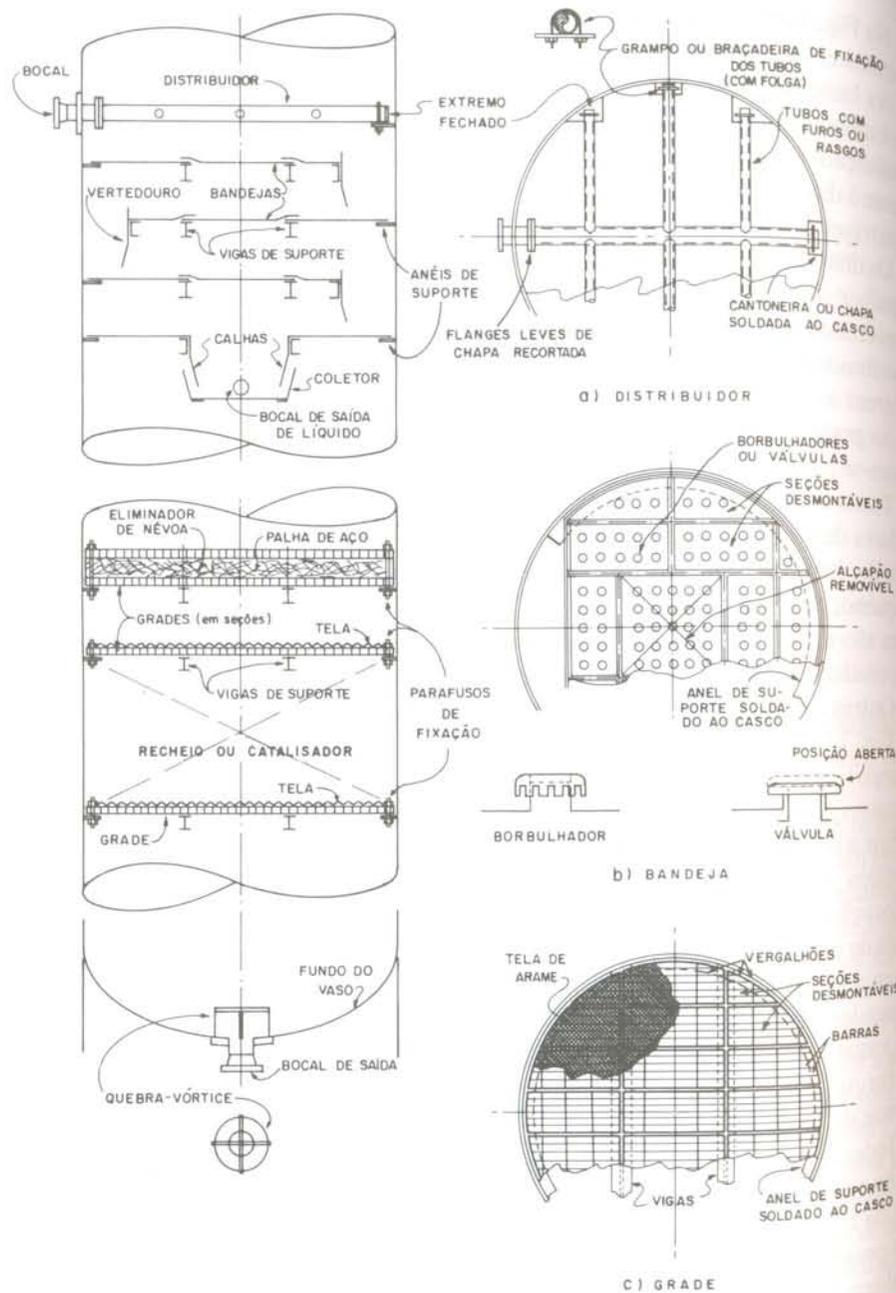


Fig. 7.20 Peças internas de vasos de pressão.

As peças internas que devido ao seu formato ou posição tendam a causar uma possível acumulação de líquido devem ter furos para drenagem; voltaremos a este ponto no Item 8.6.

As peças internas, de qualquer tipo, devem ter sempre ampla liberdade de dilatação, e não devem impedir ou restringir a expansão diametral do próprio vaso, devido à pressão e/ou à temperatura. Por isso, os tubos distribuidores, bem como as vigas de sustentação de bandejas, grades etc., não devem nunca ser rigidamente presos à parede do vaso em ambas as extremidades: se forem fixados por meio de grampos ou braçadeiras, esses dispositivos só devem ser apertados em uma das extremidades, deixando a outra livre de se movimentar. É recomendável que os furos de passagem de parafusos sejam ovalados para permitir a dilatação.

Todas as peças internas soldadas à parede do vaso (anéis de sustentação de grades e bandejas, defletores, chicanas, coletores, quebra-vórtices etc.) devem ser sempre do mesmo material do vaso, ou pelo menos de material de mesmo "Número P", como definido pelo código ASME, Seção VIII. Quando o vaso possui algum tipo de revestimento anticorrosivo interno, essas peças devem ter também sempre o mesmo revestimento. As peças internas soldadas — ou de outra forma fixadas permanentemente ao interior do vaso — sempre fazem parte do projeto do vaso e da responsabilidade do projetista e do fabricante do vaso.

Nas peças internas que sejam desmontáveis não é usual haver qualquer revestimento anticorrosivo — que aliás seria danificado na montagem e desmontagem —, e também não é usual acrescentar-se margem para corrosão<sup>7</sup>. Em alguns casos, a própria natureza e formato dessas peças impossibilita ambos esses recursos de controle da corrosão. Note-se que um ataque corrosivo em peças desmontáveis dificulta seriamente ou inviabiliza a desmontagem. Por todos esses motivos as peças internas desmontáveis devem sempre ser construídas de um material suficientemente resistente à corrosão. Assim, com freqüência essas peças são de material diferente do material do vaso.

As peças internas desmontáveis em vasos de pressão são muitas vezes projetadas e construídas separadamente do próprio vaso, e por isso fora da responsabilidade do projetista e do fabricante do vaso.

Os anéis de suporte das bandejas e grades costumam ter uma espessura mínima de 6mm, e as demais peças soldadas ao vaso 5mm. Para as partes desmontáveis são as seguintes as espessuras mínimas usuais:

	Aços-carbono e aços-liga	Aços inoxidáveis e metais não-ferrosos
Vigas e suportes	5,0mm	2,7mm
Bandejas, calhas, vertedouros	3,4	1,9
Borbulhadores, válvulas, chaminés	1,6	1,5

<sup>7</sup> Podem fazer exceção a essa regra as vigas principais de sustentação de grades, recheios etc., que podem ser de aço-carbono, com uma sobreespessura para corrosão de 1,5mm.

Recomendam-se as seguintes larguras mínimas para os anéis de suporte:

Diâmetro do vaso (m)	Largura do anel (mm)	Diâmetro do vaso (m)	Largura do anel (mm)
Até 0,9	38	4,0 a 5,5	76
0,9 a 1,8	50	Mais de 5,5	90
1,8 a 4,0	63		

Um equipamento interno existente em alguns vasos de pressão são os misturadores (*mixers*), destinados a promover a mistura de líquidos, ou, em certos casos, a manter o fluido em constante movimentação. Os misturadores (não-mostrados na Fig. 7.20) têm eixo, hélice — e às vezes mancais —, no interior do vaso, e motor elétrico com redutor de velocidade externamente ao vaso. É usual montar o misturador na tampa de uma boca de visita, dimensionada para permitir a desmontagem e remoção do conjunto mecânico interno. A boca de visita e a parede do vaso devem com freqüência ser reforçadas para sustentar o peso do motor e redutor.

Muitos outros tipos de peças internas podem haver em vasos de pressão, tais como serpentinas ou feixes tubulares para aquecimento ou resfriamento, chaminés (*risers*), caixas de drenagem (*draw-off box*) etc. Todas essas peças também não estão mostradas na Fig. 7.20.

### 7.11 PEÇAS INTERNAS EM TROCADORES DE CALOR

Os trocadores de calor têm sempre um conjunto especial de peças internas que é o denominado “feixe tubular”, em geral removível. Poderão ter também, em certos casos, algumas das peças internas descritas no Item 7.10, para os vasos de pressão em geral.

A Fig. 7.21 mostra um feixe tubular típico de um trocador de calor, composto quase sempre de duas placas grossas, os espelhos (*tube-sheets*), onde são fixadas as extremidades dos tubos, e de uma série de tubos. Os espelhos têm rebaiços periféricos circunferenciais para conter as juntas de vedação, que costumam ser confinadas, e rasgos onde se encaixam as chicanas de divisão de fluxo do carretel. Quando o feixe tubular é removível, um dos espelhos deve ter olhais para permitir puxar o feixe completo, ou furos rosqueados para a colocação desses olhais, quando necessário.

Os espelhos podem ser forjados ou fabricados a partir de chapas; a construção forjada é preferível, embora seja mais cara.

A fixação das extremidades dos tubos nos espelhos pode ser feita por solda ou por mandrilagem, sendo esse último sistema empregado na maioria dos casos, pelo fato de ser mais econômico, permitir mais fácil desmontagem e substituição dos tubos

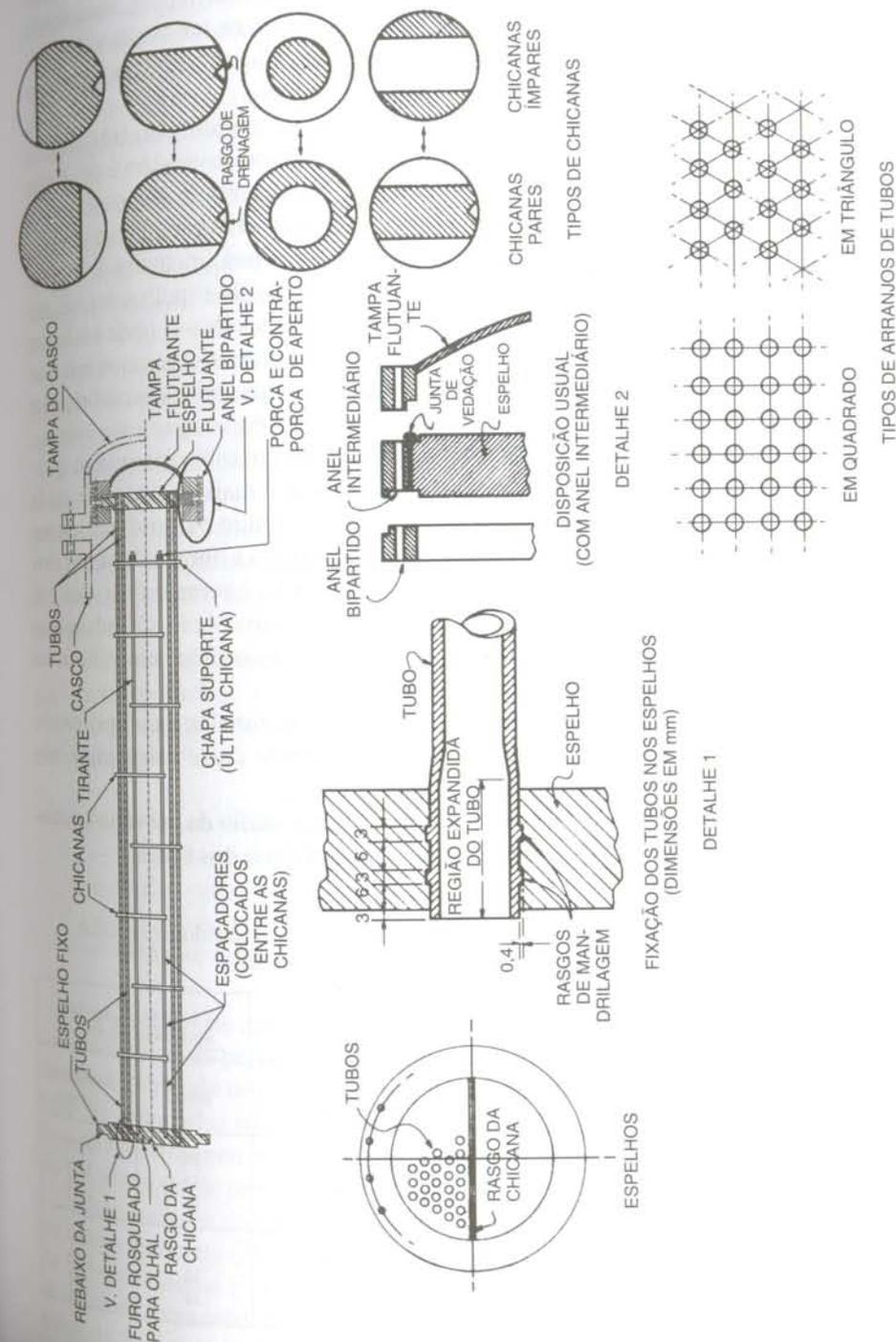


Fig. 7.21 Peças internas de trocadores de calor.

quando necessário, e não exigir materiais soldáveis para os tubos e espelhos. Em alguns serviços de alto risco recomenda-se fazer, além da mandrilagem, uma solda de selagem, para a vedação, em volta de cada tubo. Quando os tubos são soldados nos espelhos, a parede dos tubos deve ser adequada à soldagem, e o espaçamento entre os tubos deve ser aumentado para permitir a soldagem.

Para permitir a mandrilagem, cada furo para os tubos tem dois ou três rasgos circulares de seção retangular, como mostra a Fig. 7.21. Quando o espelho é de chapa cladeada (veja Item 8.2), o revestimento anticorrosivo deve ter pelo menos 9mm de espessura, para conter integralmente um dos rasgos de mandrilagem. Deve ser observado que qualquer revestimento anticorrosivo nos espelhos (inclusive o uso de chapas cladeadas), só deve ser empregado do lado externo do espelho, isto é, no lado oposto aos tubos. O revestimento do lado interno do espelho — onde estão os tubos — é freqüentemente de impossível aplicação, mas, mesmo nos casos em que puder ser aplicado, não é confiável, porque não é possível garantir-se a perfeição e continuidade do revestimento em volta de todos os furos de passagem dos tubos.

Os arranjos mais usuais dos tubos no feixe tubular são em triângulo ou em quadrado (como mostra a Fig. 7.21). O arranjo em triângulo é mais compacto e mais econômico, sendo preferido para os serviços em que o fluido externo não deixe incrustações ou depósitos nos tubos, porque com esse arranjo a limpeza externa dos tubos é difícil. Quando há necessidade de limpeza externa, o arranjo deve ser em quadrado; mais raramente os tubos podem ter arranjo em quincôncio. Os tubos têm quase sempre os diâmetros de 3/4" ou de 1"; os valores mostrados em itálico na Tabela 7.1 são as espessuras preferidas para os tubos.

Prefere-se, sempre que possível, dar aos tubos do feixe tubular o comprimento normal da fabricação dos tubos (6,10m), ou um submúltiplo desse valor, para melhor aproveitamento de material, evitando sobras inúteis.

Para os feixes tubulares em U, o valor mínimo do raio médio da curvatura recomendado para os tubos é de 1,5 a 2 vezes o diâmetro externo dos tubos.

**Tabela 7.1** Diâmetros e espessuras usuais de tubos para trocadores de calor  
(Baseada na Tabela R-2.21 da norma TEMA)

Diâmetro externo do tubo (pol)	Aço-carbono, alumínio e ligas de alumínio		Cobre e ligas de cobre		Aços inoxidáveis	
	BWG	Espessura (mm)	BWG	Espessura (mm)	BWG	Espessura (mm)
3/4	16	1,65	18	1,24	18	1,24
	<i>14</i>	2,11	<i>16</i>	1,65	<i>16</i>	1,65
	12	2,77	14	2,11	14	2,11
1	14	2,11	16	1,65	18	1,24
	<i>12</i>	2,77	<i>14</i>	2,11	16	1,65
	10	3,40	12	2,77	<i>14</i>	2,11

Observação: Os valores indicados em itálico são os preferidos.

O feixe tubular tem sempre diversas chicanas transversais (*baffles*) que têm a dupla finalidade de guiar as diversas passagens do fluxo e de sustentar os tubos. As chicanas são cortadas alternadamente à direita e à esquerda, em cima e embaixo, ou com outras disposições, como se vê na Fig. 7.21. As chicanas devem ter também um rasgo na parte inferior para permitir a completa drenagem do casco. Recomenda-se que a espessura mínima das chicanas seja o dobro da margem para corrosão adotada para o casco. O feixe tubular deve ter ainda tirantes (*tie-rods*), rosqueados no espelho fixo, e fixados na última chicana transversal (próximo à extremidade oposta do feixe tubular), por meio de porcas e contraporcas. Os tirantes destinam-se a melhorar a rigidez do conjunto do feixe tubular, e também para manter as distâncias corretas entre as chicanas, tendo para isso tubos espaçadores colocados por fora dos tirantes entre cada duas chicanas.

Nos trocadores com espelho flutuante existem duas disposições mais usuais para permitir o aperto da tampa flutuante contra o espelho, e permitir também a desmontagem do conjunto quando necessário:

— Anel bipartido, onde a tampa flutuante é aparafusada, e anel intermediário integral, colocado por fora do espelho, servindo de batente para a tampa flutuante e para o anel bipartido. Essa disposição está mostrada na Fig. 7.21.

— Anel bipartido com um encaixe especial no espelho, para evitar a flexão em consequência do aperto dos parafusos, dispensando-se assim o anel intermediário.

A primeira dessas disposições, apesar do maior custo, é nitidamente preferível, pois permite melhor vedação e é de montagem e desmontagem mais fáceis.

A seqüência de desmontagem do feixe tubular nos trocadores de tampa flutuante é a seguinte:

- 1 — Retira-se a tampa do casco.
- 2 — Retira-se a tampa do espelho flutuante.
- 3 — Retira-se o anel bipartido, que sai em duas metades.
- 4 — Retira-se o carretel completo.
- 5 — Puxa-se o feixe tubular tracionando-se no espelho fixo.

Os trocadores de calor de grande diâmetro (750mm ou mais), para os quais o feixe tubular é muito pesado, costumam ter trilhos de cantoneiras soldados no interior do casco, por onde desliza o feixe tubular, para facilitar a sua remoção. Devem também ser colocados trilhos de deslizamento nos trocadores que possuam qualquer tipo de revestimento interno no casco, para evitar que o revestimento seja danificado na operação de remoção do feixe tubular.

Nos trocadores de uma só passagem pelos tubos, com junta de expansão interna na tampa flutuante (Fig. 2.8(b)), essa junta deve ser projetada para os valores totais de pressão interna e externa, aplicados independentemente de um lado e de outro. A junta de expansão deve ter uma camisa interna soldada na extremidade a montante do fluxo, de forma a minimizar depósitos e erosão no fole.

Em qualquer trocador devem ser colocadas chapas de impacto (*impingement plates*) defronte dos bocais de entrada do casco, para evitar o choque direto da corrente fluida de entrada nos tubos do feixe tubular. Essas chapas devem ser firmemente presas a dois tirantes do feixe.

## 7.12 EXIGÊNCIAS DA NORMA TEMA PARA TROCADORES DE CALOR

A norma da TEMA para trocadores de calor tipo casco e tubos (a que já nos referimos no Cap. 2) faz uma série de exigências dimensionais e de detalhes para as partes internas dos trocadores. As exigências descritas a seguir referem-se à Seção R dessa norma, que é usualmente a mais empregada. As outras seções (C e B) fazem exigências semelhantes, embora em alguns casos menos rigorosas.

As Tabelas 7.2 a 7.6 mostram as espessuras mínimas e os espaçamentos máximos das chicanas transversais do feixe tubular, as folgas máximas entre essas chicanas e o casco, bem como a quantidade e diâmetro mínimo dos tirantes, e a espessura mínima das chicanas do carretel.

O espaçamento mínimo das chicanas transversais do feixe tubular é de 1/5 do diâmetro interno do casco, ou 50mm, o que for maior. Para as chicanas longitudinais do feixe tubular (quando empregadas), há a exigência de espessura mínima de 6mm. Limita-se o espaçamento máximo entre as chicanas transversais pelo fato de servirem como suportes para os tubos; a exigência do espaçamento mínimo decorre da necessidade de evitar velocidades muito altas de escoamento. As folgas radiais máximas permitidas entre as chicanas e o casco destinam-se a diminuir a passagem do fluido em redor das chicanas.

O espaçamento mínimo entre centros de tubos vizinhos do feixe tubular deve ser de 1 1/2 vez o diâmetro externo dos tubos, sendo que nos arranjos em quadrado ou quincôncio é exigida uma distância livre mínima de 6mm entre os tubos.

Para a mandrilagem dos tubos nos espelhos deve haver, pelo menos, dois rasgos nos espelhos, com aproximadamente 3mm de largura e 0,4mm de profundidade. A

**Tabela 7.2** Espessuras mínimas de chicanas transversais e chapas de suporte (Transcrita da Tabela R-4.1 da norma TEMA)

Diâmetro interno do casco (mm)	Espessura das chicanas ou chapas de suporte (mm)				
	Vão de tubo entre pontos de suporte (chicanas ou chapas de suporte) (mm)				
	até 610	610 a 914	914 a 1.219	1.219 a 1.524	acima de 1.524
152 a 356	3,2	4,8	6,4	9,5	9,5
381 a 711	4,8	6,4	9,5	9,5	12,7
737 a 965	6,4	7,5	9,5	12,7	15,9
991 a 1.524	6,4	9,5	12,7	15,9	15,9
1.549 a 2.540	9,5	12,7	15,9	19,1	19,1

**Tabela 7.3** Vãos máximos entre suportes do feixe tubular (chicanas transversais ou chapas de suporte) (Transcrita da Tabela R-4.52 da norma TEMA)

Diâmetro externo dos tubos (pol.)	Vão máximo entre suportes (mm)			
	Materiais e temperaturas limites (°C)			
	Aços-carbono e aços inoxidáveis:	400	Alumínio e ligas	Temperaturas máximas do código ASME, Seção VIII
Aços de baixa liga:	455	Cobre e ligas		
Cobre-níquel:	315	Titânio e ligas		
Níquel:	455	Zircônio		
1/4	660		559	
3/8	889		762	
1/2	1.118		965	
5/8	1.321		1.143	
3/4	1.524		1.321	
7/8	1.753		1.524	
1	1.880		1.626	
1 1/4	2.235		1.930	
1 1/2	2.540		2.210	
2	3.175		2.794	

Observação: Para temperaturas acima desses limites, o vão deverá ser reduzido proporcionalmente a:

$$\sqrt{\frac{E_1}{E_2}}$$

em que

$E_1$ : módulo de elasticidade na temperatura dada

$E_2$ : idem, na temperatura limite acima.

projeção da extremidade dos tubos no espelho não pode ser superior a 1/2 do diâmetro do tubo.

Nos espelhos cladeados as espessuras mínimas do revestimento são de 7,9mm para tubos mandrilados e de 3mm para tubos soldados.

**Tabela 7.4** Folgas radiais máximas entre chicanas transversais e o casco (Transcrita da Tabela R-4.3 da norma TEMA)

Diâmetro interno do casco (mm)	Folga radial máxima entre o casco e as chicanas transversais (mm)
152 a 432	3,2
457 a 991	4,8
1.016 a 1.372	6,4
1.397 a 1.753	7,9
1.778 a 2.134	9,5
2.159 a 2.540	11,1

Tabela 7.5 Diâmetro e quantidade mínima de tirantes do feixe tubular  
(Transcrita da Tabela R-4.71 da norma TEMA)

Diâmetro interno do casco (mm)	Diâmetro dos tirantes (pol.)	Quantidade mínima de tirantes
152 a 381	3/8	4
406 a 686	3/8	6
711 a 838	1/2	6
864 a 1.219	1/2	8
1.245 a 1.524	1/2	10
1.549 a 2.540	5/8	12

Os rebaixos para encaixe das chicanas do carretel no espelho e na tampa do carretel devem ter uma profundidade aproximada de 4,5mm.

A tampa flutuante deve ter uma altura tal de forma que a seção de escoamento entre os passes seja pelo menos 1,3 vez a seção total de escoamento dos tubos em cada passe. A mesma exigência dimensional é feita para o comprimento do carretel, quando há retorno de fluxo no mesmo. Os parafusos (ou estojos) da tampa flutuante devem ser de material seguramente resistente à corrosão pelo fluido que passa no casco, adotando-se como qualidade mínima de material os aços inoxidáveis 12% Cr.

Os bocais do casco não devem ter nenhuma projeção interna; os do carretel poderão ter quando for necessário. Exigem-se em geral quebra-jatos nos bocais de entrada do casco, para evitar o impacto da corrente fluida sobre os tubos do feixe tubular.

As luvas devem ser no mínimo de classe de pressão 6.000#, de acordo com a norma ANSI B-16.11. Nos pescoços dos bocais flangeados de diâmetro nominal de 2", ou maior, deve haver uma luva de 3/4", para a instalação de instrumentos.

As juntas da tampa flutuante — para todos os trocadores de calor —, bem como as juntas da tampa do carretel e as juntas entre o espelho fixo e o casco e o carretel, para os trocadores em serviço com hidrocarbonetos e para pressões acima de 20kg/cm<sup>2</sup>, devem ser metálicas maciças ou semimetálicas, isto é, espiraladas ou com capa metálica e recheio de amianto. Para os aparelhos de classe R, todas essas juntas devem ser confinadas, ou seja, mantidas dentro de um rasgo ou um rebaixo em uma das duas peças entre as quais está a junta.

Tabela 7.6 Espessuras mínimas das chicanas do carretel  
(Transcrita da Tabela R-9.131 da norma TEMA)

Diâmetro interno do casco (mm)	Material	
	Aço-carbono	Aços-liga e inoxidáveis
até 610	9,5 mm	6,4 mm
610 a 1.524	12,7 mm	9,5 mm
1.524 a 2.540	15,9 mm	12,7 mm

Chama-se atenção que essas juntas têm, quase sempre, um formato especial para permitir também a vedação nas chicanas de divisão de fluxo do carretel.

Todas as peças removíveis (carretel, tampas etc.) com peso superior a 30kg devem ter olhais de suspensão ou furos rosqueados para a colocação de olhais. Devem existir também olhais nos espelhos para a remoção do feixe tubular, sempre que o diâmetro do feixe for superior a 300mm, ou o comprimento superior a 2.400mm.

### 7.13 PEÇAS EXTERNAS E ACESSÓRIOS DIVERSOS EM VASOS DE PRESSÃO

Os vasos de pressão podem ter diversos tipos de acessórios externos, dos quais a Fig. 7.22 mostra alguns exemplos.

Os reforços de vácuo (Fig. 7.22(a)) são anéis soldados ao casco para dar maior rigidez, evitando o colapso, nos vasos que trabalham com pressões inferiores à atmosférica (veja Item 10.8). Esses anéis podem ser feitos de cantoneiras, perfis  $\square$ , perfis I (cortados ao meio), barras chatas, ou compostos de chapas e barras. Esse último sistema é em geral o preferido, apesar da maior quantidade de soldas, devido à dificuldade que existe em se curvar perfis laminados com certa precisão. Os reforços empregados em vasos horizontais de grande comprimento e/ou de paredes finas, para evitar o colapso no centro do vaso ou na região próxima aos suportes, têm idênticos sistemas de construção.

Os vasos de pressão verticais que possuam isolamento térmico externo devem ter anéis de cantoneiras ou de barras de aço, soldadas ao casco, para sustentar o peso do isolamento e para permitir um acabamento adequado ao mesmo. Esses anéis devem ter uma largura pelo menos igual à espessura do isolamento, e furos para a amarração de arames ou telas de fixação do isolamento. Deve haver pelo menos dois anéis, colocados nas linhas de tangência inferior e superior do vaso e, se necessário, outros anéis ao longo do vaso, com o espaçamento máximo de 3m, ou como pedir o material do isolamento. A Fig. 7.22(b), mostra exemplos de anéis de suporte de isolamento térmico. Quando existirem anéis de reforço de vácuo, os anéis de suporte de isolamento podem ser dispensados, porque os anéis de reforço podem ser posicionados de forma a preencher as duas finalidades.

No tampo inferior dos vasos verticais, ou em ambos os tampos dos vasos horizontais, a sustentação do isolamento térmico costuma ser feita por meio de ferragens especiais (porcas, estojos, olhais etc.) soldadas de espaço em espaço na parede do vaso. Essas mesmas ferragens também são usadas para a sustentação de revestimentos de concreto contra fogo (*fire-proofing*), em saias e colunas de suporte de vasos verticais e de esferas.

A fixação de escadas, plataformas, suportes de tubulação e outras estruturas nas paredes de um vaso é feita em geral por meio de orelhas de chapa (*lugs*) soldadas ao vaso, com furos onde são aparafusadas essas estruturas, como mostra a Fig. 7.22(c). Quando os esforços ou pesos transmitidos forem grandes, devem haver chapas de re-

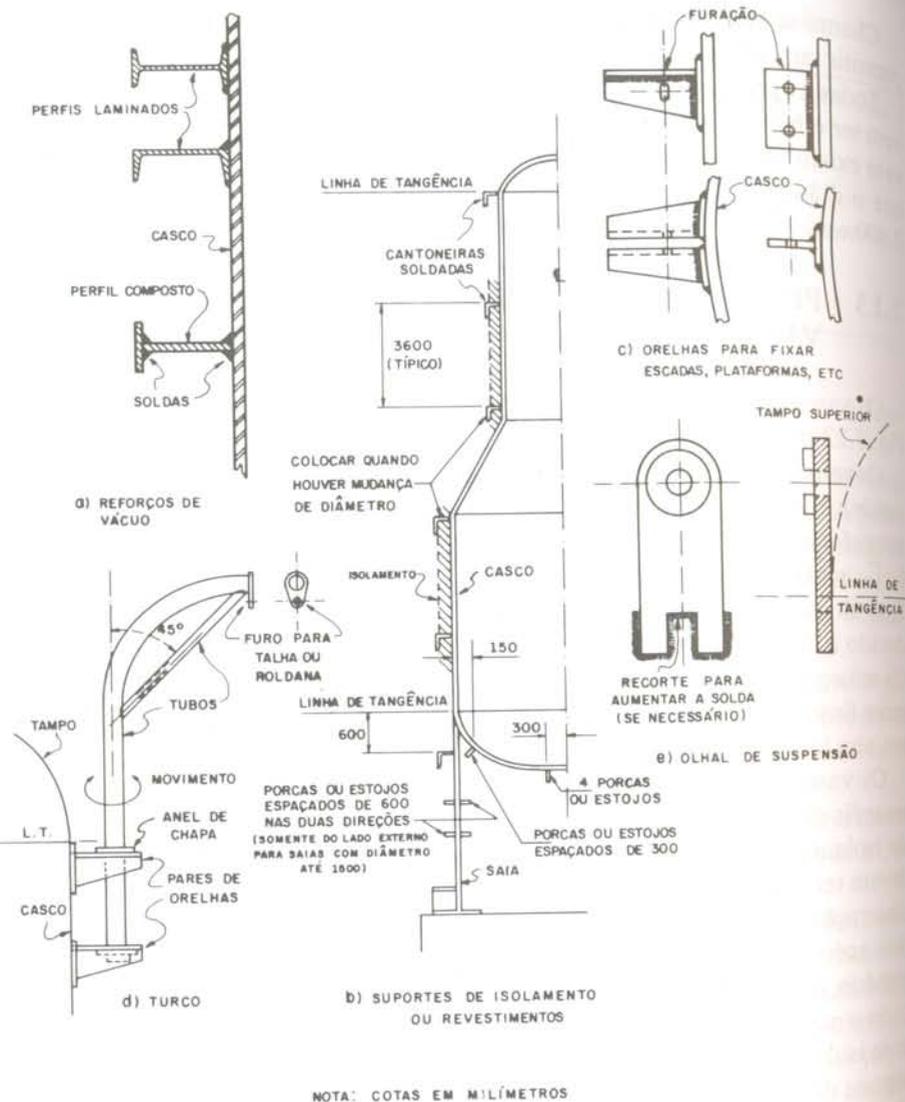


Fig. 7.22 Peças e acessórios externos de vasos de pressão.

de manobra de pesos, sempre que existirem peças internas desmontáveis. No caso de vasos horizontais a pequena altura do solo, não é em geral preciso prever nenhum meio especial para remoção de peças internas, porque essa operação pode ser facilmente realizada por guindastes móveis, mesmo quando as peças internas forem volumosas e pesadas.

Os vasos cujas dimensões e peso permitam que sejam transportados inteiros ao local de instalação, devem ter olhais de suspensão, como mostrado na Fig. 7.22(e). Esses olhais devem ser colocados de forma que o vaso seja transportado com segurança, em posição horizontal ou a prumo, e com o peso distribuído o melhor possível. Em vasos de grande peso podem ser feitos recortes na chapa do olhal, soldada ao vaso, para aumentar o comprimento da solda e dar maior resistência.

É importante que todas as peças soldadas diretamente à parede do vaso sejam obrigatoriamente do mesmo material do vaso, ou de material de mesmo "Número P". As peças sobrepostas ao vaso, soldadas com solda em ângulo (solda de filete) em toda volta, devem ter um pequeno furo com 6mm de diâmetro, para respiro da solda e para evitar pressões elevadas no ar que fica retido. Nos vasos que trabalham em temperaturas abaixo de 0°C esses furos não devem existir, porque poderiam possibilitar altas pressões internas pelo congelamento da água que conseguisse penetrar. As peças que devido ao seu formato ou posição tendam a causar acumulação de líquidos — inclusive água da chuva — (anéis de vácuo em T, por exemplo) devem ter furos adequados para a drenagem.

O código ASME, Seção VIII, Divisão 2 (parágrafo AD-900), exige solda contínua — ou cordão de solda contínuo — em toda volta de qualquer peça pressurizada ou não soldada externamente à parede do vaso, para evitar a penetração de água ou umidade.

Uma peça externa obrigatória em todos os vasos de pressão é a placa de identificação, da qual um modelo está mostrado na Fig. 7.23. Essas placas devem ser de material resistente à corrosão (geralmente bronze ou aço inoxidável), com letras de 4mm de altura no mínimo, contendo pelo menos as seguintes informações:

- Sigla ou número de identificação do vaso.
- Serviço do vaso.
- Pressão e temperatura de operação e de projeto (máxima e mínima quando for o caso).
- Pressão máxima de trabalho admissível e indicação da condição do vaso (novo ou corroído) e da parte do vaso que limita essa pressão.
- Pressão de teste hidrostático e indicação do ponto de medição (dispensável no caso de vasos horizontais).
- Norma de projeto.
- Execução (ou não) de alívio de tensões e de radiografia.
- Nome do fabricante e do montador (quando diferente do fabricante).
- Ano de fabricação.

A placa de identificação pode ainda conter outras informações, como existência ou não de serviço com hidrogênio (veja Item 8.8), condições exigidas da água do

forço, soldadas ao vaso, para melhorar a distribuição de tensões na parede do vaso. As torres e outros vasos verticais que tenham peças internas desmontáveis devem possuir um turco giratório com roldana (*davit*), Fig. 7.22(d), colocado no topo do vaso, para facilitar a remoção das peças internas. No caso de peças internas muito pesadas, pode ser necessário uma estrutura especial com trilho para uma talha ou monovia, instalada próximo à boca de visita por onde saem essas peças. Para os vasos horizontais situados a grande altura (boca de visita a mais de 3m acima do solo) recomenda-se que tenham também turco ou outros dispositivos apropriados

IDENTIFICAÇÃO DO VASO (V. NOTA 1)			
SERVIÇO			
NORMA DE PROJETO (V. NOTA 2)	<input type="text"/>	SOBRESSESSURA PARA CORROSÃO	<input type="text"/>
TEMPERATURA DE PROJETO	<input type="text"/>	TEMPERATURA MÍNIMA DE TRABALHO	<input type="text"/> (V. NOTA 3)
PRESSÃO DE PROJETO	<input type="text"/>	PRESSÃO DE TESTE HIDROSTÁTICO (NOVO E FRIO)	<input type="text"/>
PRESSÃO MÁXIMA ADMISSÍVEL	<input type="text"/>	MEDIDA EM	<input type="text"/>
CATEGORIA E CLASSE DA NR-13	<input type="text"/>		
LIMITADA POR:	CASCO <input type="checkbox"/>	TAMPO <input type="checkbox"/>	ALÍVIO DE TENSÕES <input type="text"/>
PESO VAZIO	<input type="text"/>		RAIOS X <input type="text"/>
FABRICANTE E LOCAL	<input type="text"/>		
MONTADOR	<input type="text"/>		
NÚMERO DE SÉRIE DO FABRICANTE	<input type="text"/>	ANO DE FABRICAÇÃO	<input type="text"/>
	<input type="text"/> (V. NOTA 4)		
	<input type="text"/> (V. NOTA 5)		

- NOTAS: 1. A IDENTIFICAÇÃO DO VASO DEVE OBEDECER A UMA NORMA OU CRITÉRIO DO USUÁRIO OU DO PROJETISTA  
 2. INDICAR A NORMA E O ANO DE EDIÇÃO  
 3. QUANDO APLICÁVEL  
 4. NESTE ESPAÇO DEVE SER ESCRITO "SERVIÇO COM HIDROGÊNIO" OU OUTRA ADVERTÊNCIA DE SERVIÇO ESPECIAL, QUANDO FOR O CASO  
 5. NESTE ESPAÇO DEVEM SER ESCRITAS AS EXIGÊNCIAS SOBRE A ÁGUA DO TESTE HIDROSTÁTICO (AUSÊNCIA DE CLORETO, TEMPERATURA MÍNIMA, ETC.), QUANDO FOR O CASO.

Fig. 7.23 Placa de identificação para vasos de pressão.

teste hidrostático etc., como também mostra a Fig. 7.23.

Tratando-se de trocadores de calor, todos os valores de pressão e de temperatura devem ser dados para as duas correntes fluidas (casco e tubos).

Para os vasos com isolamento térmico externo, a placa de identificação deve ser colocada em suporte especial para que fique saliente do isolamento.

É usual que a placa de identificação seja posta sobre a tampa ou próxima da boca de visita inferior do vaso.

## 7.14 DISPOSITIVOS DE ALÍVIO DE PRESSÃO

Todos os vasos, quaisquer que sejam suas dimensões, finalidade ou pressão de projeto, devem ser protegidos por dispositivos de alívio de pressão, sendo essa uma exigência comum a todas as normas de projeto de vasos (veja-se, por exemplo, o

parágrafo UG-125, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1).

Nos casos em que a pressão é gerada no interior do próprio vaso, é obrigatório que o dispositivo de alívio de pressão esteja diretamente acoplado a um bocal do vaso; isso acontece, entre outros, nos vasos onde há geração de vapor. Quando a fonte de pressão é externa ao vaso (bombeamento ou compressão de um fluido, por exemplo), o dispositivo de alívio poderá estar em alguma tubulação ligada ao vaso, ou em outro vaso próximo, desde que seja capaz de proteger eficientemente o vaso considerado.

É usual a colocação de dispositivos de alívio de pressão (válvulas de segurança) individualmente em todos os vasos de pressão importantes, tais como torres de destilação, fracionamento, retificação etc., reatores, bem como, e principalmente, em todos os vasos e esferas de armazenagem de gases liquefeitos, ainda que isso não seja uma exigência de norma.

Os vasos de pressão menos importantes, ou de menor volume — vasos de acumulação intermediária, por exemplo —, assim como os trocadores de calor em geral, são via de regra protegidos, indiretamente, por dispositivos colocados no sistema onde o vaso se encontra, e não em cada vaso individual.

Exceto como explicado a seguir, o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-125), exige que os dispositivos de alívio de pressão não permitam que a pressão em nenhum ponto no interior do vaso ultrapasse o valor da *PMTA* do vaso em mais de 10% ou em 0,2kg/cm<sup>2</sup>, o que for maior. Quando existir mais de um dispositivo de alívio no mesmo vaso, a pressão no interior do vaso não deve ultrapassar o valor da *PMTA* do vaso em mais de 16%, ou em 0,3kg/cm<sup>2</sup>, o que for maior. No caso de vasos sujeitos a risco de incêndio — no próprio vaso ou em suas proximidades —, permite-se a instalação de dispositivos adicionais de alívio de pressão, que podem deixar a pressão interna atingir, nessa circunstância excepcional, até 21% acima da *PMTA* do vaso.

A Divisão 2 do código ASME (parágrafo AR-150) faz as mesmas exigências acima descritas, com a diferença de que os acréscimos de pressão (10%, 16% e 21%) são considerados acima da pressão de projeto do vaso, e não acima da *PMTA*.

Todos os dispositivos de alívio de pressão devem ser instalados na parte superior do vaso e em local de fácil acesso para manutenção e inspeção. É obrigatório que entre o vaso e esses dispositivos não haja nenhuma válvula ou qualquer outra possível obstrução, bem como o bocal, o respectivo pescoço, ou a tubulação, tenham amplo diâmetro com o mínimo de perda de carga.

Em vasos onde é necessária uma proteção mais segura contra surtos de pressão, costuma-se instalar pelo menos duas válvulas de segurança iguais, ambas diretamente acopladas a um bocal do vaso, e dimensionadas cada uma para a vazão total. Entre cada bocal e a válvula de segurança coloca-se uma válvula de bloqueio, sendo obrigatório nesse caso que haja também um dispositivo mecânico de intertravamento das válvulas de bloqueio, de forma a tornar completamente impossível o fechamento simultâneo de ambas as válvulas. Com essa disposição, cada uma das válvulas de segurança servirá como reserva da outra, permitindo assim a manuten-

ção, ajuste e mesmo a substituição da válvula com o vaso em operação.

Em vasos que contenham gases (ou líquidos e gases), o dispositivo de alívio de pressão mais empregado são as denominadas “válvulas de segurança”, colocadas sempre acima do nível máximo do líquido. Nos vasos contendo apenas líquidos usam-se as chamadas “válvulas de alívio”. Para qualquer vaso, podem também ser usados “discos de ruptura”, só ou em combinação com válvulas de segurança ou de alívio. Para detalhes construtivos dessas válvulas veja-se o livro *Tubulações Industriais, Materiais, Projeto, Montagem*.

Na prática usual todos os dispositivos de alívio de pressão são considerados como instrumentos, e não fazem parte do vaso de pressão nem da responsabilidade do projetista ou do fabricante do vaso.

## 7.15 DISPOSIÇÃO GERAL DOS ACESSÓRIOS EM VASOS DE PRESSÃO

A disposição geral dos acessórios em um vaso de pressão deve ser estudada em conjunto, para todos os acessórios, devido às interdependências e interferências recíprocas de localização. Como princípio geral, a localização dos acessórios deve atender à finalidade dos mesmos e às facilidades de operação e de manutenção, e à economia.

Nos vasos de armazenagem ou de acumulação, a localização dos bocais de entrada e de saída geralmente independe de exigências de processo. Nesse caso, deve-se procurar colocar a saída (ou saídas) afastada da entrada (ou entradas), para evitar “curto-circuito” do fluido, principalmente se o vaso é de grande volume, procurando-se, tanto quanto possível, que toda massa fluida se movimente. Nos vasos horizontais, é prática corrente colocar a entrada e a saída no corpo cilíndrico, cada uma próxima a uma das extremidades do vaso. Quando a entrada é de líquido — ou de mistura líquido/gás —, é usual que seja colocada na parte superior do vaso, exceto para bocais de grande diâmetro, quando, para economia de tubulação, coloca-se freqüentemente no fundo do vaso, devendo, nesse caso, haver no interior do vaso um tubo vertical. Os bocais de saída de líquido são, evidentemente, sempre no fundo do vaso, e os de saída de gases, no topo.

Para qualquer vaso onde houver nível livre de líquido, o instrumento de medição de nível deve ficar afastado dos bocais de entrada, para evitar perturbações na leitura do nível; em vasos horizontais, a melhor localização para o instrumento de nível é na parte central do corpo cilíndrico. Quando não for possível obedecer a essas recomendações, o medidor de nível deve ser instalado dentro de um tubo com perfurações, ou protegido por anteparas diafragma, de chapas perfuradas (*baffles*), para atenuar as oscilações de nível.

As cotas de elevação dos bocais de entrada e de saída nos vasos são geralmente fixadas por exigências de processo, principalmente no caso de vasos verticais; mesmo assim, permitem-se algumas vezes ao projetista do vaso pequenos ajustamentos nessas elevações para fugir de interferências com soldas ou com outros acidentes,

ou para facilitar o arranjo geral.

Em compensação, a orientação, em planta, é em geral indiferente para o funcionamento do vaso, e por isso não costuma ser definida no projeto de processo, ficando normalmente a sua fixação a critério de quem faz o projeto de tubulação da instalação onde se encontra o vaso de pressão. Assim, a orientação dos bocais será estabelecida de forma a melhor atender às conveniências do traçado das tubulações externas e ao arranjo de escadas, plataformas e bocas de visita do vaso, tendo também em vista as facilidades de operação e de manutenção. A regra geral, de boa prática, é procurar concentrar todos os bocais do casco do vaso em um único setor limitado de sua circunferência (45° a 90°, no máximo), liberando desta forma o restante do perímetro para as bocas de visita, plataformas, escadas etc. Essa disposição tem ainda a grande vantagem de facilitar muito o traçado e suporte dos trechos verticais de tubulações externas ao longo do casco do vaso. As distâncias angulares entre os bocais das tubulações devem ser as mínimas possíveis, para que os espaçamentos entre as tubulações verticais sejam também as menores possíveis (Fig. 7.24).

Quando a quantidade de bocais do vaso for muito grande, não permitindo a concentração de todos em um único setor, colocam-se os bocais em dois setores diametralmente opostos. A Fig. 7.24 mostra também os setores do perímetro do vaso preferidos para a colocação dos bocais para facilitar o traçado das tubulações, com relação à localização da faixa de passagem das tubulações externas (ponte de tubulações ou tubovia).

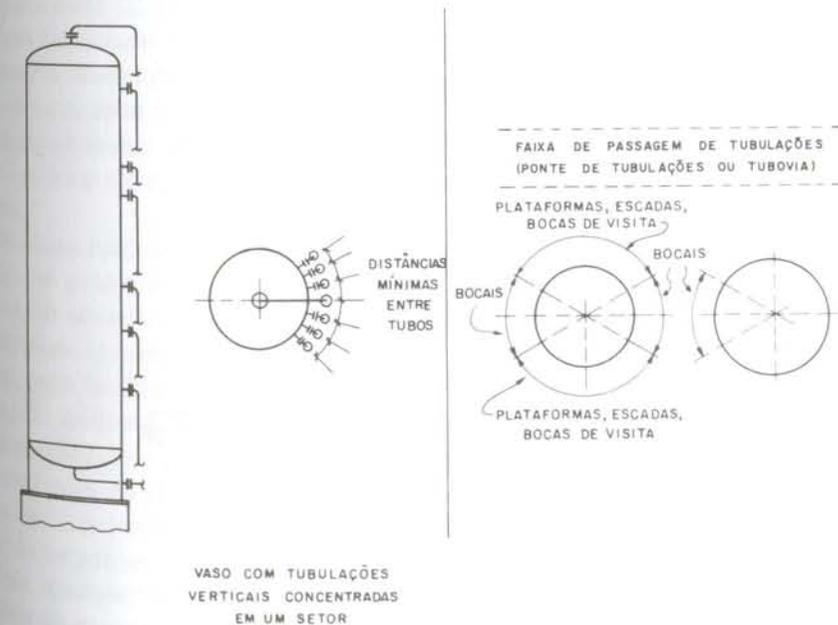


Fig. 7.24 Orientação preferível de bocais em vasos verticais.

Para os bocais de entrada de fluidos, principalmente no caso de altas velocidades de entrada, ou de fluidos corrosivos ou abrasivos, deve-se ainda evitar, tanto quanto possível, a incidência do jato fluido em peças internas ou na própria parede do vaso, podendo-se adotar os bocais tangenciais quando necessário, especialmente para grandes vazões.

Nas torres de fracionamento com bandejas, a posição relativa dos bocais de entrada e de saída de líquidos depende do tipo e posição dos vertedouros das bandejas. No caso mais comum, de bandejas com vertedouros colocados alternadamente de um lado e de outro, tem-se o seguinte: quando o número de bandejas for par, os bocais de entrada e de saída devem estar situados na mesma orientação; quando o número for ímpar, esses bocais devem ficar diametralmente opostos um com o outro.

Ainda quanto à posição dos bocais de entrada e de saída, pode-se dizer que para os trocadores de calor deve-se ter, como regra geral, o fluido que se aquece, entrando por baixo e saindo por cima, enquanto o fluido que se resfria deve entrar por cima e sair por baixo. Essa regra é importante principalmente quando há mudança de estado físico nos fluidos.

Nas torres e em outros vasos verticais suportados por saias cilíndricas que formem um espaço confinado, não devem ser colocadas válvulas dentro da saia, devido à dificuldade de acesso e manobra. Caso deva haver uma válvula diretamente acoplada ao bocal de fundo do vaso, a disposição deve ser feita como mostra a Fig. 7.25, com a válvula fora da saia.

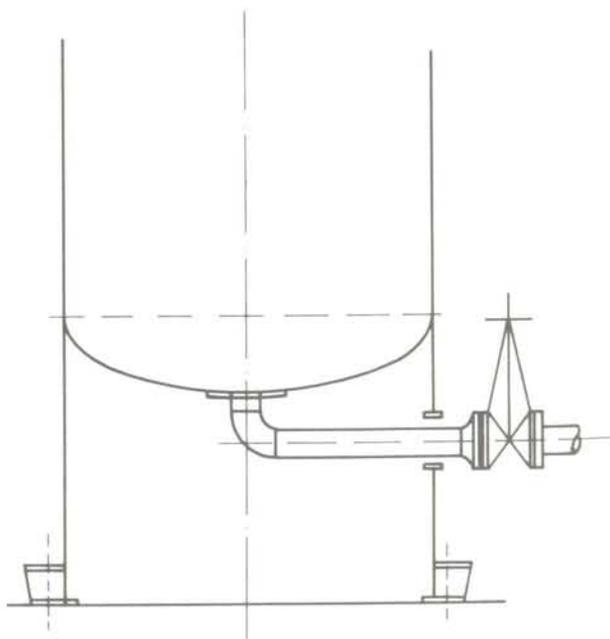


Fig. 7.25 Bocal de fundo em vasos verticais com saia.

Em todos os vasos (ou em cada compartimento de um mesmo vaso) que não sejam completamente drenáveis pelas tubulações, é obrigatória a colocação de um bocal de dreno, no ponto mais baixo, de forma a permitir o esvaziamento completo do vaso. Em qualquer caso, é obrigatória a colocação de um bocal de respiro no ponto mais alto do vaso, para admissão e purga de ar quando necessário; o respiro é freqüentemente associado à válvula de segurança, estando ambos no mesmo bocal. Nos vasos horizontais é usual colocar o dreno e o respiro afastados um do outro, próximos a cada uma das extremidades. Em vasos que possuam boca de visita na parte superior, o respiro costuma ser instalado na tampa dessa boca de visita, que é geralmente o ponto mais alto do vaso. O dreno pode, algumas vezes, ser colocado em alguma tubulação ligada ao fundo do vaso, em vez de diretamente no vaso.

Nos vasos que devam sofrer lavagem com vapor (*steam-out*), o bocal de injeção de vapor deve estar afastado e em posição oposta ao respiro, para melhorar a circulação interna no vaso e as condições da lavagem.

Para os vasos verticais com uma única boca de visita, esta deve se situar no corpo cilíndrico do vaso, na posição mais baixa possível, para facilitar o acesso. Quando o vaso tiver duas bocas de visita, a segunda deve, de preferência, ficar no corpo cilíndrico, o mais alto possível, ou no tampo superior. Para os vasos com três ou mais bocas de visita, as bocas adicionais devem estar, tanto quanto possível, igualmente espaçadas ao longo do comprimento do vaso. Quando um vaso vertical tiver bandejas, grades ou outras peças internas semelhantes, que sejam desmontáveis e que possuam alçapão de passagem, sugere-se que haja no mínimo uma boca de visita para cada 12 a 15 bandejas ou grades.

Para facilidade de arranjo das escadas e plataformas de acesso, e também para facilitar a desmontagem de peças internas, todas as bocas de visita de vasos verticais devem estar situadas ao longo de uma mesma geratriz do corpo cilíndrico. Quando existirem peças desmontáveis, deve haver um turco giratório no topo do vaso — como já referido no Item 7.13 —, situado na mesma geratriz das bocas de visita.

Os vasos horizontais devem ter pelo menos uma boca de visita, situada de preferência no centro de um dos tampos. Quando houver uma segunda boca de visita, esta deve ser colocada no topo do vaso, próximo à extremidade oposta; os vasos horizontais com mais de 10m de comprimento devem ter no mínimo duas bocas de visita, para facilitar o arejamento do vaso quando necessário. Em qualquer caso, as bocas de visita situadas no topo são de entrada mais fácil, embora de acesso externo mais difícil — exigindo sempre uma plataforma fixa com escada —, enquanto que as bocas de visita nos tampos são de entrada mais difícil e de acesso externo mais fácil, permitindo com freqüência o acesso por meio de uma simples escada móvel (escada de pedreiro).

Para qualquer boca de visita com tampa no plano vertical devem ser colocados punhos de segurança e degraus dentro do vaso, exceto quando existirem peças internas dentro do vaso que tornem esses degraus desnecessários.

É obrigatória a existência de um meio de acesso permanente — escada e/ou plataforma fixas — a todos os pontos dos vasos de pressão como a seguir discriminado. Essas escadas e plataformas são geralmente presas externamente ao próprio vaso.

- Bocas de visita cuja linha de centro esteja a mais de 3m de altura do solo ou de um piso de operação.
- Válvulas de segurança ou de alívio.
- Instrumentos de medição de nível.

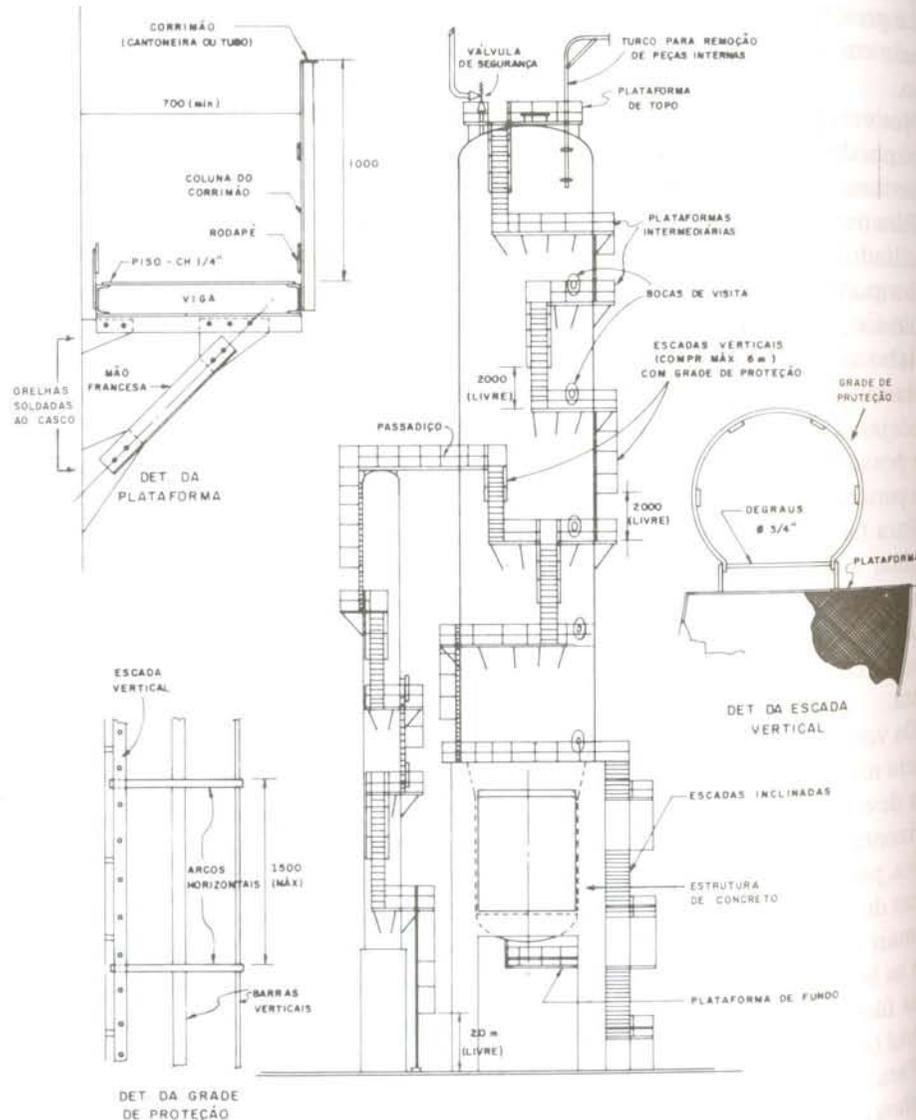


Fig. 7.26 Escadas e plataformas de vasos de pressão.

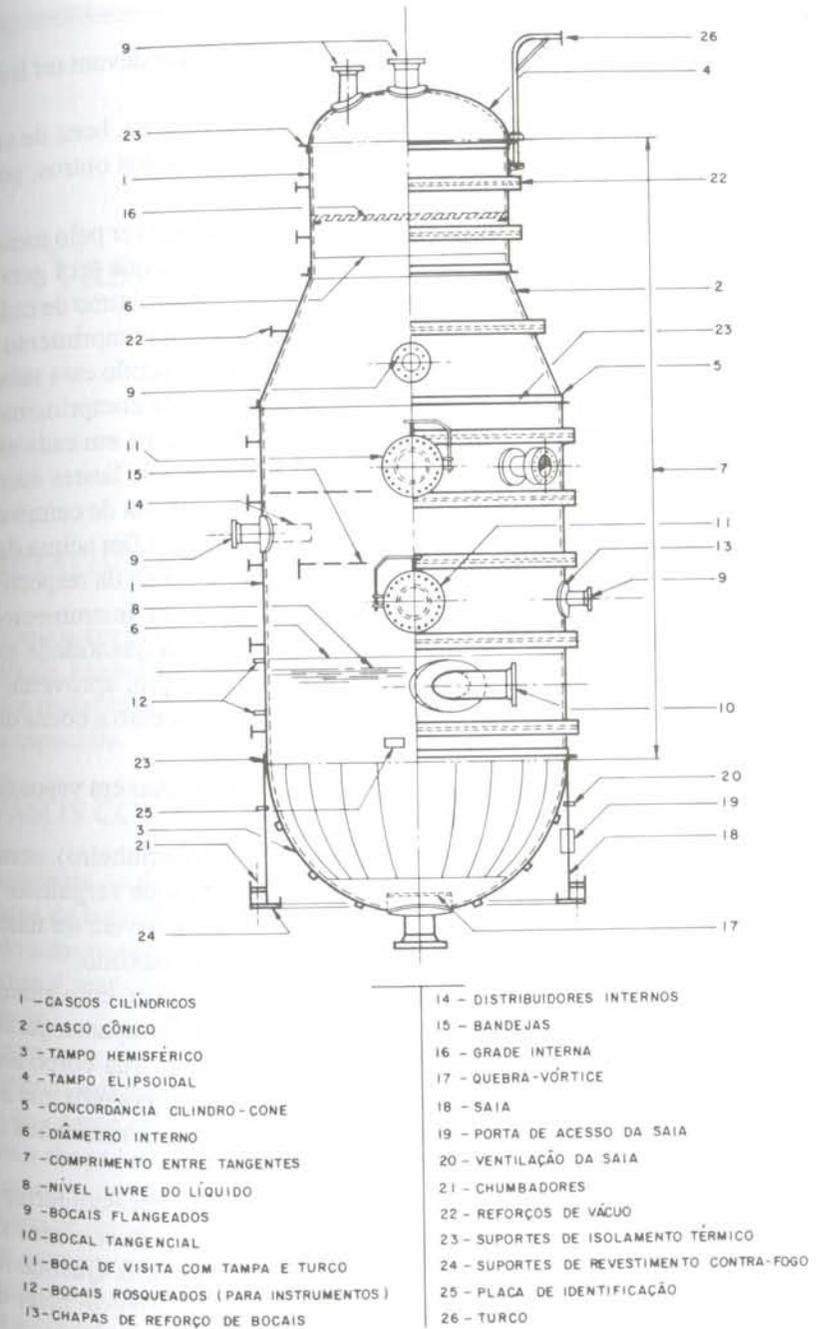


Fig. 7.27 Vaso de pressão típico completo.

- Pontos de tomada de amostras.
- Instrumentos ou equipamentos, acoplados ao vaso, que devam ter leitura ou operação local ou inspeção freqüente.

Os acessórios situados no topo do vaso (válvulas de segurança, boca de visita do topo etc.) devem ser colocados o mais próximo possível uns dos outros, para permitir que sejam atingidos de uma única plataforma.

Teremos assim, em quase todos os vasos, necessidade de prever pelo menos uma plataforma, no topo do vaso, e a respectiva escada de acesso, que será geralmente uma escada vertical. Por motivo de segurança, o comprimento máximo de cada lance de escada vertical deve ser de 6m. Quando a escada tiver um comprimento maior, deverá ser subdividida em tantos lances quantos necessários, sendo essa subdivisão feita por meio de plataformas intermediárias, com um metro de comprimento mínimo. As escadas verticais são em geral colocadas alternadamente em cada extremidade das plataformas intermediárias, de forma a não haver dois lances sucessivos de escadas na mesma prumada, como mostra a Fig. 7.26. A linha de centro de uma boca de visita com eixo horizontal deve ficar, de preferência, 1,0m acima da plataforma de acesso, e os instrumentos, de preferência, 1,50m acima da respectiva plataforma. A localização e a orientação exatas de bocas de visita, instrumentos e outros acessórios, devem ser estudadas de forma a minimizar a quantidade total necessária de escadas e plataformas, procurando-se, por exemplo, aproveitar para a subdivisão das escadas verticais as mesmas plataformas de acesso a bocas de visita e a instrumentos.

A Fig. 7.26 mostra um arranjo típico de escadas e plataformas em vasos de pressão verticais.

Na maioria das vezes, as escadas são do tipo vertical (de marinheiro), compostas simplesmente de dois montantes de perfil metálico e degraus de vergalhão. Todos os lances de escada vertical cujo comprimento exceder a 3m devem ter uma grade de proteção, com os aros horizontais espaçados de 1,5m no máximo.

As plataformas costumam ter uma largura mínima de 700mm, com guarda-corpo de 1m de altura do lado desabrigado. O piso deve ser antiderrapante, geralmente de chapa xadrez, grade, ou chapa com desenhos de solda. O guarda-corpo tem usualmente duas barras horizontais e um rodapé com 100mm de altura próximo ao piso. As plataformas dos vasos são sustentadas por vigas horizontais, com mãos francesas, presas ao próprio vaso.

Os reforços de vácuo, anéis de sustentação de isolamento térmico, ferragens de fixação de escadas e plataformas e demais acessórios externos, devem ser localizados de modo a não interferirem com as costuras soldadas do vaso. Quando for inevitável colocar alguma dessas peças por cima de uma solda, deve-se fazer um pequeno rasgo semicircular na peça no ponto de cruzamento com a solda.

A Fig. 7.27 mostra um exemplo de um vaso completo, com seus diversos acessórios internos e externos.

## Detalhes em Vasos de Pressão Especiais

### 8.1 DETALHES EM VASOS DE PRESSÃO ESPECIAIS

Vamos ver neste capítulo detalhes construtivos referentes a algumas classes especiais de vasos de pressão. Os detalhes descritos no Cap. 7, bem como as exigências e recomendações nele referidas, são também válidos para esses vasos de pressão especiais.

### 8.2 VASOS CONSTRUÍDOS DE CHAPAS CLADEADAS

Denominam-se de “chapas cladeadas” (ou conjugadas) chapas de aço-carbono ou de aços de baixa liga, com um revestimento metálico anticorrosivo aplicado de tal modo a se conseguir uma forte ligação metalúrgica na interface bimetálica; nessas chapas é praticamente impossível destacar-se a chapa fina de revestimento da chapa base.

Embora seja permitido pelas normas de projeto considerar-se que a chapa de revestimento também contribui para a resistência mecânica, é usual, nos vasos construídos de chapas cladeadas, dimensionar a espessura de parede considerando que somente a chapa base resiste à pressão, ficando a chapa de revestimento exclusivamente como proteção anticorrosiva.

A chapa de revestimento costuma ter até 4 mm de espessura, com um mínimo de 2,0 mm, para os casos comuns de revestimento de aço inoxidável com a finalidade de proteção anticorrosiva. Os revestimentos de aços inoxidáveis destinados somente a evitar a contaminação do fluido contido, isto é, quando o metal base é suficientemente resistente à corrosão pelo fluido, podem ter menor espessura, com o mínimo de 1 mm. Os revestimentos de metais não-ferrosos, qualquer que seja a sua finalidade, devem ter uma espessura suficiente para garantir a não-contaminação de íons Fe na solda do revestimento, ou seja, uma espessura mínima de 2 mm.

Como já nos referimos no Item 4.13, os aços inoxidáveis austeníticos sujeitos à sensitização não devem ser empregados como material de revestimento, porque a execução das soldas causará certamente a sensitização do aço, prejudicando gravemente sua resistência à corrosão. Os aços inoxidáveis que podem ser empregados são os austeníticos não sensitizáveis pela soldagem — estabilizados ou de baixo carbono —, e os ferríticos de baixo cromo.

Para os vasos que trabalham em temperatura elevada, é aconselhável que o metal-base e o do revestimento tenham coeficientes de dilatação próximos, para evitar problemas de dilatação diferencial. Note-se que a dilatação diferencial não é capaz de descolar a chapa de revestimento, mas pode provocar trincas por fadiga, ou ocasionar corrosão sob tensão. Por esse motivo, os aços inoxidáveis austeníticos, de qualquer tipo, não são recomendados como revestimentos para esses casos, preferindo-se os ferríticos, que têm coeficiente de dilatação próximo do aço-carbono.

Já fizemos ver, no Item 4.13, a importância da continuidade e da perfeição de qualquer revestimento anticorrosivo. Essa continuidade tem que ser garantida em toda superfície interna do vaso em contato com o fluido corrosivo, em particular em todas as soldas, pescoços de bocais, faces de flanges, luvas, tampas e flanges cegos, peças internas etc.

A construção com chapas cladeadas é sempre bem mais cara e mais difícil do que com materiais simples. Por esse motivo, o emprego de chapas cladeadas só se justifica economicamente quando a espessura total é grande (acima de 15 mm, aproximadamente); para espessuras menores é em geral mais barata a construção do equipamento com chapas simples do próprio material de revestimento anticorrosivo, sempre que essa construção for possível.

As chapas cladeadas podem ser trabalhadas e conformadas pelos processos convencionais como qualquer chapa. Devem, entretanto, ser evitados os processos de conformação que resultam em grande deformação, como o rebordeamento (veja Cap. 12), a calandragem em diâmetros pequenos, e principalmente o dobramento, a estampagem e o embutimento.

As soldas são sempre difíceis, exigindo cuidados e procedimentos especiais, para evitar a dissolução excessiva do metal do revestimento na chapa-base, ou a formação de compostos indesejáveis na interface bimetálica. O procedimento usual para espessuras acima de 13 mm é fazer-se a soldagem dos dois metais separadamente, sendo a seguinte a seqüência de operações:

a) Preparam-se os chanfros na chapa-base. Para a soldagem manual, em chapas com espessuras até 19 mm, os chanfros costumam ser em V simples, com ângulo incluso de  $75^\circ$ , e para espessuras entre 19 mm e 38 mm, o chanfro é em U simples, com ângulo incluso de  $20^\circ$ . Em todos os casos é importante deixar um nariz (*lip*) na chapa-base, com pelo menos 1,5 mm, para evitar a contaminação com o revestimento (veja Fig. 8.1). Para espessuras muito grandes (acima de 38 mm) é em geral necessária a soldagem da chapa-base pelos dois lados, com chanfro em U duplo, como mostra a Fig. 8.1, fazendo-se, antes da soldagem, a remoção mecânica do revestimento em uma faixa com 4 mm de largura, de cada lado da solda; nesse caso,

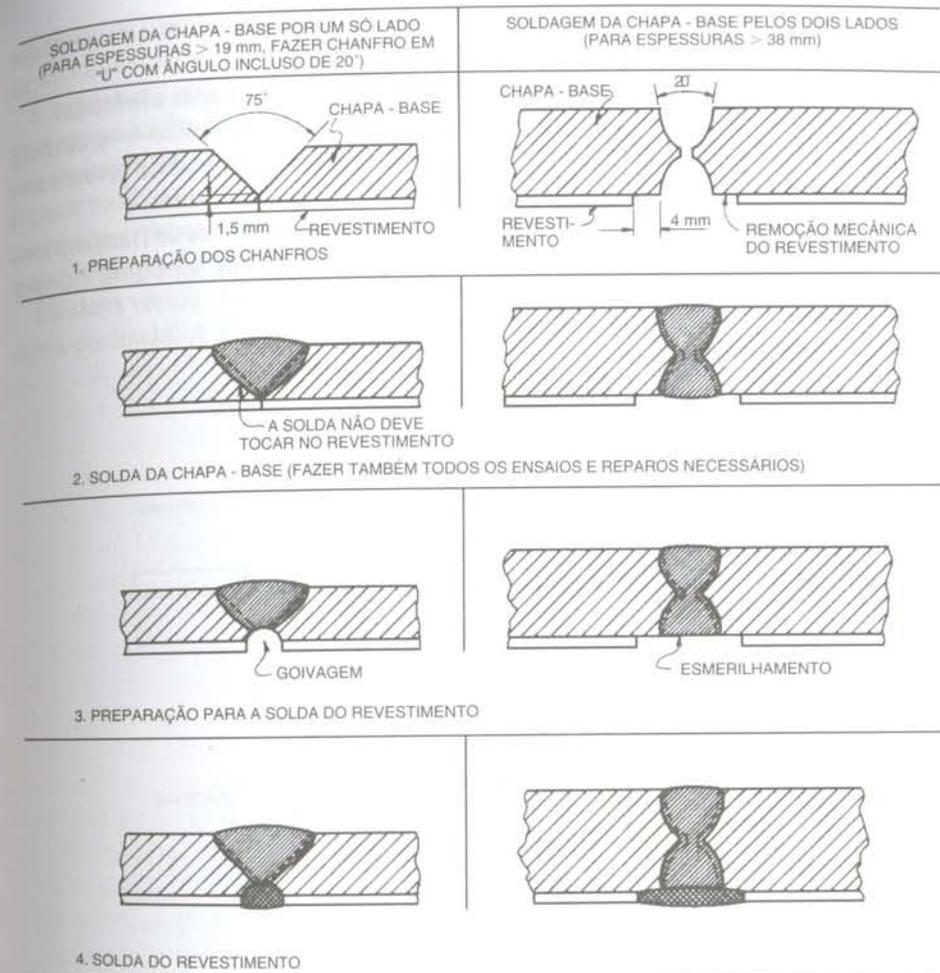


Fig. 8.1 Soldagem de chapas cladeadas.

recomenda-se que o chanfro seja assimétrico, com menor abertura do lado do revestimento, para diminuir a quantidade de solda do metal de revestimento.

- Solda-se a chapa-base como se fosse uma chapa comum.
- Fazem-se todos os testes e reparos de solda que forem necessários na chapa-base.
- Faz-se a goivagem mecânica e/ou o esmerilhamento do revestimento até atingir a solda da chapa-base.
- Preenche-se com solda o metal do revestimento, empregando-se eletrodos de baixo carbono e, freqüentemente, de liga mais rica, para compensar a dissolução dos elementos de liga na chapa-base. Devem ser depositados, no mínimo, dois passes do metal de revestimento. Para revestimentos de aços inoxidáveis ferríticos é

comum o uso de eletrodos de aço inoxidável austenítico, para evitar a necessidade de tratamento térmico da solda.

A Fig. 8.1 mostra procedimentos típicos de soldagem de chapas cladeadas.

Em chapas com espessura até 13 mm, é em geral mais econômico — e também mais simples — fazer a soldagem completa com eletrodos do metal de revestimento, em lugar da soldagem separada dos dois metais, como já descrito.

Na Fig. 8.2 estão mostrados alguns tipos de acabamento de faces de flanges; note-se que para os flanges de face com ressalto, o ressalto costuma ser construído por

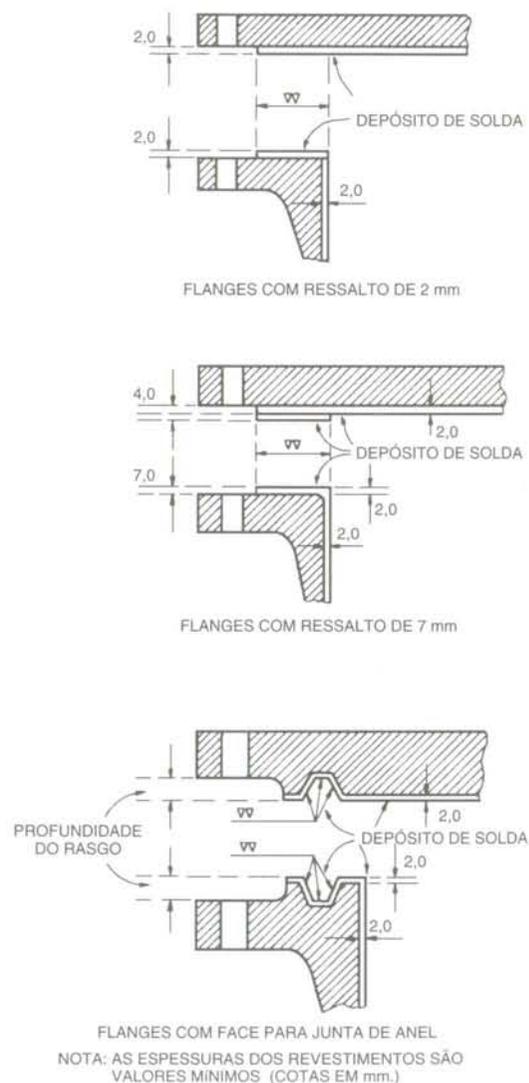
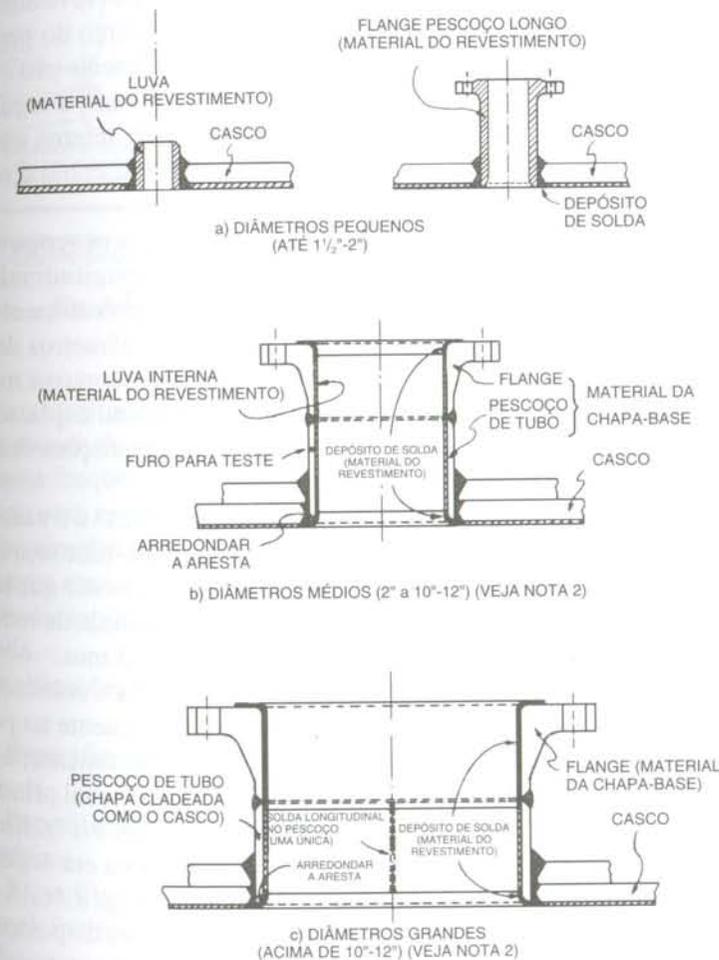


Fig. 8.2 Acabamento em faces de flanges em vasos de construção cladeada.

deposição de metal de solda do revestimento. Em qualquer caso, o revestimento deve ser depois usinado.

É importante observar que em todas as construções com chapa cladeada é indispensável que as soldas tenham livre acesso pelos dois lados, não só para possibilitar a própria execução das soldas, como também para a limpeza mecânica e testes das soldas. Por esse motivo, o diâmetro mínimo para cascos cilíndricos é de 600 mm, e para pescoços curtos de bocais é de 250 mm, o que torna a construção cladeada inviável para vasos de pequeno diâmetro e para a maioria dos cascos de trocadores de calor.

Existem vários sistemas para a construção de bocais em equipamentos feitos de chapa cladeada. A Fig. 8.3 mostra alguns procedimentos usuais, conforme o diâ-



NOTAS: 1. PARA A FACE DOS FLANGES, VEJA FIG. 8.2.  
2. PARA OS DIÂMETROS DE 14", OU MAIORES, PERMITE-SE TAMBÉM O USO DE FLANGES SOBREPOSTOS OU DE TIPO ANEL (VEJA FIG. 7.6.)

Fig. 8.3 Bocais em vasos de construção cladeada.

metro e o tipo do bocal; os valores numéricos limites dos diâmetros para os diversos sistemas de construção podem variar um pouco, dependendo do material do revestimento e da prática dos projetistas. Em todos os procedimentos procura-se garantir a continuidade do revestimento e evitar ou minimizar, tanto quanto possível, as soldas dissimilares.

- Para diâmetros pequenos (até 1 1/2" - 2") solda-se uma luva (ou meia luva) ou um flange de pescoço longo (ambos do material do revestimento), diretamente na parede do equipamento. A solda dissimilar é inevitável mas é de pequena extensão.
- Para diâmetros médios (2" a 10" - 12") constrói-se o pescoço de tubo do material da chapa-base e o flange do material do revestimento (ou da chapa-base), colocando-se uma luva interna no pescoço (do material do revestimento), soldada ao flange e ao revestimento do casco; o revestimento do pescoço também pode ser feito por deposição de solda. Para esses bocais não é possível a construção do pescoço em chapa cladeada, como explicado a seguir, por não haver acesso interno para a solda. O pescoço com luva interna não pode ser empregado quando não são permitidos vazios internos, como é o caso, por exemplo, do serviço com hidrogênio (veja Item 8.8).
- Para diâmetros grandes (12", ou maiores) faz-se o pescoço em chapa cladeada (como para o caso), com uma única solda longitudinal. O flange será do material da chapa-base. Faz-se depois um revestimento, por depósito de solda, no interior e na face do flange. Para diâmetros de 450 mm, ou maiores, pode-se admitir em muitos casos, como alternativa mais econômica, o revestimento do pescoço em tiras soldadas, como explicado no Item 8.3, a seguir. Veja, nesse mesmo item, os defeitos e restrições desse tipo de revestimento.

Na soldagem de duas peças fazendo um ângulo entre si, como é o caso do pescoço dos bocais com o casco, é importante que a aresta da chapa-base seja arredondada, por esmerilhamento antes da solda do revestimento, para evitar que haja excessiva diluição da chapa-base na solda, ou que a espessura da solda de recobrimento fique muito pequena; essa espessura deve ser no mínimo de 3 mm.

Nos bocais mostrados na Fig. 8.3(b) e (c), não é permitida a colocação de curvas, joelhos ou outras conexões de tubulação soldados diretamente ao pescoço tubular, porque será impossível garantir a continuidade do revestimento; note-se que uma curva em seguida ao pescoço do bocal é uma disposição usual principalmente para os bocais de saída de fundo em vasos verticais (veja Fig. 7.17). Em vasos de construção cladeada, quando for necessário colocar uma curva em seguida ao bocal, a solução mais comum é intercalar um par de flanges (Fig. 8.4(a)), sendo um dos flanges e a curva do material de revestimento do vaso. Uma disposição alternativa possível é fazer o pescoço do bocal com um tubo integral do material do revestimento, podendo-se então soldar a curva diretamente ao pescoço (Fig. 8.4(b)).

As peças internas do vaso que são soldadas ao casco (anéis de suporte de bandejas, defletores, quebra-vórtice etc.) devem ser construídas de chapa integral do

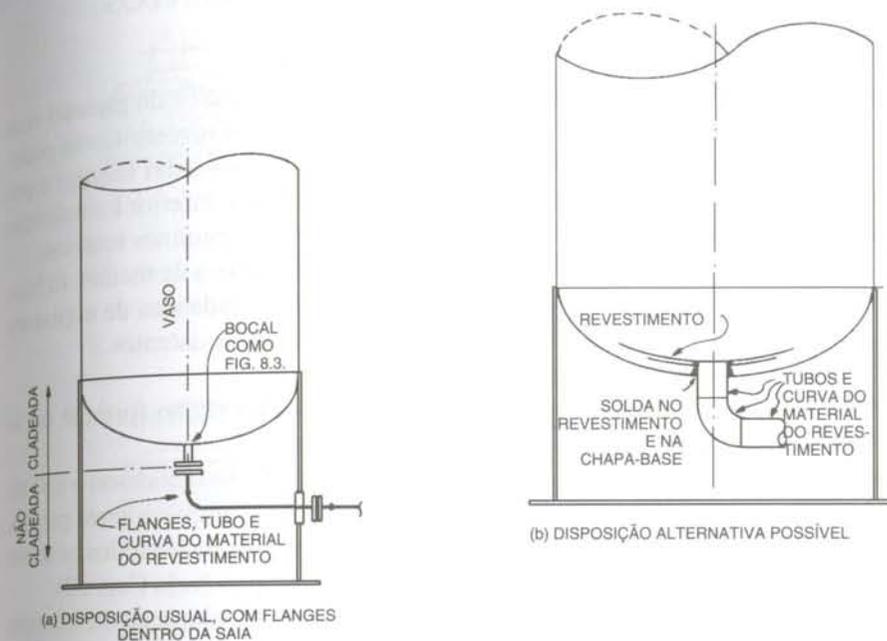


Fig. 8.4 Bocal de fundo em vasos de construção cladeada.

material do revestimento, podendo a soldagem ser feita diretamente sobre o revestimento da parede do vaso.

Com muita frequência a construção cladeada é apenas parcial, isto é, somente uma parte ou uma região do vaso é construída de chapas cladeadas, sendo o restante de chapas simples convencionais. Isso ocorre quando é possível estabelecer — principalmente em vasos de grande porte — que apenas em uma determinada seção do vaso (fundo, topo etc.) existem condições de corrosão que justificam a construção cladeada.

As Especificações de Material da ASTM para chapas cladeadas são as seguintes:

A-263: Especificação para chapas cladeadas com revestimento de aços inoxidáveis ferríticos.

A-264: Especificação para chapas cladeadas com revestimento de aços inoxidáveis austeníticos.

A-265: Especificação para chapas cladeadas com revestimento de níquel ou ligas de níquel, inclusive Metal Monel e cobre-níquel.

Em todas essas especificações a chapa-base pode ser de qualquer aço-carbono ou aço de baixa liga apropriado para vasos de pressão. Os revestimentos de qualquer tipo de aço inoxidável devem obedecer à Especificação de Material A-240, da ASTM.

### 8.3 VASOS COM OUTROS TIPOS DE REVESTIMENTOS METÁLICOS INTERNOS

Além da construção com chapas cladeadas, são comuns vasos de pressão com outros tipos de revestimentos metálicos internos. Dentre esses revestimentos podemos citar como mais freqüentes os revestimentos com tiras soldadas (*lining*) e por deposição da solda. Esses revestimentos são de qualidade muito inferior à construção cladeada, podendo entretanto ser usados por um ou mais dos seguintes motivos:

— Inexistência de chapas cladeadas de algumas combinações de metais: titânio, chumbo e ligas de cobre, sobre aço, por exemplo. Chapas cladeadas de espessura muito grande (acima de 50 mm) são também praticamente inexistentes.

— Custo inferior à construção cladeada.

— Impossibilidade do emprego de chapas cladeadas devido ao formato ou às dimensões do equipamento ou de uma sua parte.

A soldagem das tiras no interior do vaso, qualquer que seja a extensão ou o tipo do revestimento, é sempre feita depois de estar o equipamento completamente pronto, isto é, depois de completada toda a montagem, soldagem — inclusive todos os testes e reparos de solda —, tratamentos térmicos e teste hidrostático (veja Cap. 12).

O revestimento por deposição de solda exige geralmente a colocação da máquina de solda dentro do vaso, e por isso costuma ser feita estando o equipamento aberto em duas metades — quase pronto —, faltando somente uma única solda circunferencial, que é feita depois da aplicação do revestimento. A norma ASME, Seção VIII, considera esse tipo de revestimento equivalente à construção com chapas cladeadas.

Para qualquer desses tipos de revestimento é necessário ampla facilidade de acesso ao interior do vaso, o que praticamente só permite o uso para diâmetros acima de 750 mm.

O revestimento de tiras soldadas consiste na colocação de tiras estreitas de chapas finas do metal do revestimento, formando um mosaico cobrindo toda a superfície interna do vaso que deva ser revestida. As tiras são soldadas na chapa-base em todo o perímetro.

Existem dois sistemas de aplicação do revestimento, com ou sem recobrimento entre as tiras (Fig. 8.5). Em qualquer caso, as tiras devem ter pequenas dimensões (largura máxima de 100 a 185 mm e comprimento máximo de 900 a 1.500 mm), para evitar grande extensão de revestimento simplesmente justaposto à chapa-base.

Na aplicação com recobrimento faz-se uma solda interna (dissimilar) entre a tira de revestimento e a chapa-base, e depois outra solda externa entre duas tiras vizinhas: o recobrimento deve ter no mínimo 10 mm. O teste das soldas é feito por ar comprimido, a partir do exterior, através de um pequeno furo aberto na chapa-base, e fechado depois com um bujão. As soldas internas são deixadas interrompidas, para permitir a passagem do ar de teste, de forma que basta um furo na chapa-base para testar uma grande extensão do revestimento. Esse sistema de aplicação, embora mais trabalhoso e mais caro, tem a vantagem da facilidade de teste, além de não apresentar soldas dissimilares em contato com o fluido corrosivo.

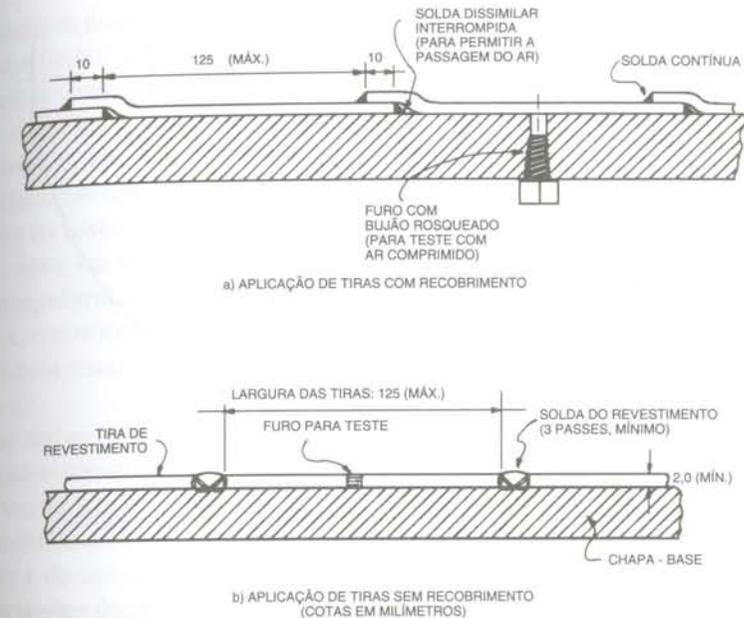


Fig. 8.5 Aplicação de revestimento interno de tiras soldadas. Da norma N-1707, da Petrobrás. Cortesia de Petróleo Brasileiro S.A. Petrobrás.

No revestimento sem recobrimento, as tiras são soldadas apenas na chapa-base, devendo haver, no mínimo, três passes de solda, como mostra a Fig. 8.5(b); os passes interiores, em contato com a chapa-base, e onde é maior a diluição do revestimento, devem ficar inteiramente recobertos pelo último passe. O teste das soldas é feito pelo interior do vaso, havendo um furo para teste em cada tira; esses furos são depois fechados com solda.

Ambos os sistemas de aplicação de tiras soldadas têm graves defeitos; entretanto, o sistema com sobreposição ainda é preferível, e deve ser usado sempre que o material do revestimento permitir a fácil execução do contrajeito nas tiras para a sobreposição. Esse sistema é usado, por exemplo, para os aços inoxidáveis austeníticos e para as ligas de níquel.

Nos cascos e em outras superfícies cilíndricas ou cônicas, as tiras devem ser colocadas longitudinalmente, e nos tampos devem ficar em posição radial, como mostra a Fig. 8.6.

Os revestimentos de tiras soldadas não devem ser empregados em vasos que trabalhem — ou que possam estar submetidos — a vácuo, bem como em vasos destinados a temperaturas elevadas, porque o vácuo ou a dilatação diferencial podem causar sérios danos ao revestimento, ou mesmo o seu desprendimento da chapa-base. Por esse mesmo motivo, não deve ser feito nenhum tratamento térmico no vaso após a aplicação do revestimento.

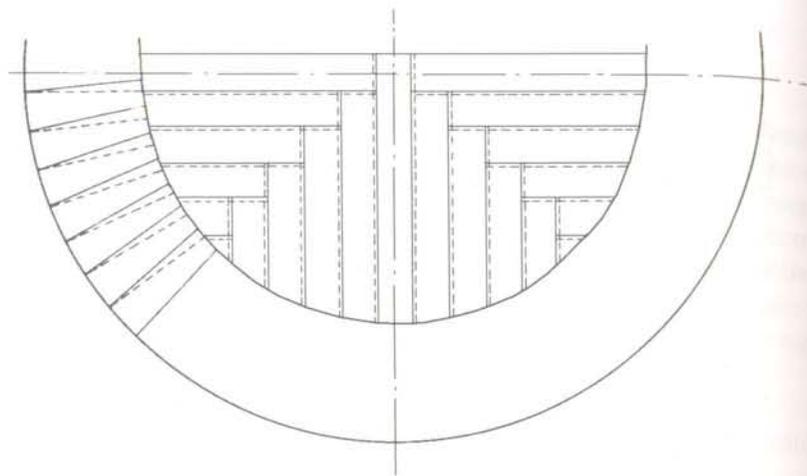


Fig. 8.6 Disposição das tiras de revestimento em um tampo.

O revestimento por deposição de solda pode ser empregado sobre a parede do vaso, ou, como é mais comum, para completar o revestimento anticorrosivo em locais confinados ou de pequena extensão, casos em que é, com freqüência, o único tipo de revestimento metálico possível de ser aplicado. É o que acontece, por exemplo, no revestimento em pescoços e faces de flanges de bocais de vasos, como mostrado na Fig. 8.3(c).

Dependendo do processo de aplicação, a espessura do revestimento pode ter de 4 a 7 mm, e a penetração do revestimento na chapa-base pode ser de 1,0 a 1,5 mm. Em qualquer caso, devem ser depositadas, no mínimo, duas camadas de solda, para prevenir a possível diluição do revestimento na chapa-base, bem como trincas, falhas e outros defeitos no revestimento. Em superfícies que devam ser usinadas (face de flanges, por exemplo), a camada inferior do revestimento não deve ficar exposta após a usinagem.

A deposição direta do metal de revestimento sobre a chapa-base só é possível quando os dois metais diluem-se mutuamente. Este é o caso, entre outros, da deposição de qualquer tipo de aço inoxidável sobre aço-carbono ou aços-liga.

A construção dos bocais nos vasos com esses revestimentos é semelhante à dos vasos em chapa cladeada, descrita no Item 8.2, com as mesmas limitações de diâmetros.

As peças internas soldadas ao casco devem ser do material do revestimento, devendo, em qualquer caso, a solda ser feita diretamente sobre a chapa-base, antes da aplicação do revestimento, e nunca sobre o revestimento.

#### 8.4 VASOS COM REVESTIMENTOS INTERNOS NÃO-METÁLICOS

Como já vimos no Item 4.13, são muitos os materiais não-metálicos usados para revestimentos — principalmente anticorrosivos —, no interior de vasos de pressão.

Todos esses materiais são aplicados depois de o equipamento estar completamente pronto, inclusive depois de feitos os testes e reparos de solda, teste hidrostático e tratamentos térmicos. Para que haja uma boa aderência exige-se sempre que a superfície metálica esteja perfeitamente limpa, lisa e seca, sendo que para os materiais plásticos, elastômeros, ebonite, vidro, porcelana e grafita, essa limpeza deve ser rigorosa. De um modo geral, a aderência, a durabilidade e eficiência do revestimento serão tanto melhores quanto mais limpa e lisa estiver a superfície. Por esse motivo, deve ser feita a remoção cuidadosa das rebarbas de solda e de corte e de outras irregularidades superficiais, bem como o arredondamento de arestas e cantos vivos, e mesmo o esmerilhamento das soldas, principalmente para os materiais de aderência mais difícil, serviços de corrosão mais severa, ou equipamentos importantes.

Quase todos os materiais plásticos (termoplásticos e termoestáveis) podem ser empregados como materiais de revestimento. Os revestimentos plásticos, na maioria das vezes, são aplicados por pulverização a pistola (*spray*) diretamente sobre a chapa metálica. Devido à grande diferença entre os coeficientes de dilatação dos plásticos e do aço, devem ser tomados cuidados especiais nos equipamentos sujeitos a variações de temperatura, para evitar que o revestimento se rompa ou se desprenda. Para muitos materiais termoestáveis a aplicação exige a cura a quente do material, devendo para isso ser aquecido o equipamento. O revestimento de ebonite é aplicado de forma semelhante aos plásticos.

Existem alguns revestimentos de materiais plásticos (epóxi, fenolformaldeído, silicone, poliuretanos etc.) específicos para feixes tubulares de aparelhos de troca de calor. São sempre aplicados no feixe tubular completo, depois de completamente montado, sendo o revestimento aplicado simultaneamente nos tubos e nos espelhos, para garantir a continuidade do revestimento. Como geralmente é o fluido corrosivo que passa por dentro dos tubos, o revestimento é aplicado por dentro dos tubos e nas faces externas dos espelhos. Embora sejam revestimentos caros (tipo *Sakaphen*, por exemplo) e não permitam a limpeza mecânica interna dos tubos — aliás em geral desnecessária — têm bom desempenho em muitos serviços corrosivos, mantendo o feixe tubular limpo e livre de corrosão e incrustações.

Aproveitando o fato de os plásticos serem isolantes elétricos, pode-se facilmente verificar a existência de falhas em um revestimento de plástico pela medição da resistência elétrica através do revestimento: qualquer pequena falha ou defeito será acusado por uma baixa na resistência elétrica. Existem aparelhos que medem continuamente a resistência elétrica e que podem ser usados para a inspeção do revestimento, fazendo-os passar sobre a superfície externa do vaso.

Um dos casos em que muitas vezes é necessário um revestimento de plástico são os equipamentos que devam ter superfície interna absolutamente lisa, condição essa difícil de ser conseguida em uma construção metálica convencional. O requisito de superfície interna lisa pode ser exigido nos equipamentos que trabalham em batelada (para permitir o completo esvaziamento entre cada batelada) e também, em alguns casos, para evitar contaminações, fermentações ou outras alterações no fluido

de processo, que podem resultar da permanência, às vezes, de ínfimas quantidades de fluidos, retidas em irregularidades do interior do vaso.

Os revestimentos de plásticos devem ter sempre uma espessura razoável (3 mm, no mínimo), porque em espessuras muito pequenas é possível a penetração do fluido por permeabilidade e o ataque corrosivo na chapa-base.

Os revestimentos de materiais plásticos e de elastômeros (borrachas), embora tenham excelente resistência à corrosão, têm um limite moderado de temperatura, como já foi referido no Item 4.13. Por esse motivo, em vasos com esses revestimentos não é possível o emprego em temperaturas elevadas nem a lavagem com vapor.

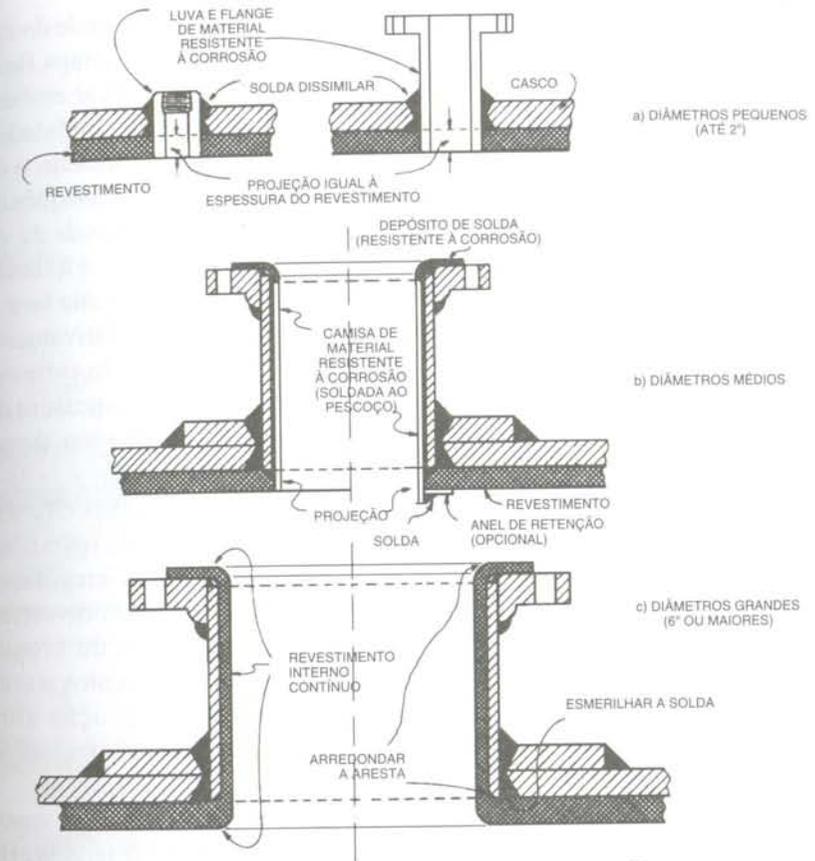
O vidro e a porcelana são revestimentos muito caros, que só se justificam em equipamentos de pequeno porte e em serviços de alta corrosão. Esses materiais são resistentes praticamente a todos os meios corrosivos, em quaisquer concentrações e temperaturas, com exceção do ácido fluorídrico. Não há também nenhuma contaminação do fluido em contato. Como esses materiais têm a superfície muito lisa e não apresentam incrustações, o coeficiente de atrito é sempre baixíssimo. Além do custo muito elevado, esses revestimentos são extremamente frágeis, com muito pequena resistência à flexão e principalmente ao impacto, não devendo ser aplicado em nenhum equipamento sujeito a grandes esforços, choques mecânicos ou choques térmicos.

Para a aplicação de quaisquer desses revestimentos é necessário um amplo acesso ao interior do vaso, o que exige um diâmetro mínimo de 600 mm.

Nos vasos com revestimentos não-metálicos, em geral devem ser evitados os bocais com diâmetro inferior a 6", que são difíceis ou até impossíveis de revestir adequadamente por dentro.

Quando forem inevitáveis, devem ser feitos com luvas ou com flanges tipo pescoço longo (de um material resistente à corrosão), soldados à parede do vaso, para diâmetros até 2". No caso de diâmetros maiores, os bocais podem ser do mesmo material do casco, com uma camisa interna de material resistente à corrosão, e depósito de solda na face do flange. Tanto a luva como o flange de pescoço longo, bem como a camisa interna dos bocais de grande diâmetro, devem ter sempre uma projeção interna com o comprimento igual à espessura do revestimento para permitir um bom remate do revestimento em volta do bocal. As Figs. 8.7(a) e (b) mostram detalhes típicos para esses bocais. Em qualquer caso, o remate do revestimento do vaso em volta dos bocais é de difícil execução e é sempre um ponto fraco; para melhorar esse remate usa-se frequentemente um anel de retenção de material resistente à corrosão, que é soldado à luva, ao flange de pescoço longo ou à camisa interna, como também se vê na Fig. 8.7(b).

Para diâmetros de 6", ou maiores, é geralmente possível aplicar por dentro do pescoço do bocal o mesmo revestimento do vaso, o que deve ser feito sem solução de continuidade, estendendo-se o revestimento também pela face do flange, como mostra a Fig. 8.7(c). É necessário para isso arredondar as arestas interna e externa do bocal.



## 8.5 VASOS COM REVESTIMENTOS INTERNOS DE CONCRETO E DE CERÂMICA

Como já referido no Item 4.13, os revestimentos internos de concreto em vasos de pressão podem ser refratários — para trabalho com fluidos em temperaturas muito elevadas —, antierosivos, antiabrasivos ou ainda anticorrosivos. Em alguns casos pode-se ter o revestimento em duas camadas para finalidades diferentes: por exemplo, uma camada de revestimento refratário junto à parede do vaso, e uma camada interna de revestimento antiabrasivo. Como já assinalado no Item 4.13, o emprego de qualquer concreto como revestimento anticorrosivo não pode ser admitido para vasos importantes ou em serviços de alta corrosão, reservando-se o seu uso somente para revestimentos econômicos em alguns vasos de importância secundária.

A aderência dos concretos sobre o aço é bastante boa. Mesmo assim, devido principalmente à temperatura elevada, é quase sempre necessária a colocação de uma

armação metálica, composta de pinos ou grampos — soldados à parede do vaso —, aos quais é soldada ou firmemente amarrada uma armação de tela, chapa fina expandida, ou de barras e vergalhões. A armação metálica, que deve ficar fina expandida, ou de barras e vergalhões. A armação metálica, que deve ficar embutida no revestimento e completamente recoberta pelo concreto, tem por finalidade controlar o fendilhamento do concreto, evitando trincas excessivas ou mesmo o despreendimento de pedaços do revestimento, que poderiam ocorrer em consequência de choque térmico ou de movimentos, deformações ou dilatação da parede do vaso. Deve ser observado que para todos os concretos a resistência à tração e à flexão é muito pequena, embora a resistência à compressão seja em geral bastante boa.

Os revestimentos de concreto têm sempre uma espessura relativamente grande, da ordem de 70 a 150 mm, com o mínimo de 40 mm. A distância entre os pinos ou grampos soldados ao vaso costuma ser de duas a três vezes a espessura do revestimento, devendo essa distância ser menor na parte superior do vaso, para controlar o efeito do peso do revestimento.

Toda a armação metálica deve ser de material resistente à temperatura interna do vaso, sendo em geral de aço inoxidável. A superfície interna do revestimento deve ser deixada completamente lisa evitando-se degraus ou outras irregularidades.

A Fig. 8.8 mostra alguns tipos de armações metálicas para revestimentos de concreto refratário, usadas em reatores e regeneradores de craqueamento catalítico fluido em refinarias de petróleo. Nesses equipamentos a temperatura interna é da ordem de  $710^{\circ}\text{C}$ , e em muitas regiões há a ação abrasiva do catalisador em alta velocidade, necessitando de uma camada superficial de um concreto especial antiabrasivo.

Na Fig. 8.9 estão mostrados alguns detalhes usuais de bocais em vasos com revestimento de concreto refratário. Para diâmetros pequenos (Fig. 8.9(a)), usam-se flanges tipo pescoço longo, de material resistente à temperatura e à corrosão, soldados diretamente à parede do vaso. Para diâmetros médios (Fig. 8.9(b)), empregam-se o flange e um pescoço interno de material resistente à temperatura e à corrosão, ficando de aço-carbono um tampão — soldado ao pescoço interno — e um pescoço externo, soldado à parede do vaso. Por fora do pescoço interno enrola-se uma folha de papelão (*card-board*); a temperatura elevada destrói o papelão, ficando um espaço vazio que servirá para compensar as dilatações. Para diâmetros acima de 600 mm é possível fazer-se o revestimento convencional de concreto por dentro do pescoço. Esse revestimento é recoberto de papelão e de uma camisa de material resistente. No flange cego aplica-se também o revestimento de concreto, preso por meio de pinos e envolvido lateralmente por uma camisa de material resistente à temperatura e à corrosão.

Os revestimentos de tijolos cerâmicos são também empregados como revestimentos refratários para resistir a temperaturas elevadas. Esses revestimentos são semelhantes a uma parede de alvenaria de tijolos, construída justaposta e aderente à parede metálica do vaso, por meio de tijolos e argamassa refratária. Para equipamentos importantes ou de grande porte, prefere-se o concreto como revestimento refratário pelo fato de ser monolítico.

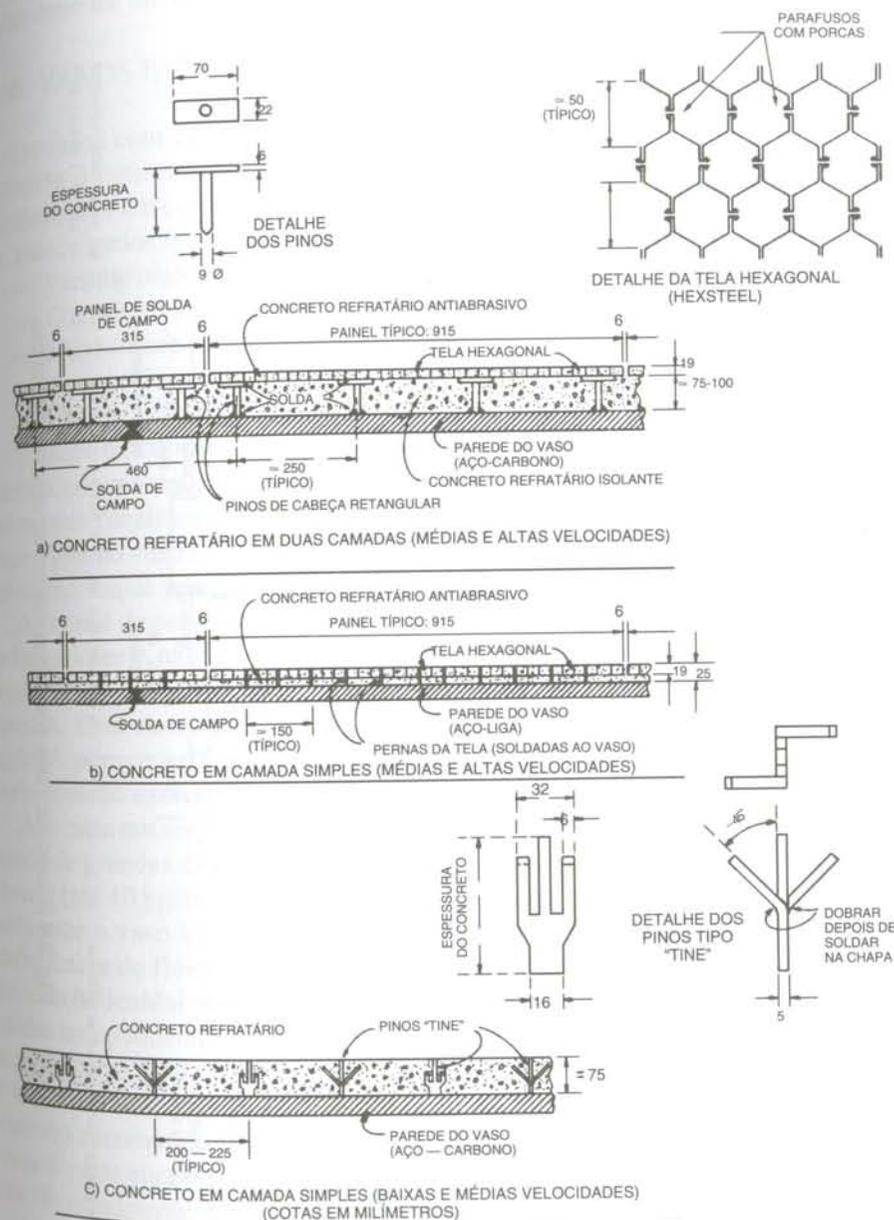


Fig. 8.8 Armação metálica para revestimento de concreto refratário. (Reator-regenerador de craqueamento catalítico fluido-temperatura  $710^{\circ}\text{C}$ .)

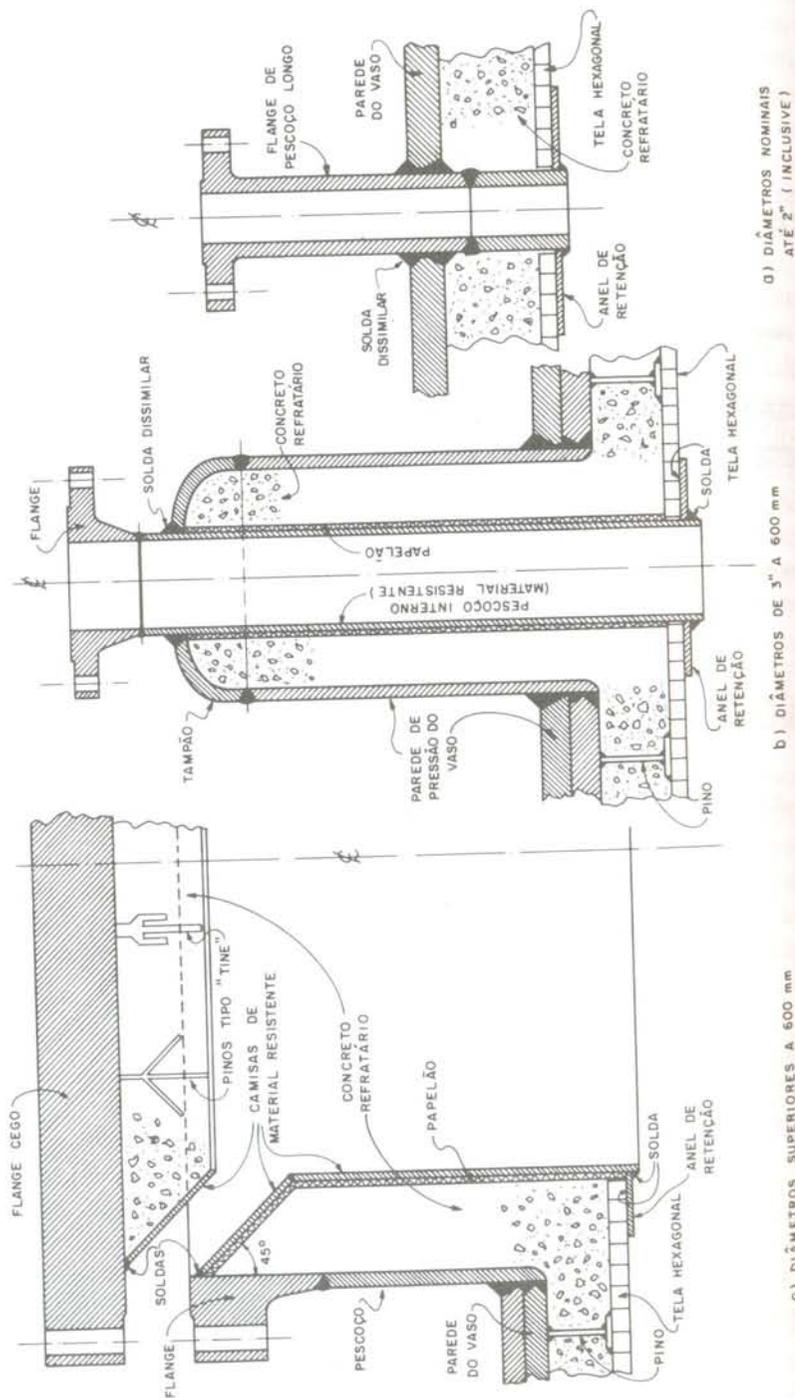


Fig. 8.9 Bocais em vasos com revestimento de concreto refratário.

Para permitir a aplicação do revestimento de concreto ou de tijolos cerâmicos, o vaso deve ter um diâmetro interno mínimo de 1,0 m.

## 8.6 VASOS COM CAMISA EXTERNA

Os vasos com camisa externa (*jacketed vessels*) são empregados quando é necessário o aquecimento ou, às vezes, o resfriamento do fluido contido no vaso. Embora seja uma construção cara, tem as seguintes vantagens sobre as serpentinas ou outros meios de aquecimento interno.

- Permite o uso de uma grande variedade de fluidos como meio de aquecimento.
- O aquecimento é mais eficiente, mais uniforme e mais facilmente controlado.
- Não há risco de contaminação recíproca do fluido contido no vaso com o fluido de aquecimento.
- Manutenção e limpeza mais fáceis do interior do vaso.

Existem três tipos mais comuns de camisas externas, como mostrado na Fig. 8.10: camisa convencional de parede dupla, serpentina helicoidal em “meia-cana” e camisa com reentrâncias, tipo *dimple*. Qualquer desses tipos pode abranger toda a superfície do vaso ou apenas uma parte, sendo comuns as camisas somente no corpo cilíndrico de um vaso, como mostra a Fig. 8.10.

A camisa de parede dupla é o tipo mais antigo e mais comum, sendo conveniente principalmente para vasos de pequeno volume (até 5 m<sup>3</sup> aproximadamente) e para vasos em que a pressão interna é maior do que duas vezes a pressão do fluido na camisa. Esse sistema não é recomendado para pressões na camisa superiores a 7 kg/cm<sup>2</sup>, porque teríamos a camisa com parede muito espessa e o vaso submetido a forte pressão externa.

A camisa em serpentina helicoidal de meia-cana é recomendada em especial para vasos de grandes dimensões e também para pressões elevadas do fluido de aquecimento (até 40 kg/cm<sup>2</sup>), devido à sua maior rigidez estrutural e ao fato de quase não submeter o vaso à pressão externa. Esse sistema permite otimizar a velocidade e turbulência do fluido de aquecimento, resultando no máximo de eficiência. A serpentina helicoidal pode ser facilmente dividida em diversas seções, com entradas e saídas independentes, inclusive para temperaturas ou para fluidos diferentes. Até a temperatura de 200°C a serpentina costuma ser de aço-carbono (exceto quando não for possível ou conveniente para a solda na parede do vaso); para temperaturas maiores recomenda-se que seja do mesmo material do vaso. A distância livre entre duas espiras sucessivas da serpentina é em geral de 20 mm. As seguintes espessuras são usualmente empregadas para serpentinas de tubos de 2", 3" e 4" de diâmetro:

Aço-carbono: espessura série 80

Aços-inoxidáveis: espessura série 40S

A camisa com reentrância é uma construção de chapa fina, econômica principalmente quando de materiais caros. Na chapa fina da camisa são estampadas nume-

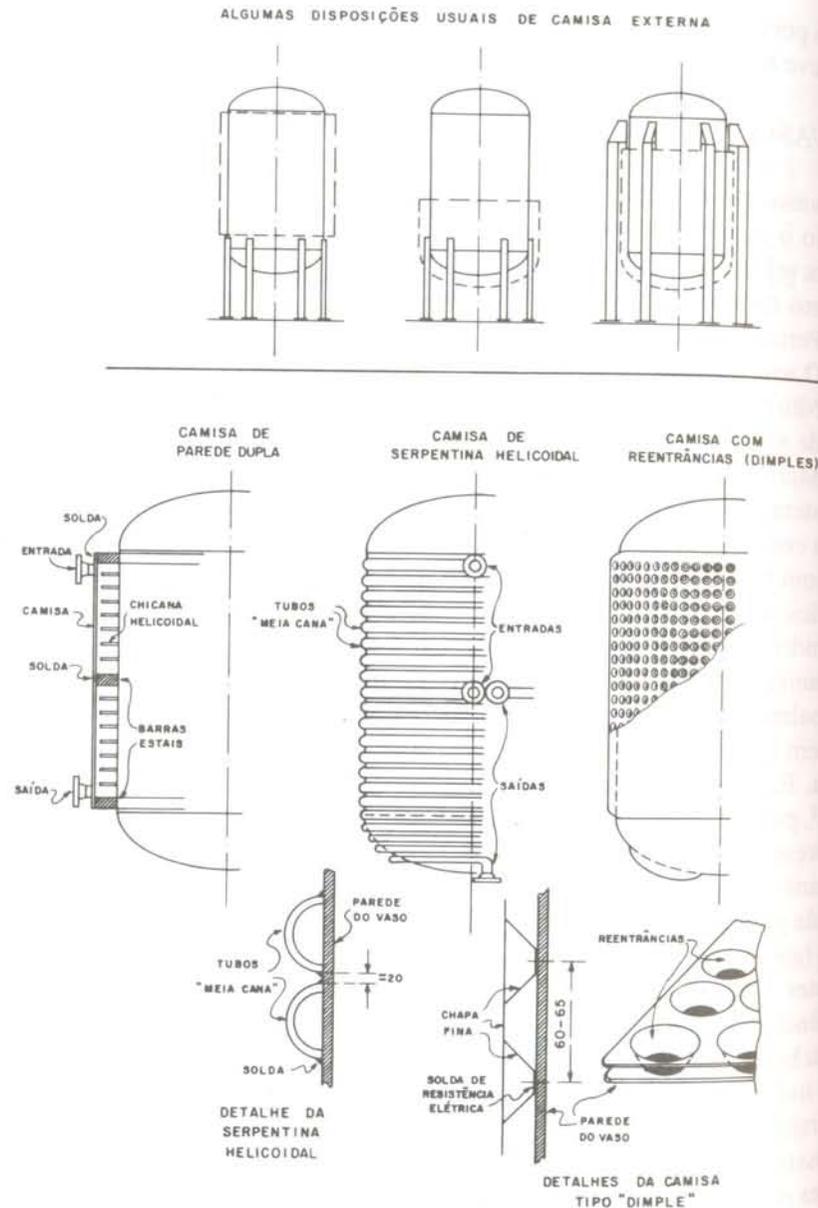


Fig. 8.10 Vasos com camisa externa.

rosas reentrâncias — os *dimples* —, cujo fundo é soldado à parede do vaso por pontos de solda de resistência elétrica; a distância entre as reentrâncias costuma ser da ordem de 60-65 mm. Esse sistema não pode ser empregado para pressões na camisa acima de 20 kg/cm<sup>2</sup>, e é de difícil construção em vasos de dimensões muito pequenas.

As camisas de parede dupla devem ser presas em vários pontos à parede do vaso, com a finalidade de dar maior rigidez ao conjunto e resistir à pressão do fluido na camisa, permitindo a sua construção com chapa de menor espessura. Esses pontos de fixação são os “estais” (*stays*), geralmente construídos de pedaços de tubos ou de anéis de barra, soldados ao vaso e à camisa, como mostra a Fig. 8.11. A distância entre os estais deve ser tal que as áreas sustentadas da chapa da camisa se superponham. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-47, e seguintes) dá critérios e fórmulas de cálculo das dimensões e espaçamentos dos estais.

Uma dificuldade construtiva nos vasos com camisa de parede dupla são os pontos de passagem de bocais, bocas de visita e outras aberturas do vaso, através da camisa, bem como os pontos de ligação dos suportes à parede do vaso. É necessário, evidentemente, que qualquer suporte atinja a parede do vaso, não sendo admissível, em nenhum caso, a simples ligação do suporte à camisa e a transmissão do peso do vaso através da mesma. A Fig. 8.11 mostra tipos aceitáveis de passagens de bocais e de suportes pela camisa do vaso. A solução adotada, na maioria das vezes, é interromper a camisa nessa região, fazendo-se a construção convencional do bocal ou do suporte. Em alguns casos pode ser necessário prever dispositivos tipo “junta de expansão”, para acomodar a dilatação diferencial da camisa, como também mostra a Fig. 8.11. Devido a essas dificuldades, deve-se fazer, sempre que possível, a camisa de parede dupla somente no corpo cilíndrico do vaso, fora da região de bocais e de suportes.

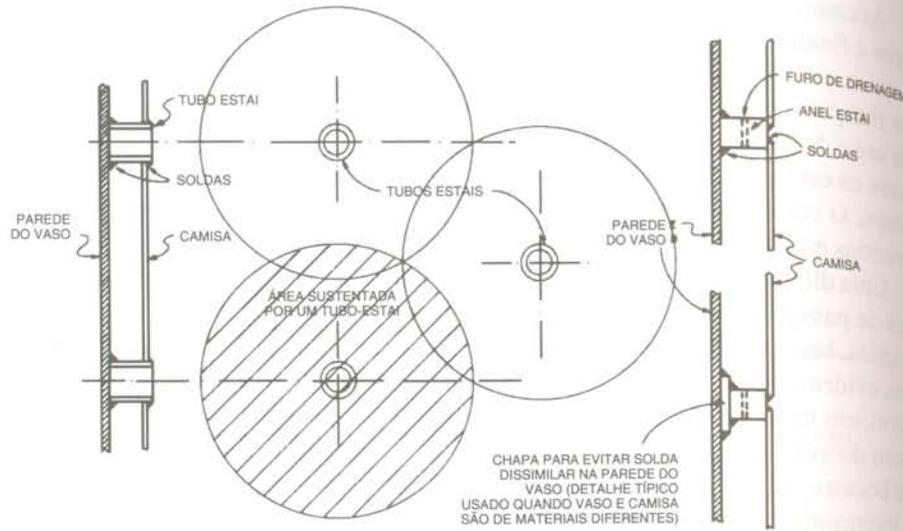
Com as camisas de serpentina helicoidal, ou de tipo *dimple*, não existem esses problemas, porque podem ser facilmente interrompidas onde houver algum bocal ou suporte no vaso.

A maioria das camisas não abrange toda a superfície do vaso, sendo necessários nesses casos anéis de fechamento. Esses anéis podem ser construídos de barras, perfis, ou com a própria chapa da camisa, como indicado em vários detalhes da Fig. 8.11. Para a sustentação intermediária da camisa podem também ser usados anéis semelhantes, em lugar dos estais; esses anéis devem ter furos de passagem para o fluido circulante na camisa.

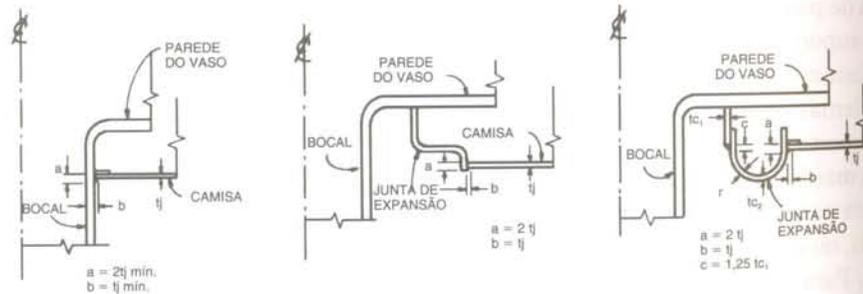
Quando o vaso e a camisa forem de materiais diferentes (como acontece frequentemente), devem ser evitadas soldas dissimilares diretamente na parede do vaso, podendo ser adotado o detalhe mostrado na Fig. 8.11(a).

## 8.7 VASOS PARA SERVIÇOS CORROSIVOS OU PARA BAIXAS TEMPERATURAS

Nos vasos para serviços corrosivos ou nos vasos para trabalho em baixas temperaturas (com materiais sujeitos à fragilidade a frio), devem ser observados alguns detalhes adicionais em seu projeto, como descrito a seguir. A observância desses detalhes deve ser tanto mais rigorosa, quanto maior for a importância do vaso, ou mais severas forem as suas condições de operação. Para vasos em serviços corrosivos, com frequência, a simples observância desses detalhes de projeto constitui o

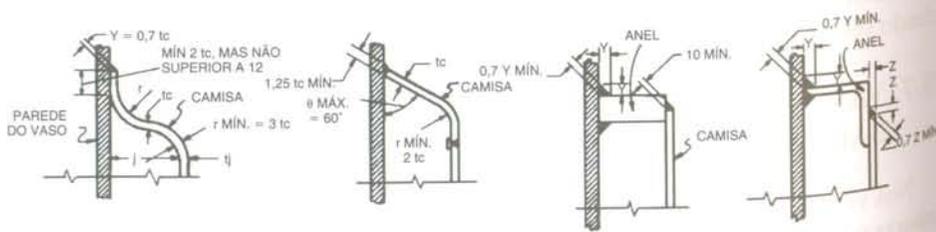


a) ESTAIS DE SUSTENTAÇÃO (TUBOS E ANÉIS)



b) ALGUNS TIPOS DE PASSAGEM DE BOCAIS

NOTAS: 1. ESSES DETALHES TAMBÉM PODEM SER USADOS PARA A PASSAGEM DE COLUNAS DE SUPORTE  
2. AS JUNTAS DE EXPANSÃO TAMBÉM PODEM SER USADAS NAS LIGAÇÕES COM OS ANÉIS.



c) ALGUNS TIPOS DE FECHAMENTO, COM E SEM ANÉIS (EXIGÊNCIAS DIMENSIONAIS DE ACORDO COM O CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII, DIVISÃO 1).

Fig. 8.11 Detalhes de camisa externa de parede dupla. (Baseada nas Figs. 9.5 e 9.6, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

modo mais eficiente e mais econômico de controle da corrosão, principalmente nos casos sujeitos à corrosão por pites (*pitting*) e/ou corrosão em frestas (*crevice corrosion*). É importante notar que, em qualquer caso, "o controle da corrosão em um equipamento de processo deve sempre começar na prancheta de desenho", querendo isto significar que é na fase de projeto do equipamento que podem e devem ser tomadas as providências mais importantes e mais eficazes relativas ao controle da corrosão, tais como a seleção adequada dos materiais ou de revestimentos protetores, e a observância dos detalhes de projeto adiante descritos. Em outras palavras, pode-se afirmar que, em um equipamento mal projetado, com vícios de origem, em cujo projeto o aspecto corrosão não foi devidamente considerado, o controle da corrosão pode se tornar depois muito difícil, muito caro, ou mesmo praticamente impossível.

a) Para os vasos em serviços sujeitos à corrosão por pites ou corrosão em frestas, a regra geral é evitar, tanto quanto possível, todas as cavidades confinadas, depressões, ou regiões de acumulação, onde pequenas quantidades do líquido corrosivo possam ficar retidas. Para isso deve-se:

- Evitar fundos planos ou com declividade insuficiente (inclusive em peças internas), principalmente quando de grande extensão.
- Evitar bocais com qualquer projeção interna.
- Evitar qualquer região de drenagem impossível ou imperfeita.
- Evitar flanges e luvas ou outras peças rosqueadas ou para solda de encaixe.
- Evitar soldas sobrepostas, principalmente quando descontínuas ou soldadas por um só lado.
- Evitar reforços, perfis ou outros elementos com a aba voltada para cima.
- Evitar construções aparafusadas, ou, pelo menos, quando inevitáveis, colocar os parafusos, estojos etc. de forma que pequenas quantidades de líquido não possam ficar retidas nas folgas entre essas peças, inclusive por baixo de porcas e arruelas.
- Em trocadores de calor, recomenda-se a solda de selagem em volta das extremidades externas dos tubos nos espelhos, para evitar qualquer penetração do fluido corrosivo.

b) Para os vasos em serviços sujeitos à corrosão-erosão e também à corrosão por pites, a regra geral é evitar velocidades excessivas do fluido, pontos de estrangulamento de seção, mudanças bruscas de direção da corrente fluida, ou impactos do fluido sobre qualquer peça do vaso. A trajetória do fluido corrosivo deve ser o mais possível aerodinâmica.

c) Para os vasos em serviços sujeitos à corrosão galvânica devem-se evitar metais diferentes em contato direto, principalmente quando os metais forem muito distantes entre si na série galvânica de potencial, ou quando a área do metal anódico for a menor. Evitar também soldas dissimilares, ou pelo menos colocar essas soldas fora do contato com o fluido corrosivo.

d) Para os vasos em serviços sujeitos à corrosão sob tensão (*stress-corrosion*), a regra geral é evitar, ou reduzir ao mínimo, tanto quanto possível, os pontos de con-

centração de tensões, bem como procurar baixar o nível de tensões residuais decorrentes da fabricação do vaso. Essa mesma regra geral é também válida para os vasos construídos de materiais sujeitos à fragilidade a frio e que trabalhem em baixas temperaturas. Para ambos esses casos deve-se:

- Evitar cargas concentradas, dando-se sempre uma área adequada de distribuição.
- Evitar construções excessivamente rígidas ou peças contidas por todos os lados, sem possibilidade de se dilatar ou contrair.
- Evitar transições bruscas de formato ou de espessura, adotando seções de concordância quando necessárias.
- Evitar arestas e cantos vivos.
- Evitar soldas em ângulos ou sobrepostas, adotando-se de preferência soldas de topo.
- Evitar soldas descontínuas ou de penetração parcial.
- Preferir reforços integrais nos bocais, soldados a topo na parede do vaso, ou reforços com pescoço de maior espessura, evitando-se, tanto quanto possível, os reforços de anel de chapa sobreposta.
- Prever procedimentos e seqüência adequados de soldagem para evitar tensões residuais elevadas, crescimento exagerado dos grãos, precipitação de carbono, ou outras alterações metalúrgicas nas proximidades da solda.
- Realizar o tratamento térmico de alívio de tensões nas soldas e nas regiões submetidas a trabalhos de deformação a frio, para reduzir as tensões residuais, bem como outros tratamentos térmicos, quando for o caso, para corrigir alterações metalúrgicas prejudiciais. Todos os tratamentos térmicos que devam ser feitos, tanto na matéria-prima como no vaso depois de pronto, devem ser claramente especificados no projeto do vaso.

No caso dos vasos para baixa temperatura, a observância desses detalhes é tanto mais séria quanto maior for a espessura da parede do vaso.

É importante observar que as recomendações relativas aos vasos em serviços sujeitos à corrosão sob tensão constituem apenas um meio auxiliar no controle desse tipo de corrosão. Dada a sua gravidade, a simples possibilidade da ocorrência de trincas por corrosão sob tensão não pode ser tolerada em vasos de pressão de responsabilidade, devendo-se selecionar os materiais de forma a evitar qualquer possibilidade de corrosão sob tensão com o equipamento em serviço.

Para os trocadores de calor, quando somente uma das correntes fluidas através do aparelho se enquadrar nas condições desse item, as recomendações acima discriminadas aplicam-se apenas às partes do trocador em contato com esse fluido.

## 8.8 VASOS PARA SERVIÇO COM HIDROGÊNIO

Nos vasos para serviços com hidrogênio (como definido no Item 4.14), recomenda-se que sejam atendidas as exigências de detalhes de projeto e de fabricação descritas a seguir, devido ao elevado risco que em geral representam esses vasos:

Todas as soldas em contato com o fluido contido no vaso devem ser de penetração total e facilmente radiografáveis, devendo-se exigir radiografia total de todas as soldas submetidas ao esforço de pressão. Devem ser evitados os reforços de aberturas com anéis de chapa sobreposta (Fig. 7.3(b)); quando forem inevitáveis, esses anéis devem ter furos de ventilação.

Não se deve empregar, em nenhum caso, flanges sobrepostos ou para soldas de encaixe, bem como bocais com luvas de qualquer tipo. Os flanges tipo anel são permitidos, mas devem ter a solda de ligação ao tubo ou ao pescoço com penetração total. Todos os bocais do vaso abertos para o exterior (isto é, não ligados a alguma tubulação) devem ser flangeados e fechados com flange cego, qualquer que seja o seu diâmetro ou finalidade; caso haja uma válvula junto ao bocal (como é o caso dos drenos e dos respiros), a válvula também deve ser flangeada e fechada com flange cego.

Os flanges externos de face com ressalto, para qualquer diâmetro ou classe de pressão, devem ter a face com acabamento liso, com rugosidade média máxima de 0,003 m. Todos os flanges de classe de pressão 600#, ou acima, devem ter face para junta de anel.

Com exceção dos vasos construídos de aços inoxidáveis austeníticos, deve ser sempre exigido o tratamento térmico de alívio de tensões, qualquer que seja a espessura da parede do vaso.

Nos trocadores de calor deve haver solda de selagem entre os tubos e os espelhos.

Os revestimentos de tiras soldadas não podem ser usados em vasos para serviços com hidrogênio.

Para os vasos de pressão em serviço com hidrogênio, a seleção de materiais deve ser feita pela consulta às denominadas "Curvas de Nelson", já referidas no Item 4.14 e mostradas na Fig. 4.3. Em qualquer caso, a qualidade mínima dos materiais deve ser o aço-carbono totalmente acalmado.

Como já foi observado no item anterior, em muitos trocadores de calor somente uma das correntes fluidas classifica-se como "serviço com hidrogênio"; nesses casos, apenas as partes em contato com esse fluido devem atender a essas exigências adicionais.

## 8.9 VASOS PARA GASES LIQUEFEITOS SOB PRESSÃO

Em todos os vasos onde existirem gases, em temperatura ambiente ou mais alta, liquefeitos sob pressão, a temperatura pode cair até o valor da temperatura de ebulição do gás, à pressão atmosférica, em qualquer ponto onde houver, por alguma razão, um escapamento do gás para o exterior. Como as temperaturas de ebulição dos gases à pressão atmosférica são muito baixas, podem acontecer acidentes de fragilidade para a maioria dos aços, e também o congelamento local devido à condensação da umidade do ar. O escapamento de gases para o exterior pode acontecer se houver um vazamento em qualquer bocal do vaso, bem como pela abertura da

válvula de segurança, ou por drenos, respiros ou tomadas de amostras que sejam deixados abertos inadvertidamente, ainda que por muito pouco tempo.

Para evitar acidentes de fraturas frágeis, muitos projetistas e usuários desses vasos têm por norma adotar para os bocais e outras aberturas do vaso (isto é, para flanges, pescoços, luvas, parafusos etc.) materiais que sejam resistentes à baixa temperatura resultante da descompressão do gás para a atmosfera. Note-se que o casco e os tampos do vaso não necessitam ser de material resistente à baixa temperatura, sendo esse material somente para os bocais e outras aberturas, onde possa haver escapamento de gás para o exterior.

Para ilustrar esse fato, damos a seguir, como exemplo, as temperaturas de ebulição à pressão atmosférica, de alguns gases usuais:

Butano: 0°C

Amônia: -34°C

Propano: -42

Propeno: -48

CO<sub>2</sub>: -78°C

Etano: -89

Eteno: -104°C

Metano: -161

Oxigênio: -182

Nitrogênio: -196°C

## Desenhos de Vasos de Pressão

### 9.1 DESENHOS DE VASOS DE PRESSÃO

Para cada vaso de pressão costumam ser feitos, em geral, os seguintes tipos de desenhos:

- Folha de dados (*Data-sheet*)
- Desenho de processo (*Process vessel sketch*)
- Desenho mecânico (*Mechanical drawing*)
- Desenhos de detalhes (*Detail drawings*)
- Desenhos-padrão (*Standard drawings*)
- Desenho de fabricação (*Shop drawing*)
- Desenho de detalhe de soldagem e de inspeção de soldas
- Desenho (ou diagrama) de cargas sobre as fundações

Nos itens a seguir vamos ver em que consistem e quais as informações normalmente incluídas em cada uma dessas classes de desenhos. Note-se que muitas vezes, principalmente para vasos pequenos e simples, não é necessário fazer-se, para um determinado vaso, todos os desenhos acima listados. Em compensação, em alguns casos, poderão ser necessários outros desenhos.

Os desenhos devem obedecer, em tudo o que for aplicável, a norma NB-8, da ABNT (Norma Geral de Desenho Técnico), recomendando-se que sejam adotados, sempre que possível, os tamanhos de papel padronizados pela referida norma, que são os seguintes:

- Tamanho A0: 1189 mm × 841 mm ; tamanho A1: 841 mm × 594 mm  
 Tamanho A2: 594 mm × 420 mm ; tamanho A3: 420 mm × 297 mm  
 Tamanho A4: 297 mm × 210 mm

Essas dimensões são finais, da folha de desenho recortada.

## 9.2 FOLHAS DE DADOS

As Folhas de Dados não são propriamente desenhos, e sim documentos preparados em geral em forma de tabelas. É usual fazerem-se Folhas de Dados para os trocadores de calor (de qualquer tipo), para os resfriadores a ar e para algumas outras classes de equipamentos, principalmente os que tenham desempenho garantido pelo fabricante, tais como dessalgadores, desaeradores, secadores, filtros etc.

Para os tipos convencionais desses equipamentos já existem formulários praticamente padronizados. A Fig. 9.1 mostra o formulário de Folha de Dados sugerido pela norma TEMA, para os trocadores dos tipos padronizados por essa norma, como foi visto no Item 2.4. Esse formulário, às vezes com pequenas alterações, é de uso generalizado por muitos projetistas, usuários e fabricantes desses equipamentos.

Essa folha está dividida em três partes:

- 1.<sup>a</sup> — Informações gerais: tipo (sigla convencional da norma TEMA), serviço, dimensões gerais, superfície de aquecimento, número de cascos, arranjo dos cascos (paralelo ou série).
- 2.<sup>a</sup> — Dados de processo e termodinâmicos: fluidos, vazões, densidades, viscosidades, pesos moleculares, calores específicos, temperaturas de entrada e de saída, pressões de operação, número de passes, velocidades, perdas de pressão máximas, coeficientes de depósito, carga térmica, condutividade térmica, calor latente.
- 3.<sup>a</sup> — Pressões e temperaturas de projeto e de teste hidrostático.
  - Norma de projeto e de construção.
  - Quantidade, diâmetro, espessura e arranjo dos tubos do feixe tubular.
  - Materiais de construção de todas as partes principais — margem para corrosão ou revestimentos internos.
  - Quantidade, diâmetro nominal, norma dimensional, classe de pressão e tipo de face dos flanges dos bocais de casco e do carretel.
  - Pesos do equipamento vazio, em operação e em teste.
  - Exigências de tratamento térmico (se houver) e de inspeção radiográfica das soldas.

A primeira e segunda partes dessa Folha de Dados incluem informações contidas no Projeto de Processo e no Projeto Térmico do trocador, e costumam ser preenchidas pelo projetista de engenharia básica, como definido no Item 3.3. A terceira parte contém dados do Projeto Mecânico e da seleção de materiais, e por essa razão só é preenchida posteriormente pelo projetista de detalhamento, exceto para determinadas informações ligadas diretamente ao funcionamento do trocador, como, por exemplo, exigências especiais de materiais, condições especiais de montagem etc. (quando for o caso), que são da responsabilidade do projetista de engenharia básica.

Algumas vezes inclui-se na Folha de Dados um desenho esquemático do trocador, mostrando a disposição e localização dos bocais de entrada e de saída das duas correntes fluidas.

OBRA OU CLIENTE:		LOCAL:	PEDIDO Nº:	DATA:	
SERVIÇO:		IDENTIFICAÇÃO:		REV.:	
DIMENS. GERAIS (m)	X	POSIÇÃO: HORIZ. / VERT.	TIPO (ITEMA):	ACOPLAMENTO SÉRIE / PARALELO	
SUPERF. / UNIDADE	m <sup>2</sup>	CASCOS / UNIDADE:	SUPERF. / CASCO	m <sup>2</sup>	
<b>DADOS DE OPERAÇÃO</b>					
FLUIDO CIRCULANTE		LADO DO CASCO		LADO DOS TUBOS	
		ENTRADA	SAÍDA	ENTRADA	SAÍDA
VAZÕES: TOTAL	Kg/h				
VAPOR	Kg/h				
LÍQUIDO	Kg/h				
VAPOR D'ÁGUA	Kg/h				
ÁGUA	Kg/h				
NÃO CONDENSÁVEIS	Kg/h				
TEMPERATURAS (OPERAÇÃO)	°C				
PESO ESPECÍFICO	g/cm <sup>3</sup>				
VISCOSIDADE (LÍQUIDO)	Cp				
PESO MOLECULAR (VAPOR)					
PESO MOLECULAR (NÃO CONDENSÁVEIS)					
CALOR ESPECÍFICO	Kcal / Kg.°C				
CONDUTIVIDADE TÉRMICA	Kcal / h.m <sup>2</sup> .°C				
CALOR LATENTE	Kcal / Kg		°C		°C
PRESSÃO DE OPERAÇÃO (ENTRADA)	Kg/cm <sup>2</sup>				
VELOCIDADE	m / s				
PERDA DE PRESSÃO (ADMITIDA/CALCULADA)	Kg / cm <sup>2</sup>				
COEF. DE DEPÓSITO (MÍNIMO)	h.m <sup>2</sup> .°C / Kcal				
CALOR TROCADO	Kcal / h	DMT (CORRIGIDA)	°C		
COEF. DE TRANSFERÊNCIA - NORMAL	Kcal / h.m <sup>2</sup> .°C	IDEM, LIMPO	Kcal / h.m <sup>2</sup> .°C		
<b>CONSTRUÇÃO - MATERIAIS</b>				<b>CROQUIS ORIENTAÇÃO DE BOCAIS</b>	
		LADO DO CASCO	LADO DOS TUBOS		
PRESSÃO DE PROJETO	Kg/cm <sup>2</sup>				
PRESSÃO DE TESTE	Kg/cm <sup>2</sup>				
TEMP. DE PROJETO	°C				
SOBRESPESS. CORROÇÃO	mm				
Nº DE PASSES POR CASCO					
BOCAIS: DIAM. NOMINAL, CLASSE DE PRESSÃO, TIPO DE FACE	ENTRADA SAÍDA INTERMEDIÁRIO				
TUBOS: QUANTIDADE:	DIAM. EXT. mm	ESPESS (MÍN/MÉDIA) mm	PASSO mm	ARRANJO: <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/> <input type="checkbox"/>	COMPR. mm
TIPO:	MATERIAL:				
CASCO: MATERIAL:	DIAM. INT. mm	TAMPA DO CASCO: MATERIAL:			
CARRETEL: MATERIAL:		ESPELHO FLUTUANTE: MATERIAL:			
ESPELHO FIXO: MATERIAL:		QUEBRA JATO:			
TAMPA FLUTUANTE: MATERIAL:		TIPO:			
CHICANAS TRANSV.: MATERIAL:		ESPAÇAMENTO mm			
% CORTE:					
CHICANAS LONGITUD.: MATERIAL:		TIPO DE SELAGEM:			
LIGAÇÕES TUBOS - ESPELHOS:		JUNTA DE EXPANSÃO:			
JUNTAS: CASCO:		CARRETEL E TAMPA FLUT.:			
NORMA DE PROJETO:		CLASSE "TEMA":			
PESOS: VAZIO: Kg	CHEIO DE ÁGUA Kg	FEIXE TUBULAR: Kg			
NOTAS:					

Fig. 9.1 Folha de Dados da TEMA para trocador de calor.

Para os resfriadores a ar não existe um formulário normalizado que seja de uso geral; as diversas firmas projetistas, bem como alguns usuários e fabricantes, têm formulários próprios, sendo que a quantidade, natureza e extensão das informações contidas nesses formulários variam bastante de um caso para outro.

Esses formulários costumam ser divididos em cinco partes, contendo os seguintes dados:

- 1.<sup>a</sup> — Informações gerais: serviço, tipo de tiragem (forçada ou induzida), área total e por feixe, tipo de tubos, quantidade de ventiladores, de feixes e de seções, dimensões gerais, arranjo dos feixes e das seções.
- 2.<sup>a</sup> — Desempenho no lado dos tubos: fluido circulante, densidade, viscosidade, peso molecular, vazão, temperatura e pressão de operação, perda de carga admissível, calor específico e latente, coeficiente de depósito, carga térmica, velocidade, número de passes por feixe.
- 3.<sup>a</sup> — Condições de projeto no lado do ar: temperaturas, pressão estática, altitude local, velocidade, condutividade térmica, vazões, potências, calor trocado.
- 4.<sup>a</sup> — Construção de cada feixe: pressão e temperatura de projeto, pressão de teste hidrostático, norma de projeto e de construção. Tipo, quantidade, material, diâmetro e espessura dos tubos. Tipo, material, espaçamento, espessura e altura das aletas. Tipo e material dos cabeçotes e bujões. Margens para corrosão, ou revestimentos internos. Arranjo e passo dos tubos. Quantidade, diâmetro nominal, tipo de flange e de face, classe de pressão de todos os bocais.
- 5.<sup>a</sup> — Construção de cada seção: materiais da estrutura e da câmara plena, carga de vento, norma de projeto e de construção. Dados dos ventiladores, acionadores, redutores de velocidade e venezianas de controle.

As Folhas de Dados de trocadores de calor costumam ser feitas em papel de tamanho A4 — ou às vezes de tamanho A3, quando mais completas; as Folhas de Dados de resfriadores a ar costumam ser feitas em papel de tamanho A3.

### 9.3 DESENHOS DE PROCESSO

Os desenhos de processo são desenhos esquemáticos, sem escala, que são usualmente feitos para os vasos de pressão em geral, contendo as informações que fazem parte do Projeto de Processo e da seleção básica de materiais, como discriminado no Item 3.2.3. Para os trocadores de calor, resfriadores a ar e outros equipamentos para os quais são preparadas Folhas de Dados, como descrito no Item 9.2, os desenhos de processo podem ser dispensados.

A Fig. 9.2 mostra um exemplo típico de um desenho de processo de um vaso. Esses desenhos são geralmente feitos em papel de tamanho A4.

O desenho de processo pode ainda conter detalhes do vaso, devendo-se representar nesses detalhes somente as informações que forem inerentes ou essenciais ao funcionamento ou desempenho do vaso.

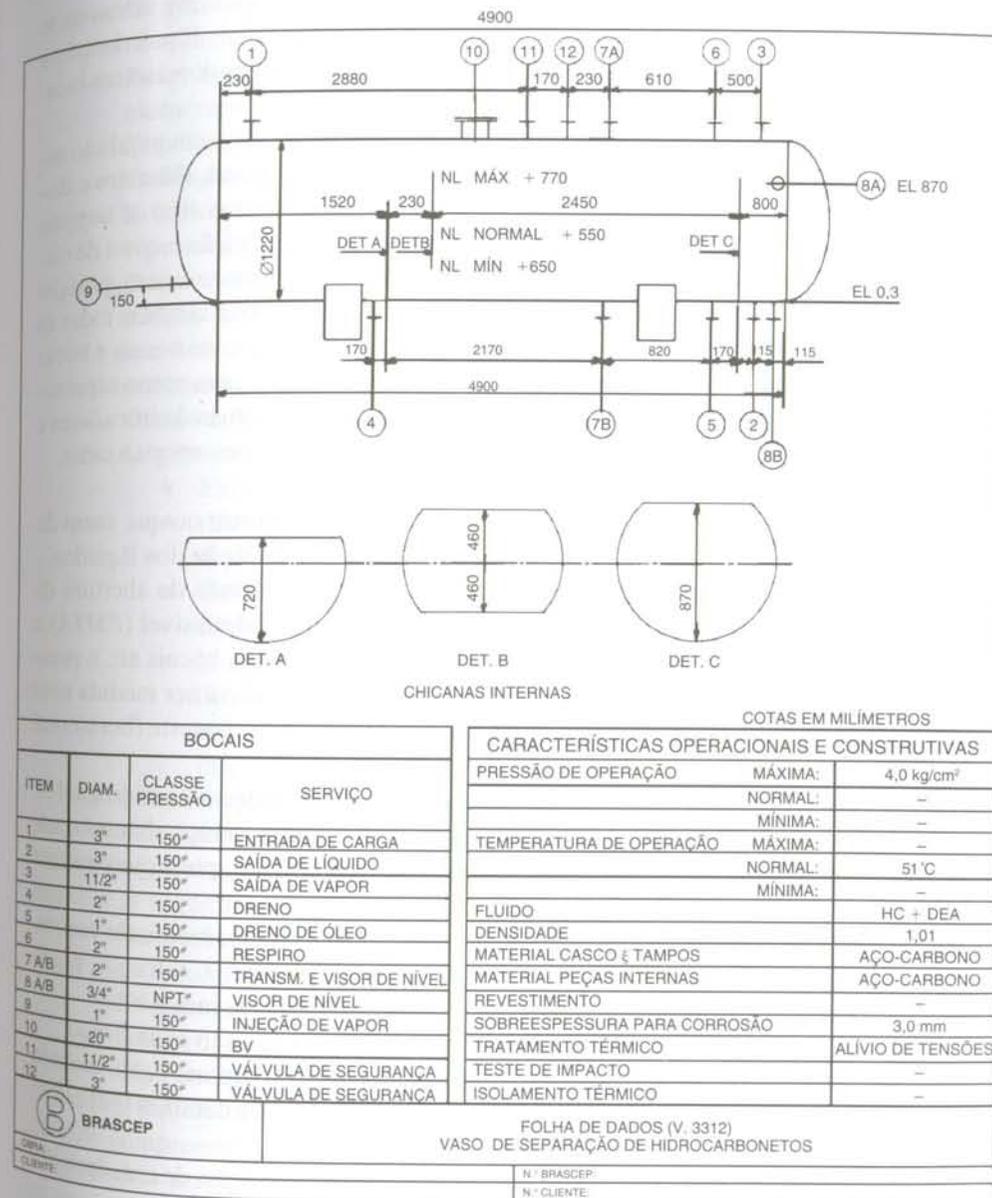


Fig. 9.2 Desenho de processo de um vaso de pressão. Cortesia de Brascep Engenharia Ltda.

## 9.4 DESENHOS MECÂNICOS

Os desenhos mecânicos são desenhos contendo as informações que fazem parte do Projeto Mecânico do vaso, como discriminado no Item 3.2.5. Esses desenhos devem ser feitos, tanto quanto possível, com as dimensões gerais do vaso em escala, e é usual que contenham pelo menos o seguinte:

- Desenho do vaso em quantas vistas forem necessárias — em geral são suficientes duas projeções —, para mostrar o tipo, formato, diâmetro e distância entre tangentes de cada corpo cilíndrico ou cônico, tipo de tampos, posição de instalação e sistema de suporte do vaso, posição e cotas de elevação e orientação de cada bocal ou boca de visita,<sup>1</sup> tipo, número, posição e disposição das peças internas. O desenho deve mostrar também todas as espessuras de cascos, seções cônicas, tampos, pescoços de bocais e bocas de visita, saias de sustentação e reforços importantes, bem como espessuras e outras dimensões de espelhos e outras peças internas de trocadores e de todos os flanges que não tiverem todas as dimensões normalizadas.
- Serviço do vaso.
- Natureza e composição de todos os fluidos que entram ou que saem do vaso. Peso específico e altura de nível livre de operação dos líquidos.
- \* — Pressão e temperatura de operação e de projeto, pressão de abertura da válvula de segurança, pressão máxima de trabalho admissível (*PMTA*) e parte do vaso que limita essa pressão (cascos, tampos, bocais etc.), pressão de teste hidrostático e indicação do lugar onde deva ser medida essa pressão (topo ou fundo do vaso) e posição do vaso para o teste (horizontal ou vertical).
- \* — Pressão parcial do hidrogênio (para os vasos em serviço com hidrogênio).
  - Tabela contendo para cada bocal ou boca de visita o serviço, diâmetro nominal, tipo de flange, classe de pressão, tipo de face, projeção e norma dimensional do flange.
  - Especificação completa de *todos* os materiais do vaso, incluindo cascos, tampos, flanges, pescoços de bocais, espelhos, suportes, reforços, peças internas e externas, revestimentos internos, parafusos, juntas etc.
- \* — Margens de corrosão para cada material em contato com cada fluido.
  - Detalhes de bocais, boca de visita, peças internas, suportes etc., quando necessários, ou indicação de desenhos-padrão desses detalhes (veja Item 9.5).
  - Detalhes e localização das ferragens de suporte e fixação de escadas, plataformas, isolamento térmico etc.
  - Normas de projeto, de fabricação e de inspeção a serem seguidas.

<sup>1</sup>Para os vasos verticais, o desenho em projeção vertical costuma mostrar os bocais, bocas de visita etc. em posição rebatida, e não em perspectiva, de acordo com a sua posição verdadeira na circunferência do vaso. A orientação dos bocais, bocas de visita e outros acessórios do vaso é mostrada no desenho em projeção horizontal.

- \* — Exigências de tratamentos térmicos e de radiografia das soldas.
- \* — Eficiências de solda adotadas para cascos e tampos.
- \* — Exigência ou não de testes de impacto; indicação das partes do vaso a que se aplicam, e da norma e temperatura do teste.
- Pesos aproximados do vaso vazio, em operação e em teste hidrostático; momentos devidos à ação do vento ou a outras cargas não verticais.
- Quantidade, diâmetro e localização de parafusos chumbadores.
- Condições de transporte (inteiro ou desmontado).
- Isolamento térmico ou outros revestimentos internos ou externos: tipo e espessura.
- Documentos de referência: citação de todos os outros desenhos ou documentos referentes ou relacionados ao vaso, como, por exemplo, fluxograma, desenho de processo do vaso, desenhos de detalhes, especificações e normas etc.
- Observações gerais: espaço para escrever quaisquer notas, observações ou exigências específicas relativas ao vaso, como por exemplo:
  - Exceções permitidas a exigências de normas.
  - Alternativas permitidas quanto a materiais, processos de fabricação, detalhes etc.
  - Referências de nível e de orientação.
  - Dimensões fora de escala.
  - Notas e observações diversas, tais como: seqüência de soldagem ou de montagem, tolerâncias dimensionais não usuais, revestimentos especiais, tratamentos térmicos especiais, processos especiais de inspeção, exigências de desmontagens etc.

Para os itens marcados com asterisco devem ser dados dois valores no caso dos trocadores de calor, correspondentes aos dois circuitos desses aparelhos (fluxo pelo casco e fluxo pelos tubos). Para os trocadores, os desenhos mecânicos devem ainda fornecer as seguintes informações adicionais:

- Quantidade, diâmetro, espessura, espaçamento e arranjo dos tubos do feixe tubular.
- Número de passes no casco e no carretel.
- Número, corte e arranjo das chicanas do feixe tubular.
- Tipo de ligação tubos-espelhos.

Na Fig. 9.3 está representado o desenho mecânico de um vaso, que, para facilidade de compreensão, é do mesmo vaso cujo desenho de processo é a Fig. 9.2. Esses desenhos freqüentemente contêm detalhes, em maior escala, mostrando, por exemplo, bocais, peças internas, revestimentos etc.

Para vasos complexos, com muitos detalhes, o desenho mecânico pode ser dobrado em várias folhas, não sendo necessário, evidentemente, nas folhas subsequentes, repetir-se as informações de caráter geral.

A escala usualmente adotada para esses desenhos é de 1:50, ficando os detalhes em escala 1:25 ou 1:10. Dependendo do caso, poderá ser empregado qualquer ta-



manho normalizado de papel, sendo entretanto preferidos os tamanhos A1 ou A3. É usual que todas as dimensões sejam expressas em milímetros.

## 9.5 DESENHOS DE FABRICAÇÃO

Esses desenhos devem ser feitos em escala, em tantas vistas, cortes e detalhes que forem necessários, para mostrar pelo menos o seguinte:

- a) diâmetro interno e comprimento de cada corpo cilíndrico ou seção de concordância;
- b) espessuras finais de fabricação de cascos, tampos, pescoços de bocais, suportes e todas as outras partes do vaso (espessuras comerciais de chapas). Para as partes que sofrem uma perda sensível de espessura no processo de conformação (conformação por prensagem ou por rebordeamento, por exemplo — veja Item 12.5), deve ser acrescentada uma espessura extra para compensar essa perda. Para as partes conformadas por calandragem (cilindros e cones), a perda de espessura é desprezível e não precisa ser considerada;
- c) tipo de tampos e raios de curvatura dos tampos e das seções de transição ou de concordância;
- d) dimensões e espessuras de reforços externos ou internos;
- e) posição, elevação, orientação e projeção cotadas de todos os bocais e bocas de visita do vaso;
- f) diâmetro nominal, tipo, classe de pressão, faceamento e norma dimensional de todos os flanges tanto no corpo do vaso como dos bocais e bocas de visita, quando se tratar de flanges normalizados. Tratando-se de flanges não-normalizados, é necessário indicar todas as dimensões do flange;
- g) diâmetro nominal, tipo, classe de pressão, tipo de rosca, das luvas e de outros bocais rosqueados ou para solda de encaixe;
- h) dimensões e detalhes completos de todos os bocais para solda de topo ou outros não convencionais, bem como de quaisquer outros acessórios;
- i) dimensões e espessuras de saias e colunas para vasos verticais e para esferas e das chapas de alma e de sela dos berços para vasos horizontais, bem como dimensões e espessuras das chapas de base em qualquer caso. Para os berços é necessário ainda indicar: distância entre berços, número, dimensões e espessuras dos reforços e ângulo abrangido pela alma do berço e pela sela;
- j) quantidade, diâmetro, projeção e posição cotada dos parafusos chumbadores;
- k) posição, elevação, orientação e desenho de detalhes de todos os anéis, orlhas, parafusos e demais ferragens de fixação de escadas, plataformas, tubulações, instrumentos, isolamento térmico, revestimentos refratários etc.;
- l) posição, elevação, orientação e desenho de detalhe dos turcos ou de outros aparelhos de manobra de cargas;
- m) localização e tipo de todas as soldas, incluindo soldas longitudinais e circunferenciais, soldas nos tampos, flanges, pescoços, reforços, saias, berços, co-

lunas, peças internas e externas etc. Os detalhes de todas essas soldas devem ser mostrados nos desenhos referidos no Item 9.6 a seguir;

- n) dimensões completas, espessuras e todos os detalhes de peças internas, tais como bandejas, anéis de suporte e vigas de sustentação de bandejas, borbulhadores, distribuidores, vertedouros, defletores, quebra-jatos, espelhos, feixes tubulares, chicanas, suportes internos, bocas de visita, alçapões e passagens internas, revestimentos internos etc.;
- o) indicação de todas as superfícies que devam ser usinadas, ou com outro acabamento, com os detalhes e informações necessárias para a sua execução;
- p) listagem de todas as partes, devidamente numeradas e identificadas nos desenhos, com indicação da especificação do material, espessura, dimensão e peso.

Os desenhos de fabricação devem ainda conter todas as informações dos desenhos mecânicos, como listado no Item 9.4.

Em vasos pequenos ou mais simples, o desenho de fabricação pode ser o próprio desenho mecânico devidamente completado.

Os desenhos de fabricação bem como as especificações de fabricação e de montagem e demais documentos produzidos pelo fabricante costumam ser apresentados para comentários e aprovação do projetista e/ou do usuário do vaso antes de ser iniciada a fabricação, exceto nos casos em que esse procedimento for formalmente dispensado. Caso haja algum comentário, os documentos deverão ser devolvidos ao fabricante para a devida discussão e revisão e depois reapresentados, até que seja obtida a aprovação final, quando então poderá ser iniciada a fabricação do vaso.

Os desenhos de fabricação devem ser sempre “certificados” pelo fabricante, isto é, o fabricante subscreve, no próprio desenho, uma declaração de que o equipamento será construído exatamente como mostrado no desenho. Essa certificação tem por principal finalidade dar a necessária garantia aos projetistas das demais especialidades de engenharia (tubulações, construção civil, instrumentação etc.), para que possam prosseguir com segurança os seus respectivos projetos, baseando-se no desenho do equipamento em questão.

É claro que a certificação de um desenho só pode ser feita depois que o fabricante tiver certeza de que nenhuma alteração será mais introduzida em nenhum detalhe desse desenho, e depois também de terem sido completamente resolvidos todos os problemas e dúvidas de fabricação relacionados com o citado desenho. A certificação completa de todos os desenhos de um equipamento só pode, portanto, ser obtida em uma época bastante avançada do processo global de compra e fabricação do mesmo. Por essa razão, para atender às exigências dos demais projetos, que têm necessidade urgente de uma série de informações certificadas definitivas a respeito de cada equipamento, é usual a certificação parcial provisória de desenhos. Essa certificação parcial consiste em o fabricante garantir que determinadas informações do desenho são definitivas, não podendo sofrer qualquer modificação até a entrega final do equipamento.

## 9.6 DESENHO DE DETALHES DE SOLDAGEM E DE INSPEÇÃO DE SOLDAS

Esse desenho é um documento mostrando, como o próprio nome indica, detalhes de soldagem e de inspeção de soldas, para todas as soldas de um vaso de pressão.

Nesses desenhos deve haver um esquema do vaso mostrando a localização de cada solda, e um código numérico para a indicação dos diversos tipos de soldas existentes, figurando também para cada um dos tipos de soldas pelo menos as seguintes informações:

- Tipo, geometria e dimensões do chanfro para solda; abertura de raiz.
- Tipo (ou tipos) de eletrodos recomendados.
- Processo (ou processos) de soldagem.
- Número e seqüência de passes.
- Posição da solda, polaridade da corrente elétrica.
- Exigências de preaquecimento e/ou de tratamentos térmicos posteriores.
- Exigências de inspeção: radiografia (total ou parcial), exame com líquidos penetrantes ou com partículas magnéticas, exame com ultra-som etc.
- Exigências de testes especiais: teste de impacto, tração e dobramento orientado, ou outros.
- Normas de soldagem ou de inspeção a obedecer.

Esses desenhos, embora sejam de grande conveniência, ou até de necessidade, principalmente para vasos importantes, não são de uso generalizado entre todos os fabricantes de vasos de pressão.

## 9.7 OUTROS DESENHOS DE VASOS DE PRESSÃO

Vamos fazer referência aqui aos desenhos-padrões, desenhos de detalhes especiais e desenhos de cargas sobre fundações.

Em projetos de vasos de pressão e de trocadores, é prática usual fazerem-se desenhos-padrões dos detalhes que possam ser normalizados, e que sejam aplicáveis a todos ou a muitos equipamentos. Com isso diminui-se grandemente o trabalho de projeto e de desenho, porque em cada caso específico bastará, no desenho mecânico do equipamento, relacionar e citar os números de todos os desenhos-padrões que se apliquem.

Costumam ser objetos de desenhos-padrões pelo menos os seguintes detalhes:

- bocais para tubulações e para instrumentos;
- bocas de visita, de inspeção e de limpeza;
- drenos e respiros;
- reforços de aberturas;
- tampos conformados (hemisféricos, elípticos, toriesféricos);
- tolerâncias de fabricação e de montagem de vasos;
- saias, colunas e orelhas de suporte de vasos verticais;

- berços de suporte de vasos horizontais;
- chumbadores;
- revestimentos anticorrosivos;
- revestimentos refratários, e armação para sustentação desses revestimentos;
- dobradiças e turcos de tampas de bocas de visita;
- orelhas de fixação de plataformas e escadas;
- anéis e ferragens de suporte de isolamento térmico;
- anéis de suporte de bandejas, grades e peças internas;
- defletores e distribuidores internos; desnebulizadores, quebra-vórtice, chapas de impacto;
- olhais de suspensão e de desmontagem;
- placas de identificação.

Os desenhos de detalhes especiais são feitos quando for necessário mostrar detalhes não-padronezados, principalmente quando esses detalhes forem muito complexos ou em grande número, de forma que não seja possível mostrá-los em escala conveniente, no próprio desenho mecânico.

Como exemplo de detalhes que em geral merecem desenhos especiais, podemos citar:

- peças internas: bandejas, borbulhadores, vertedouros, grades, distribuidores etc.;
- bocais de tipos, formatos ou dimensões não usuais;
- suportes especiais;
- revestimentos especiais, internos ou externos.

A Fig. 9.4 mostra um exemplo de um desenho de detalhe padronizado para vasos de pressão. O tamanho A4 é o mais empregado e preferido para esses desenhos.

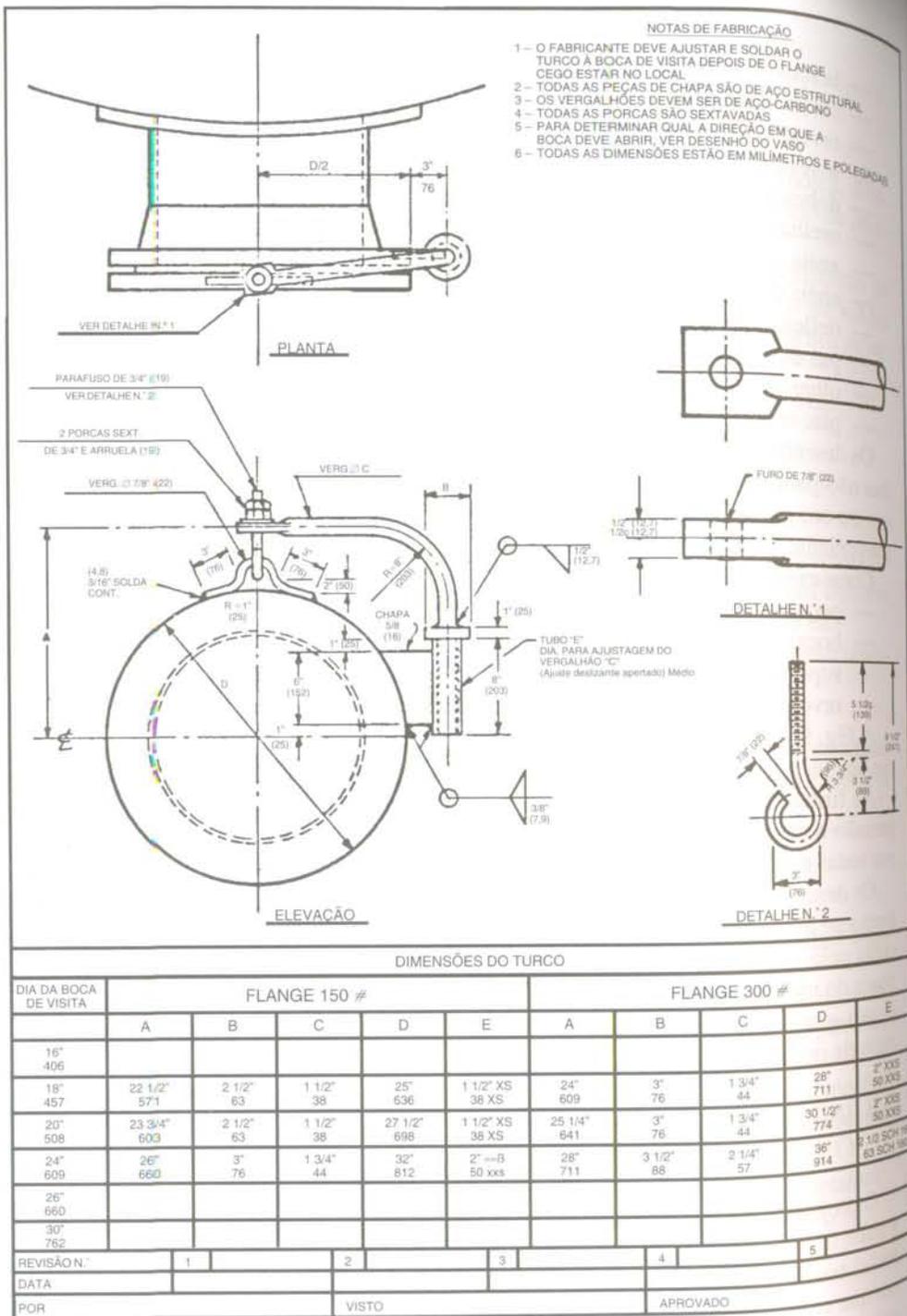
As firmas de projeto, os fabricantes e alguns usuários importantes de vasos de pressão têm coleções de desenhos-padrões de detalhes já preparados de uma vez por todas e válidos para qualquer projeto.

Os desenhos de cargas sobre fundações são documentos preparados às vezes em forma de diagrama, mostrando, como o próprio nome indica, todas as cargas exercidas pelo vaso sobre a sua base e fundações. Nesse documento devem constar os pesos do vaso em operação, vazio e em teste hidrostático, bem como — quando for o caso — as forças e momentos devidos à ação do vento, cargas em condições anormais de operação, vibrações etc.

## 9.8 INTERDEPENDÊNCIA ENTRE O PROJETO DE UM VASO E O PROJETO GLOBAL DE UMA INSTALAÇÃO INDUSTRIAL

O projeto de um vaso de pressão pode ser um projeto isolado, ou pode ser, como é mais freqüente, parte de um projeto integrado de uma instalação completa, que inclui também projetos de várias outras especialidades de engenharia. Nos casos em que se tenha um projeto global de uma instalação industrial, é prática corrente subdividir-se esse projeto nos seguintes projetos parciais:

- Projeto de processo: projeto básico de funcionamento da instalação, incluindo-se seleção do processamento químico, estudo dos balanços de massa e de ener-



Desenho de detalhe de boca de visita com tampa vertical

Fig. 9.4 Exemplo de desenho de detalhe de vasos de pressão. Cortesia da Petróleo Brasileiro S.A. — PETROBRÁS.

gia, seleção dos tipos e dimensionamento básico dos equipamentos principais (inclusive, e principalmente, os vasos de pressão), determinação dos diâmetros das tubulações de processo.

— Projeto de utilidades: o projeto de utilidades é o projeto de processo (como já descrito) dos diversos sistemas de utilidades (geração de vapor, eletricidade, ar comprimido, tratamento e distribuição de água, tratamento e destinação de efluentes etc.).

— Projeto de construção civil, que compreende:

- Terraplenagem, arranjo geral, arruamento, vias de acesso, drenagem pluvial, urbanização.
- Fundações.
- Prédios, estruturas (metálicas e de concreto), arquitetura.

— Projeto de tubulações.

— Projeto dos vasos de pressão e de outros equipamentos de caldeiraria.

— Projeto de máquinas: seleção e especificação de bombas, compressores, turbinas e outras máquinas.

— Projeto de eletricidade: projeto de toda rede e demais instalações e equipamentos elétricos.

— Projeto de instrumentação: projeto de todos os sistemas de medição e controle e seleção de respectivos equipamentos.

Existe, evidentemente, uma série de pontos de mútua interdependência entre o projeto de vasos de pressão e os outros projetos de engenharia que fazem parte do projeto geral de uma mesma instalação industrial, assim como entre todos os projetos parciais entre si. Vamos relacionar, a seguir, as informações que devem ser recebidas pelo projeto dos vasos de pressão dos diversos outros projetos, e as informações que esse projeto deve fornecer aos outros projetos.

Como todos os projetos são, via de regra, desenvolvidos quase simultaneamente, o intercâmbio de informações deve ser constante, fornecendo-se os dados necessários assim que estejam disponíveis.

É claro que essa relação tem apenas caráter informativo: em numerosos casos, várias das informações relacionadas não precisam ser fornecidas, e casos haverá em que serão necessárias outras informações que não estão citadas.

A ordem na qual as informações estão listadas é de certa forma arbitrária, porque é impossível estabelecer-se uma ordem cronológica ou uma ordem de importância de todas essas informações, que variam em cada caso.

## 9.9 INFORMAÇÕES QUE DEVEM SER TRANSMITIDAS AOS OUTROS PROJETOS OU DELES RECEBIDAS

### a) Projeto de Processo

— Desenho de processo dos vasos de pressão.

— Informações relativas à localização e/ou elevação dos vasos para atender a exigências de funcionamento, tais como elevação mínima necessária do fundo do vaso — para permitir sucção de bombas ou fluxo por gravidade

ou por termo-sifão —, distância máxima ou mínima entre vasos ou outros equipamentos etc.

- Condições especiais, ou não usuais, de segurança, de risco potencial do vaso de pressão, ou outras condições relativas ao seu funcionamento que possam ter influência no projeto ou na localização do vaso, tais como existência de vibrações, de ruídos etc.

b) *Projeto de Arranjo Geral (layout)*

- Dimensões gerais do vaso.
- Espaço disponível ou necessário para o vaso, inclusive espaços necessários para desmontagens e remoção de peças internas (feixes tubulares, por exemplo).
- Vasos que devam ser recebidos desmontados no campo, e que necessitem portanto de espaço para montagem, com indicação do espaço necessário e facilidades para transporte e movimentação de pesos.
- Necessidade de estruturas especiais para desmontagem ou remoção de peças internas; peso máximo dessas peças e frequência das operações de desmontagem.
- Distâncias mínimas necessárias entre o vaso e outros equipamentos, construções, vias de tráfego, limites etc. devido ao grande risco do vaso ou devido à emissão de gases, ruídos ou outras causas.
- Elevação necessária do vaso acima de um nível de referência.

c) *Projeto de Construção Civil (fundações)*

- Cargas sobre as fundações do vaso (forças e momentos), na condição de vazio, em operação normal, em teste hidrostático, e em condições anormais de operação, em parada ou em manutenção, quando essas últimas resultarem em valores mais severos para essas cargas (veja Item 9.7).
- Quantidade, diâmetro, localização, tipo e distância dos parafusos chumbadores.
- Preferência quanto à localização do vaso com relação à natureza do subsolo.

d) *Projeto de Construção Civil (estruturas)*

- Localização, elevação e tipo desejado de escadas e plataformas para acesso, operação e manutenção do vaso.
- Cargas sobre o vaso dessas escadas, plataformas ou outras estruturas.
- Cargas (forças e momentos) exercidas pelo vaso, nas diversas condições, como descrito em c), no caso de vasos instalados sobre prédios, estruturas etc.

e) *Projeto de Tubulações*

- Desenhos dimensionais certificados do vaso.
- Localização (posição cotada, orientação e elevação) de todos os bocais do vaso ligados a tubulações. Informação de quais os bocais que tenham

localização obrigatória e de quais os que possam variar por conveniência do projeto de tubulações.

- Diâmetro nominal, norma dimensional, classe de pressão, tipo de flange e tipo de face para todos os bocais flangeados.
- Diâmetro nominal, norma dimensional, tipo de rosca ou de chanfro para solda, para bocais de outros tipos.
- Esforços feitos pela tubulação sobre os bocais do vaso, decorrentes de pesos, dilatações térmicas ou outras causas. Tubulações que sejam sujeitas a vibrações ou a outras cargas dinâmicas.
- Esforços máximos admissíveis sobre os bocais do vaso (quando for o caso).
- Localização e tipo de suportes de tubulação presos ao vaso. Cargas resultantes de tubulações suportadas pelo vaso.
- Dilatações próprias do vaso que devam ser absorvidas pelas tubulações ou que interfiram com as tubulações.
- Pressão de teste hidrostático do vaso (para permitir, quando possível, fazer o teste juntamente com as tubulações).
- Dados para a seleção do purgador de vapor, no caso de vasos que tenham aquecimento a vapor por meio de feixe tubular, serpentina, camisa externa etc.

f) *Projeto de Eletricidade*

- Dados completos de motores elétricos (misturadores, ventiladores de resfriadores a ar etc.) existentes no vaso.
- Localização desses motores.
- Localização de plataformas, escadas ou outras estruturas onde deve haver iluminação.

g) *Projeto de Instrumentação*

- Localização e tipo de todos os instrumentos ligados ao vaso.
- Dados completos sobre flanges, roscas e outros bocais, como discriminado em e).
- Informação de quais os instrumentos que devam ter meio permanente de acesso para leitura local, manutenção freqüente, desmontagem etc.

## Cálculo de Vasos de Pressão pelo Código ASME, Seção VIII, Divisão 1

### 10.1 CÁLCULO DE VASOS DE PRESSÃO PELO CÓDIGO ASME, SEÇÃO VIII, DIVISÃO 1

Vamos ver neste capítulo um resumo das fórmulas e critérios do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, para o cálculo mecânico dos componentes usuais de um vaso de pressão.

Como já foi visto no Item 5.8 do Cap. 5, 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 de membrana, contendo, entretanto, alguns coeficientes empíricos de correção. Dessa forma, não são levados em consideração os esforços de flexão decorrentes da espessura ou das descontinuidades geométricas.

Esse código tem também um processo semi-analítico para o cálculo de flanges, descrito no Apêndice Obrigatório 2 (*Mandatory Appendix*).

É importante observar que o resumo mostrado a seguir, ou qualquer outro, será sempre incompleto, não dispensando, portanto, o estudo e consulta do próprio código.

### 10.2 CÁLCULO DE CASCOS CILÍNDRICOS PARA PRESSÃO INTERNA

O código distingue entre os cascos cilíndricos de pequena e de grande espessura (parágrafo UG-27), denominando de "grande espessura" os cascos para os quais se tenha:  $e > 1/2 R$ , ou:  $P > 0,385 SE$ , em que:

$e$  = espessura mínima para pressão interna  
 $R$  = raio interno do cilindro  
 $P$  = pressão interna de projeto; acrescentar o efeito da coluna hidrostática do líquido contido, quando for o caso  
 $S$  = tensão admissível básica do material  
 $E$  = coeficiente de eficiência de solda, como explicado a seguir.

a) *Cascos cilíndricos de pequena espessura* — Para esses cascos, a espessura mínima necessária deve ser calculada pela seguinte fórmula (parágrafo UG-27):

$$e = \frac{PR}{SE - 0,6P} + C$$

Essa fórmula é diretamente derivada da expressão teórica da tensão máxima circunferencial de membrana em um cilindro.

Nessa fórmula tem-se:

$e, R, P$  = significados como acima

$S$  = tensão admissível básica do material, em função da temperatura de projeto do vaso. Essas tensões são obtidas nas seguintes tabelas do código, para os materiais aceitos pelo mesmo:

TABELA UCS-23	— Aços-carbono e aços de baixa liga.
TABELA UNF-23.1	— Alumínio e ligas de alumínio.
TABELA UNF-23.2	— Cobre e ligas de cobre.
TABELA UNF-23.3	— Níquel e ligas de níquel.
TABELA UNF-23.4	— Titânio e ligas de titânio.
TABELA UNF-23.5	— Zircônio e ligas de zircônio.
TABELA UHA-23	— Aços inoxidáveis e outros aços de alta liga.
TABELA UHT-23	— Aços de alta resistência (temperados e revenidos).
TABELA ULT-23	— Ligas de alumínio e de níquel para serviços criogênicos.

A Tabela 10.1 é um resumo da Tabela UCS-23, dando as tensões admissíveis para os materiais de aço-carbono e aços de baixa liga mais usuais na prática em nosso país.

$E$  = Coeficiente de eficiência de solda, conforme o parágrafo UW-12 e tabela UW-12 do código, de acordo com o tipo de solda e o grau de inspeção adotado; para cilindros sem costura  $E = 1,0$ . Esses coeficientes, que estão resumidos na Tabela 10.2, destinam-se a compensar a possível menor resistência na região da solda, em relação à chapa inteira de mesma espessura, devido à existência de defeitos na solda.

Tabela 10.1 Tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (baseada na Tabela UCS-23, deste código)  
Tensões em MPa — veja a seguir as tensões em kg/cm<sup>2</sup>

Classe de Material	Forma de Apresentação	Especificação ASTM	Tensões admissíveis (MPa) @ temperatura (°C)																
			-30 a 93	150	205	260	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600
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 cond.	A-53-A	80,6	80,6	80,6	80,6	80,6	80,6	78,8	71,6	62,3	54,4	47,5	40,0					
	Tubos cond.	A-53-B	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	101,0	98,4	89,5	75,9	63,4	52,9	38,7					
	Tubos t.c.	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	33,7	22,0			
Aço-carbono Si 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	32,3	22,0			
	Chapas	A-515-65	128,1	128,1	128,1	128,1	124,6	121,9	118,2	112,3	95,0	78,5	62,2	45,6	32,3	22,0			
	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	34,2	22,0			
	Tubos cond.	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	36,0	23,6			
	Tubos cond.	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	36,0	23,6			
	Tubos t.c.	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	32,3	22,0			
	Forjados	A105	137,7	137,7	137,7	137,7	129,0	125,3	121,6	116,1	101,2	82,6	67,0	50,8	34,2	22,0			
	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	50,8	34,2	22,0			
Aço-carbono Si 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	32,3	22,0			
	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	32,3	22,0			
	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	34,2	22,0			
	Tubos cond.	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	32,3	22,0			
	Tubos t.c.	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	32,3	22,0			
	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	32,3	22,0			
	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	34,2	22,0			
	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	43,8				
	Chapas	A-204-B	137,7	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 cond.	A-335-P1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	107,8	105,9	102,6	95,8	70,1	43,8				
	Tubos t.c.	A-209-T1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	107,8	105,9	102,6	95,8	70,1	43,8				
	Forjados	A-182-F1	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	133,6	104,4	70,1	43,8			
	Forjados	A-182-F1	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	137,7	133,6	104,4	70,1	43,8		
	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	70,1	43,8			

Veja observações na pág. seguinte

Tabela 10.1 Tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (baseada na Tabela UCS-23, deste código) (continuação)

Classe de Material	Forma de Apresentação	Especificação ASTM	Tensões admissíveis (MPa) @ temperatura (°C)																		
			-30 a 93	150	205	260	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650
Aço-liga 1/2 Cr — 1/2 Mo	Chapas	A-387-11 c11	118	118	118	118	118	118	118	118	116	113	99,2	75	52,9	37,0	25,6	17,8	12,4	8,3	
	Tubos cond.	A-335-P11	118	118	116	112	109	107	106	104	102	99,2	96,9	94,4	74,7	52,9	37,0	25,6	17,8	12,4	8,3
	Tubos t.c.	A-199-T11	106	101	96,4	93,6	91,0	89,5	87,8	86,5	84,6	82,6	80,9	78,5	69,0	52,9	37,0	25,6	17,8	12,4	8,3
	Tubos t.c.	A-213-T11	118	118	116	112	109	107	106	104	102	99,2	96,9	94,4	74,7	52,9	37,0	25,6	17,8	12,4	8,3
	Forjados	A-182-F11	118	118	116	112	109	107	106	104	102	99,2	96,9	94,4	74,7	52,9	37,0	25,6	17,8	12,4	8,3
	Fundidos	A-217-WC6	138	138	138	138	138	138	138	138	137	136	132	129	103	75	52,9	37,0	25,6	17,8	12,4
Aço-liga 2 1/2 Cr — 1 Mo	Chapas	A-387-22 c11	118	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	99,0	81,3	64,0	48,1	34,8	23,9	15,6	9,6
	Tubos cond.	A-335-P22	118	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	99,0	81,3	64,0	48,1	34,8	23,9	15,6	9,6
	Tubos t.c.	A-199-T22	107	104	103	103	103	103	103	103	102	102	100	95,3	81,3	64,0	48,1	34,8	23,9	15,6	9,6
	Tubos t.c.	A-213-T22	118	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	99,0	81,3	64,0	48,1	34,8	23,9	15,6	9,6
	Forjados	A-182-F22	118	114	114	114	114	114	114	114	114	114	114	99,0	81,3	64,0	48,1	34,8	23,9	15,6	9,6
	Fundidos	A-217-WC9	138	136	134	133	132	132	131	129	127	123	119	111,3	89,4	65,1					
Aço-liga 5 Cr — 1/2 Mo	Chapas	A-387-5 c11	118	114	113	113	112	111	109	107	104	100	95,8	80,3	62,3	46,9	35,1	25,9	18,2	11,6	6,9
	Tubos cond.	A-335-P5	118	114	113	113	112	111	109	107	104	100	95,8	80,3	62,3	46,9	35,1	25,9	18,2	11,6	6,9
	Tubos t.c.	A-199-T5	104	100	98,5	97,9	96,8	96,0	94,7	93,4	91,5	88,2	85,3	77,6	62,3	46,9	35,1	25,9	18,2	13,1	6,9
	Tubos t.c.	A-213-T5	118	114	113	113	112	111	109	107	104	100	95,8	80,3	62,3	46,9	35,1	25,9	18,2	11,6	9,0
	Forjados	A-182-F5	138	134	132	132	130	129	127	125	121	117	101	81,2	62,3	46,9	35,1	25,9	18,2	11,6	6,9
	Fundidos	A-217-C5	177	171	170	169	168	166	164	160	155	131	104	81,2	62,3	46,9	35,1	25,9	18,2	11,6	6,9
Aço-liga 2 1/2 Ni	Chapas	A-203-B	138	138	138	138	138	135	129	121	101	82,6	67,0	49,8	36,0	23,6					
	Tubos cond.	A-333-7	128	128	128	128	123	119													
	Tubos t.c.	A-334-7	128	128	128	128	123	119													
	Fundidos	A-352-LC2	138	138	138	138	138	135													
Aço-liga 3 1/2 Ni	Chapas	A-203-D	128	128	128	128	128	125	120	112	95,0	78,5	64,6	49,2	36,0	23,6					
	Tubos cond.	A-333-3	128	128	128	128	123	119													
	Tubos t.c.	A-334-3	128	128	128	128	123	119													
	Fundidos	A-352-LC3	138	138	138	138	138	135													

Observações:  
 — "Tubos cond." = tubos para condução; "Tubos t.c." = tubos para troca de calor.  
 — Todos os tubos incluídos nesta tabela são sem costura.

Tabela 10.1 Tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (baseada na Tabela UCS-23, deste código)

Classe de Material	Forma de Apresentação	Especificação ASTM	Tensões admissíveis (kg/cm <sup>2</sup> ) @ temperatura (°C)																	
			-30 a 93	150	205	260	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	
Aço-carbono	Chapas	A-285-C	1104	1104	1104	1104	1084	1064	1032	993	908	759	635	466						
	Tubos cond.	A-53-A	823	823	823	823	823	823	804	731	636	555	485	409						
	Tubos cond.	A-53-B	1027	1027	1027	1027	1027	1027	1027	1005	913	775	647	541	395					
	Tubos t.c.	A-179	942	942	942	942	937	923	893	855	748	647	570	483						
	Forjados	A-181-60	942	942	942	942	937	923	893	855	748	647	570	483	345	224				
Aço-carbono Si para altas temperaturas	Chapas	A-515-60	1202	1202	1202	1202	1167	1139	1102	1053	908	759	635	466	329	224				
	Chapas	A-515-65	1308	1308	1308	1308	1273	1244	1206	1147	970	801	642	466	329	224				
	Chapas	A-515-70	1406	1406	1406	1406	1376	1350	1310	1240	1033	844	684	519	350	224				
	Tubos cond.	A-106-A	963	963	963	963	963	963	943	861	748	654	571	483	367	240				
	Tubos cond.	A-106-B	1202	1202	1202	1202	1202	1202	1177	1071	908	759	635	466	329	224				
	Tubos t.c.	A-210-A1	1202	1202	1202	1202	1202	1202	1177	1071	908	759	635	466	329	224				
	Forjados	A-105	1406	1406	1406	1383	1317	1279	1241	1186	1033	844	684	519	350	224				
	Fundidos	A-216-WC1	1406	1406	1406	1383	1317	1279	1241	1186	1033	844	684	519	350	224				
	Aço-carbono Si para baixas temperaturas	Chapas	A-516-60	1202	1202	1202	1202	1167	1139	1102	1053	908	759	612	466	329	224			
		Chapas	A-516-65	1308	1308	1308	1308	1273	1244	1206	1147	970	801	612	466	329	224			
Chapas		A-516-70	1406	1406	1406	1406	1376	1350	1310	1240	1033	844	654	519	350	224				
Tubos cond.		A-333-6	1202	1202	1202	1202	1202	1202	1177	1071	908	759	612	466	329	224				
Tubos t.c.		A-334-6	1202	1202	1202	1202	1202	1202												
Forjados		A-350-LF1	1202	1202	1202	1156	1095	1064	1032	993	908	759	612	466	329	224				
Forjados		A-350-LF2	1406	1406	1406	1383	1317	1279	1241	1186	1033	844	654	471	350	224				
Fundidos		A-352-LCB	1308	1308	1308	1308	1272	1244												
Aço-liga H Mo		Chapas	A-204-A	1308	1308	1308	1308	1308	1308	1308	1308	1307	1294	1264	1040	716	447			
	Chapas	A-204-B	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1399	1363	1066	716	447				
	Tubos cond.	A-335-P1	1104	1104	1104	1104	1104	1104	1104	1101	1081	1048	1024	978	716	447				
	Tubos t.c.	A-209-T1	1104	1104	1104	1104	1104	1104	1104	1101	1081	1048	1024	978	716	447				
	Forjados	A-182-F1	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1399	1364	1066	716	447				
	Fundidos	A-217-WC1	1308	1308	1308	1308	1308	1308	1304	1289	1257	1223	1194	1022	716	447				

Veja observações na pag. seguinte.

Tabela 10.1 Tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (baseada na Tabela UCS-23, deste código) (continuação)

Classe de Material	Forma de Apresentação	Especificação ASTM	Tensões admissíveis (kg/cm <sup>2</sup> ) @ temperatura (°C)																		
			-30 a 93	150	205	260	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600	625	650
Aço-liga 1/4 Cr - 1/2 Mo	Chapas	A-387-11 c11	1202	1202	1202	1202	1202	1202	1202	1202	1201	1181	1158	1013	765	540	378	262	182	127	84
	Tubos cond.	A-335-P11	1202	1202	1181	1147	1114	1097	1078	1059	1039	1012	989	964	763	540	378	262	182	127	84
	Tubos t.c.	A-199-T11	1083	1027	984	955	929	914	897	883	864	844	826	802	704	540	378	262	182	127	84
	Tubos t.c.	A-213-T11	1202	1202	1181	1147	1114	1097	1078	1059	1039	1012	989	964	763	540	378	262	182	127	84
	Forjados	A-182-F11	1202	1202	1181	1147	1114	1097	1078	1059	1039	1012	989	964	763	540	378	262	182	127	84
Fundidos	A-217-WC6	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1406	1403	1384	1350	1320	1055	765	540	378	262	182	127	84	
Aço-liga 2/4 Cr - 1 Mo	Chapas	A-387-22 c11	1202	1202	1202	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1011	830	653	491	355	243	159	98
	Tubos cond.	A-335-P22	1202	1202	1202	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1011	830	653	491	355	243	159	98
	Tubos t.c.	A-199-T-22	1097	1097	1097	1054	1054	1054	1054	1047	1040	1023	972	830	653	491	355	243	159	98	
	Tubos t.c.	A-213-T-22	1202	1202	1202	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1011	830	653	491	355	243	159	98
	Forjados	A-182-F-22	1202	1202	1202	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1167	1011	830	653	491	355	243	159	98
Fundidos	A-217-WC9	1406	1385	1364	1358	1352	1347	1338	1319	1299	1258	1217	1136	913	665	465	313	205	133	84	
Aço-liga 5 Cr - 1/2 Mo	Chapas	A-387-5 c11	1202	1167	1160	1154	1143	1132	1113	1092	1060	1019	978	819	636	479	358	264	185	119	70
	Tubos cond.	A-335-P5	1202	1167	1160	1154	1143	1132	1113	1092	1060	1019	978	819	636	479	358	264	185	119	70
	Tubos t.c.	A-199-T5	1062	1019	1005	999	988	979	967	953	934	900	870	792	636	479	358	264	189	134	91
	Tubos t.c.	A-213-T5	1202	1167	1160	1154	1143	1132	1113	1092	1060	1019	978	819	636	479	358	264	185	119	70
	Forjados	A-182-F5	1406	1364	1350	1167	1167	1322	1301	1274	1236	1195	1036	828	636	479	358	264	185	119	70
Fundidos	A-217-C5	1807	1751	1737	1731	1714	1699	1672	1638	1586	1543	1059									
Aço-liga 2 1/2 Ni	Chapas	A-203-B	1406	1406	1406	1406	1406	1382	1319	1234	1033										
	Tubos cond.	A-333-7	1308	1308	1308	1308	1252	1211													
	Tubos t.c.	A-334-7	1308	1308	1308	1308	1252	1211													
Fundidos	A-352-LC2	1406	1406	1406	1406	1406	1382														
Aço-liga 3 1/2 Ni	Chapas	A-203-D	1308	1308	1308	1308	1302	1279	1221	1140	970										
	Tubos cond.	A-333-3	1308	1308	1308	1308	1252	1211													
	Tubos t.c.	A-334-3	1308	1308	1308	1308	1252	1211													
	Fundidos	A-352-LC3	1406	1406	1406	1406	1406	1382													

Observações:

- "Tubos cond." = tubos para condução; "Tubos t.c." = tubos para troca de calor.
- Todos os tubos incluídos nesta tabela são sem costura.

**Tabela 10.2** Coeficientes de eficiência de solda  
(baseada na Tabela UW-12, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1)

Tipo de solda	Limitações	Grau de inspeção		
		Radiografia total	Radiografia parcial (por amostragem)	Não radiografada
Solda de topo, feita por ambos os lados, ou por procedimento equivalente, de forma a obter penetração e fusão totais. (excluem-se as soldas com mata-junta permanente)	Nenhuma	1,00	0,85	0,70
Solda de topo, feita por um só lado, com mata-junta permanente.	Nenhuma	0,90	0,80	0,65
Solda de topo, feita por um só lado, sem mata-junta	Uso permitido somente para soldas circunferenciais, 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 circunferenciais em espessuras inferiores a 15 mm	—	—	0,55

Nota: De acordo com a prática corrente (veja Itens 7.8 e 12.8), não é usual o emprego de soldas de topo com mata-junta permanente, nem soldas sobrepostas, nas soldas principais de cascos e tampos. Também não são usuais soldas não radiografadas.

$C$  = Margem para corrosão  $e$ /ou para erosão ou usinagem, como já foi referido no Item 2.4. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, não estabelece valores ou critérios para essa margem, exigindo somente (parágrafo UCS-25) que os vasos destinados a vapor, água ou ar comprimido, com espessura calculada de parede inferior a 6 mm, tenham uma margem de no mínimo  $1/6$  da espessura.

Para os aços inoxidáveis com limite de elasticidade relativamente baixo, a Tabela UHA-23 fornece dois valores de tensões admissíveis em temperaturas elevadas (assinaladas pela Nota 1 dessa Tabela): o valor mais baixo deve ser empregado para as partes do vaso para as quais pequenas deformações possam causar vazamentos ou mau funcionamento; tal é o caso, por exemplo, de flanges, espelhos, parafusos e partes que exijam um ajustamento mecânico de certa precisão. O valor mais alto pode ser empregado para as partes do vaso que podem sofrer pequenas deformações sem prejudicar a segurança ou a operação do vaso, como normalmente acontece com os cascos e tampos em geral.

Em todas as fórmulas que serão vistas a seguir neste capítulo, o significado das letras é o mesmo já indicado.

A pressão máxima de trabalho admissível ( $PMTA$ ) dos cascos cilíndricos de pequena espessura é dada pela fórmula (parágrafo UG-27):

$$PMTA = \frac{SEe}{R + 0,6e}$$

Nessa expressão, a espessura  $e$  e a tensão admissível  $S$  terão os valores correspondentes à condição para a qual a  $PMTA$  estiver sendo calculada (como já foi explicado no Item 6.4), isto é, a espessura pode ou não incluir a margem para corrosão, e a tensão admissível pode ser relativa à temperatura de projeto ou à temperatura ambiente. Essa mesma observação quanto aos valores da espessura e da tensão admissível vale também para todas as demais fórmulas de  $PMTA$  referidas neste capítulo.

b) *Cascos cilíndricos de grande espessura* — De acordo com os parágrafos 1-1 e 1-2 do código, a espessura mínima dos cascos cilíndricos denominados de “grande espessura” (isto é, com  $e > 1/2R$  ou  $P > 0,385 SE$ ) deve ser calculada pela fórmula:

$$e = R \left[ \sqrt{\frac{SE + P}{SE - P}} - 1 \right] + C$$

A espessura mínima em função das tensões longitudinais (quando for necessário o cálculo) é dada pela fórmula:

$$e = R \left[ \sqrt{\frac{P}{SE} + 1} - 1 \right] + C$$

Essa última fórmula é válida quando  $e > 1/2R$  ou quando  $P > 1,25 SE$ .

c) *Observações gerais* — Todos os cálculos referentes aos cascos cilíndricos aplicam-se também aos pescoços de bocais e outras partes cilíndricas dos vasos submetidos à pressão interna, inclusive tubos de feixes tubulares, serpentinas, distribuidores etc.

Todas as fórmulas dadas neste item podem ser empregadas com qualquer sistema de unidades, desde que seja homogêneo. Deve-se ter, portanto, todas as dimensões lineares ( $e$ ,  $R$ ,  $C$  etc.) expressas na mesma unidade e também as pressões ( $P$ ), tensões admissíveis ( $S$ ) e módulos de elasticidade expressos na mesma unidade. Essa observação aplica-se igualmente a todas as outras fórmulas do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, referidas neste capítulo, exceto onde expressamente indicado em contrário.

É importante lembrar que independentemente da espessura calculada para a pressão interna, a parede do vaso deve ter no mínimo a espessura necessária para a resistência estrutural, como já foi visto no Item 2.4. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, não fornece entretanto valores nem critérios de cálculo para essa espessura mínima estrutural.

De acordo com o parágrafo UG-23 do código, a tensão admissível para cargas axiais de compressão em cascos e outras partes cilíndricas deve ser o menor dos dois seguintes valores:

— Tensão admissível do material, na temperatura de projeto, obtida das tabelas do código, já citadas.

— Fator  $B$ , tirado dos gráficos do Apêndice 5 do código, para o material em questão, como veremos no Item 10.8, a seguir. Esse fator deverá ser obtido em função de um fator  $A$  cujo valor é:

$$A = \frac{0,125}{R/e}$$

em que  $R$  é o raio interno do cilindro e  $e$  a sua espessura, ambos expressos na mesma unidade e na condição de vaso corroído, isto é, não se considerando a margem para corrosão. Caso o valor de  $A$  caia à esquerda das curvas de temperaturas dos gráficos do Apêndice 5 (veja Fig. 10.5), o fator  $B$  será:

$$B = \frac{AE}{2}$$

em que  $E$  é o módulo de elasticidade do material na temperatura de projeto; nessa fórmula,  $B$  e  $E$  devem estar expressos na mesma unidade.

O fator  $B$  obtido, como acima descrito, é o valor da tensão admissível máxima à compressão para um cilindro de raio  $R$  e de espessura  $e$ .

A tensão admissível à compressão deve ser adotada para o cálculo das cargas longitudinais nos cascos cilíndricos, devido à pressão, pesos e efeito do vento etc., bem como para o cálculo das saias cilíndricas de suporte dos vasos.

### 10.3 CÁLCULO DE CASCOS ESFÉRICOS PARA A PRESSÃO INTERNA

Para os cascos esféricos submetidos à pressão interna, o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, também distingue entre os de pequena e de grande espessura, denominando esses últimos os cascos para os quais se tenha  $e > 0,356 R$  ou  $P > 0,665 SE$ .

a) *Cascos esféricos de pequena espessura* — A espessura mínima necessária é dada pela seguinte fórmula (parágrafo UG-27):

$$e = \frac{PR}{2SE - 0,2P} + C$$

Esta fórmula é diretamente derivada da expressão teórica da tensão máxima de membrana. Comparando-se com a fórmula da espessura do cilindro, vê-se que a espessura necessária para um casco esférico é quase igual à metade da espessura para um casco cilíndrico de mesmo diâmetro.

A pressão máxima de trabalho admissível será:

$$PMTA = \frac{2SEe}{R + 0,2e}$$

valendo para  $e$  e  $S$  as mesmas observações do item anterior.

b) *Cascos esféricos de grande espessura* — De acordo com o parágrafo 1.3 do código, a espessura mínima para esses cascos é dada pela fórmula:

$$e = R \left[ \sqrt[3]{\frac{2(SE+P)}{2SE-P} - 1} \right] + C$$

Todas essas fórmulas aplicam-se também aos tampos que sejam um hemisfério completo.

### 10.4 CÁLCULO DE TAMPOS ELÍPTICOS PARA A PRESSÃO INTERNA

O código fornece fórmulas diferentes para os tampos elípticos com relação de semi-eixos de 2:1, e para os tampos com outras relações de semi-eixos, quando submetidos à pressão pelo lado côncavo.

a) *Tampos elípticos com relação de semi-eixos 2:1* — A espessura mínima para a pressão interna é dada pela fórmula (parágrafo UG-32):

$$e = \frac{PR}{SE - 0,1P} + C$$

Comparando-se essa fórmula com a dos cilindros de pequena espessura, vê-se que a espessura mínima requerida resulta praticamente a mesma em ambos os casos. Deve ser observado, entretanto, que para os tampos elípticos deve ser acrescentada uma sobreespessura para compensar o adelgaçamento das chapas no processo de conformação.

A pressão máxima de trabalho admissível será:

$$PMTA = \frac{SEe}{R + 0,1e}$$

b) *Tampos elípticos com outras relações de semi-eixos* — Para esses tampos a espessura mínima é obtida pela fórmula (parágrafo 1-4):

$$e = \frac{PRK}{SE - 0,1P} + C, \quad \text{em que} \quad K = \frac{1}{6} \left[ 2 + \left( \frac{R}{h} \right)^2 \right]$$

**Tabela 10.3** Valores de  $K$  para cálculo de tampos elípticos  
(transcrita da Tabela 1-4-1, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1)

$R/h$	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2,0
$K$	1,83	1,73	1,64	1,55	1,46	1,37	1,29	1,21	1,14	1,07	1,00
$R/h$	1,9	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,0	—
$K$	0,93	0,87	0,81	0,76	0,71	0,66	0,61	0,57	0,53	0,50	—

sendo  $h$  a altura interna do tampo (semi-eixo menor da elipse). Os valores de  $K$  estão dados na Tabela 1.4.1 do código (reproduzida na Tabela 10.3), em função de  $R/h$ ; nessa tabela não é necessário interpolar, bastando tomar o valor mais próximo.

## 10.5 CÁLCULO DE TAMPOS TORIESFÉRICOS PARA A PRESSÃO INTERNA

Para os tampos toriesféricos o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, distingue também dois casos: os tampos com raio da seção toroidal igual a 6% do diâmetro do cilindro e o raio maior (da coroa central) igual ao próprio diâmetro do cilindro, e os tampos com outras proporções.

a) *Tampos toriesféricos com  $r = 6\% D$  e  $L = D$*  — Para esses tampos a espessura mínima necessária é calculada pela fórmula (parágrafo UG-32):

$$e = \frac{0,885 PL}{SE - 0,1P} + C$$

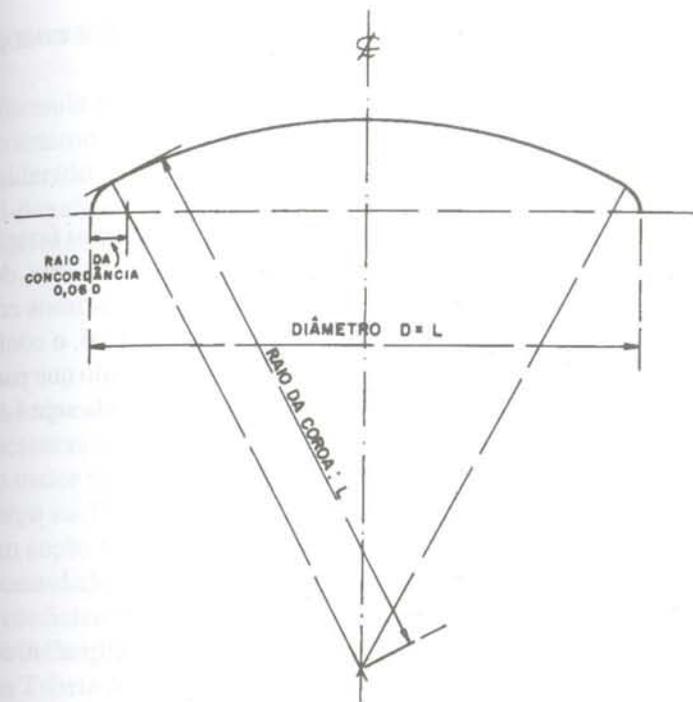
em que  $L$  é o raio da coroa central, que coincide com o diâmetro do cilindro. Esse perfil toriesférico está mostrado na Fig. 10.1. Como já vimos no Item 2.2, o valor de 6% ( $0,06 D$ ) é o mínimo permitido pelo código para o raio menor do perfil toriesférico, e o valor  $L = 2R$  é o máximo permitido para o raio da coroa central.

A pressão máxima de trabalho admissível será:

$$PMTA = \frac{SE e}{0,885L + 0,1e}$$

b) *Tampos toriesféricos com outras proporções* — De acordo com o parágrafo 1.4 do código, a espessura mínima nesses casos será:

$$e = \frac{PLM}{2SE - 0,2P} + C$$



**Fig. 10.1** Tampo toriesférico 6%.

em que  $M$  é dado pela expressão:

$$M = \frac{1}{4} \left( 3 + \sqrt{\frac{L}{r}} \right),$$

sendo  $L$  e  $r$ , respectivamente, os raios maior e menor do perfil toriesférico. Os valores de  $M$  estão dados na Tabela 1-4.2 do código, repetida na Tabela 10.4.

**Tabela 10.4** Valores de  $M$  para cálculo de tampos toriesféricos  
(transcrita da Tabela 1-4.2 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1)

$L/r$	1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50
$M$	1,00	1,03	1,06	1,08	1,10	1,13	1,15	1,17	1,18	1,20	1,22
$L/r$	4,00	4,5	5,0	5,5	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,5	9,0
$M$	1,25	1,28	1,31	1,34	1,36	1,39	1,41	1,44	1,46	1,48	1,50
$L/r$	9,5	10,0	10,5	11,0	11,5	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0	16,67
$M$	1,52	1,54	1,56	1,58	1,60	1,62	1,65	1,69	1,72	1,75	1,77

Nessa tabela não é necessário interpolar, bastando tomar o valor mais próximo.  
A pressão máxima de trabalho admissível será:

$$PMTA = \frac{2 SE e}{LM + 0,2 e}$$

c) *Comparação entre os perfis elípticos e toriesféricos* — Vamos fazer uma comparação entre as espessuras mínimas necessárias, para pressão interna, dos tampos elípticos e toriesféricos, calculados de acordo com o código. Estamos considerando que, para todos os tampos, sejam iguais o diâmetro, o material, o coeficiente de eficiência de solda, e a pressão e temperatura de projeto. Admitindo que para o tampo elíptico normal (relação de semi-eixos 2:1) a espessura requerida seja 1,0, teremos a seguinte comparação de espessuras:

Tampo elíptico 2:1	$e = 1,00$
Tampo toriesférico 2:1 "falsa elipse" ( $r = 0,1727 D$ ; $L = 0,9045 D$ )	$e = 1,20$
Tampo toriesférico 6% ( $r = 0,06 D$ ; $L = D$ )	$e = 1,77$

Observe-se que o perfil toriesférico denominado de "falsa elipse" é, como já vimos no Item 2.2, o que mais se aproxima da elipse verdadeira.

Portanto, de acordo com o código, o tampo toriesférico 6% exigirá uma espessura 77% maior do que o tampo elíptico verdadeiro.

Tanto para os tampos elípticos como para os toriesféricos é necessário adotar uma espessura maior para compensar o adelgaçamento conseqüente do processo de conformação.

Para qualquer desses tipos de tampos adotam-se também espessuras mínimas para resistência estrutural independente da pressão. Essas espessuras mínimas são geralmente as mesmas estabelecidas para os cascos cilíndricos de igual diâmetro.

## 10.6 CÁLCULO DE TAMPOS E TRANSIÇÕES CÔNICAS PARA A PRESSÃO INTERNA

De acordo com o código, o cálculo da espessura mínima dos tampos e transições cônicas é diferente conforme haja ou não uma seção toroidal de concordância na ligação entre o cone e um corpo cilíndrico. Quando não existir a concordância toroidal, pode ser exigido um reforço na região de ligação cone-cilindro, como explicado a seguir.

a) *Superfície cônica sem seção de concordância* — A espessura mínima necessária para superfície cônica é dada por (parágrafo UG-32):

$$e = \frac{P \cdot R}{\cos \alpha \cdot (SE - 0,6 P)} + C$$

essa fórmula é válida quando o semi-ângulo do vértice do cone for igual ou inferior a 30°.

Nessa fórmula temos:

$R$ : Raio interno do cone, medido perpendicularmente ao eixo do vaso, no ponto considerado.

$\alpha$ : semi-ângulo do vértice do cone.

A pressão máxima de trabalho admissível é dada por:

$$PMTA = \frac{SE e \cos \alpha}{R + 0,6 e \cos \alpha}$$

Admite-se que a superfície cônica possa ser composta de anéis sucessivos de chapas de espessuras diferentes, dispostos perpendicularmente ao eixo do cone, calculados pelo maior valor de  $R$  de cada anel.

b) *Reforço na ligação cone-cilindro (parágrafo 1-5)* — Nas ligações cone-cilindro, sem seção toroidal de concordância e com semi-ângulo do cone  $\alpha \leq 30^\circ$ , haverá necessidade de um reforço próximo à linha de junção das duas superfícies, quando o coeficiente  $\Delta$  for menor do que o semi-ângulo do vértice do cone. O valor de  $\Delta$  é obtido na Tabela 1-5-1, do código, para a ligação do cone com o cilindro maior, e na Tabela 1-5-2 para a ligação do cone com o cilindro menor. Essas duas tabelas estão reproduzidas na Tabela 10.5. Em ambos os casos tem-se  $\Delta$  em função de  $P/SE$ , em que  $E$  é o menor valor entre as eficiências de solda adotadas para o cilindro e para o cone, supondo-se que essas duas partes sejam construídas com o mesmo material.

Na Tabela 10.5,  $\Delta$  deve ser tomado igual a 30° para os valores de  $P/SE$  acima de 0,009 e 0,125, respectivamente.

Tabela 10.5 Valores de  $\Delta$  para verificação da necessidade de reforço nas ligações cilindro-cone (transcrita das Tabelas 1-5-1 e 1-5-2, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1)

$P/SE$	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
$\Delta$ (Graus)	11	15	18	21	23	25	27	28,5	30

Tabela 1-5-1 Ligação cone-cilindro maior

$P/SE$	0,002	0,005	0,010	0,020	0,040	0,080	0,100	0,125
$\Delta$ (Graus)	4	6	9	12,5	17,5	24	27	30

Tabela 1-5-2 Ligação cone-cilindro menor

Nos casos em que seja necessário um reforço, a sua área de seção transversal será dada pelas seguintes expressões:

Ligação cone-cilindro maior:

$$A = \frac{P R_L^2 K}{2 S E} \left( 1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right) t g \alpha$$

Ligação cone-cilindro menor:

$$A = \frac{P R_S^2 K}{2 S E} \left( 1 - \frac{\Delta}{\alpha} \right) t g \alpha$$

Nessas fórmulas temos as seguintes notações:

$R_L$  e  $R_S$ : raios internos das extremidades maior e menor da superfície cônica, medidos perpendicularmente ao eixo do vaso.

$$K = \frac{S_S E_S}{S_R E_R}$$

em que  $S_S$  e  $S_R$  são, respectivamente, as tensões admissíveis dos materiais do cilindro e do cone, e  $E_S$  e  $E_R$  são os módulos de elasticidade desses materiais, todos esses valores na temperatura do projeto; em qualquer caso,  $K$  deverá ser  $\geq 1$ .

O reforço necessário deve ser colocado o mais próximo possível da linha de junção das duas superfícies, não podendo a distância entre a extremidade do reforço e a referida linha ser maior que  $\sqrt{R_L e_S}$  e  $\sqrt{R_S e_S}$ , para cada um dos dois casos. Nessas expressões,  $e_S$  é a espessura nominal de cada um dos cilindros, excluída a margem para corrosão. A distância entre o centro de gravidade do reforço e a linha de junção, nos dois casos, deverá ser respectivamente menor do que  $\frac{1}{2} \sqrt{R_L e_S}$  e  $\frac{1}{2} \sqrt{R_S e_S}$ .

Quando tanto o cone como o cilindro tiverem espessuras superiores às espessuras mínimas necessárias de cálculo (sem contar as margens para corrosão), esse excesso de espessura, dentro de certos limites, pode ser considerado como área de reforço, e nesse caso o reforço adicional que deve ser acrescentado será a diferença entre a área obtida pelas fórmulas citadas e a área que se pode considerar das espessuras excedentes. A área excedente que pode fazer parte do reforço, para o caso da ligação do cone com o cilindro maior, será:

$$A_e = 4e_e \sqrt{R_L e_S} \quad ; \quad \text{e será para a ligação do cone com o cilindro menor:}$$

$$A_e = m \sqrt{R_S} e \left[ \left( e_c - \frac{e}{\cos \alpha} \right) + (e_S - e) \right]$$

Nestas fórmulas temos as seguintes notações:

$e$ : espessura mínima de cálculo de cada um dos cilindros.

$e_c$ : espessura nominal do cone, exclusive a margem para corrosão.  
 $e_e$ : o menor dos dois seguintes valores:

a)  $e_S - e$ ;

b)  $e_c - \frac{e}{\cos \alpha}$

$m$ : o menor dos dois seguintes valores:

a)  $\frac{e_S}{e} \cos(\alpha - \Delta)$

b)  $\frac{e_c \cos \alpha \cos(\alpha - \Delta)}{e}$

Quando o semi-ângulo do cone for superior a  $30^\circ$ , exigem-se cálculos especiais, não especificados pelo código.

c) *Superfície cônica com concordância toroidal (parágrafo UG-32)* — Quando existir uma concordância toroidal na ligação do cone com o cilindro, não há necessidade de nenhum reforço adicional. A espessura mínima do cone para a pressão interna é dada por:

$$e = \frac{P R}{\cos \alpha (S E - 0,6 P)} + C$$

A pressão máxima de trabalho admissível será:

$$PMTA = \frac{S E e \cos \alpha}{R + 0,6 e \cos \alpha}$$

Essas fórmulas podem ser empregadas para qualquer valor do ângulo  $\alpha$ , mesmo quando superior a  $30^\circ$ .

A espessura mínima necessária para a concordância toroidal é dada pela fórmula:

$$e = \frac{P R_1 M}{\cos \alpha (S E - 0,1 P)} + C$$

em que  $R_1$  é o raio interno da seção de concordância toroidal e  $M$  tem o valor visto no Item 10.5(b), para os tampos toriesféricos. O raio da curvatura da concordância deve ser no mínimo o maior dos seguintes valores:  $0,06D$  e  $3e$ , em que  $D$  é o diâmetro interno do cilindro e  $e$  é a espessura do cilindro.

## 10.7 CÁLCULO DE TAMPOS PLANOS

A variedade de tampos planos empregados para vasos de pressão é muito grande. O código ASME, Seção VIII, Divisão 1, mostra na Fig. UG-34 exemplos de alguns tipos admitidos, estabelecendo para cada um deles fórmulas e coeficientes de cálculo diferentes, de acordo com o formato, o sistema de fixação, detalhes de soldas etc. Daremos a seguir o critério de cálculo para seis tipos usuais de tampos planos, que são os mesmos já mostrados na Fig. 2.3 do Cap. 2, e repetidos agora na Fig. 10.2.

As fórmulas para a espessura mínima são as seguintes, de acordo com o parágrafo UG-34 do código:

Tampos circulares:

$$e = d \sqrt{\frac{NP}{S}} + C$$

Tampos não-circulares (elípticos, ovais, oblongos etc.):

$$e = d \sqrt{\frac{ZNP}{S}} + C$$

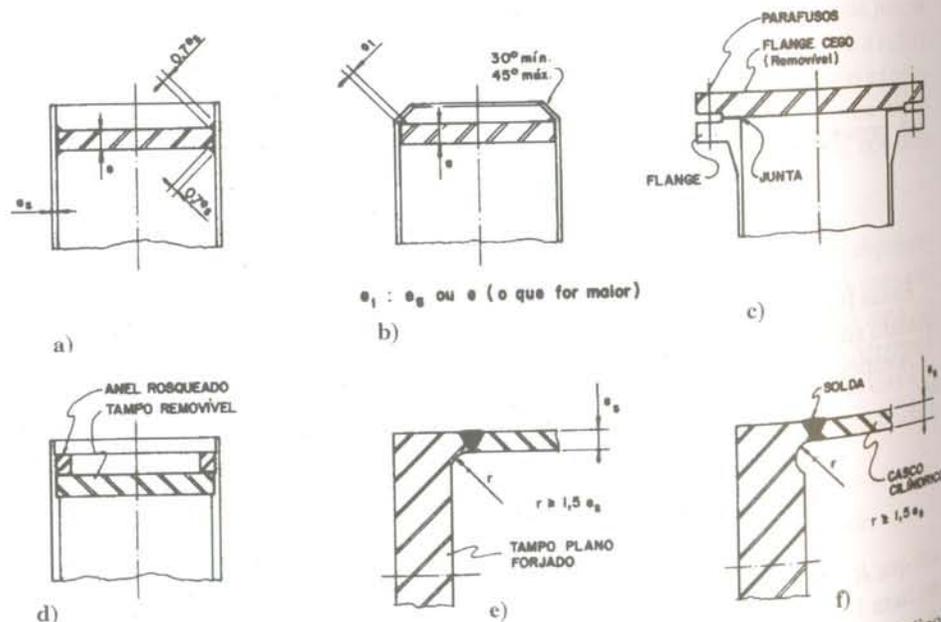


Fig. 10.2 Alguns tipos de tampos planos. (Baseada nas Figs. UG-34 e UW-13.3, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

Nessas fórmulas temos:

$e$ : espessura mínima do tampo

$d$ : diâmetro, para os tampos circulares, ou dimensão menor, para os não-circulares.

$Z$ : coeficiente de correção que vale:

$$Z = 3,4 - \frac{2,4 d}{D}$$

onde  $D$  é a dimensão maior dos tampos não-circulares;  $Z$  não pode, entretanto, ser maior do que 2,5.

$N$ : fator adimensional dependente do tipo de tampo e do sistema de fixação ao casco.

$P$ ,  $S$  e  $C$  têm as mesmas significações já vistas.

Tanto  $d$  como  $D$  são dimensões internas da abertura livre do tampo.

Para o exemplo (a) da Fig. 10.2, o fator  $N$  vale 0,33  $m$ , sendo  $m$  a relação entre a espessura mínima requerida para um casco cilíndrico sem costura e a espessura real do casco — ambas descontadas da margem para corrosão. Para o exemplo (b) temos  $N = 0,33$ , sendo que o diâmetro do tampo não poderá ser superior a 460 mm. O exemplo (c) é um flange cego, para o qual  $N = 0,30$ ; o flange do casco poderá ser um flange normalizado ou um flange calculado especialmente, pelo procedimento descrito no Apêndice 2 do código.

Para o exemplo (d) o fator  $N$  vale 0,30, para o exemplo (e) vale 0,33, e para o exemplo (f) vale 0,17; os exemplos (e) e (f) são tampos forjados soldados a topo no casco do vaso.

## 10.8 CÁLCULO DE CASCOS CILÍNDRICOS PARA A PRESSÃO EXTERNA

Pelo parágrafo UG-28 do código o cálculo da espessura mínima de cascos cilíndricos submetidos à pressão externa é feito em aproximações sucessivas, pelo procedimento abaixo descrito. Esse mesmo cálculo aplica-se também aos pescoços cilíndricos e tubos de serpentinas, feixes tubulares etc. e outras partes cilíndricas dos vasos, trabalhando a pressão externa.

As etapas deste cálculo são as seguintes:

a) Cilindros com relação  $D_o/e \geq 10$

1) Arbitra-se um valor para a espessura  $e$  (descontada a margem para corrosão), e calculam-se as relações  $D_o/e$  e  $L/D_o$ , sendo  $D_o$  o diâmetro externo do cilindro e  $L$  um comprimento que pode ter as seguintes significações conforme o tipo de vaso e

a localização do ponto onde está sendo calculada a espessura, como mostrado na Fig. 10.3:

- Comprimento entre tangentes do cilindro acrescido de  $1/3$  da altura de cada tampo (vaso cilíndrico sem anéis de reforço).
- Distância entre dois anéis de reforço sucessivos.
- Distância entre um anel de reforço extremo e a linha de tangência, mais  $1/3$  da altura do tampo.

2) Com o valor de  $L/D_o$  entra-se na escala esquerda do gráfico da Fig. 5-UGO-28.0 do código. Move-se depois horizontalmente até a curva do valor  $D_o/e$ , e em seguida verticalmente, para baixo, encontrando-se o fator  $A$  na escala inferior do gráfico. Para valores de  $L/D_o$  maiores do que 50, considerar  $L/D_o = 50$ ; e para valores de  $L/D_o$  inferiores a 0,05, considerar  $L/D_o = 0,05$ . A Fig. 5-UGO-28.0 está reproduzida na Fig. 10.4.

3) Seleciona-se o gráfico apropriado, do Apêndice 5 do código, de acordo com o material do vaso; cada gráfico abrange uma classe de materiais cujas propriedades

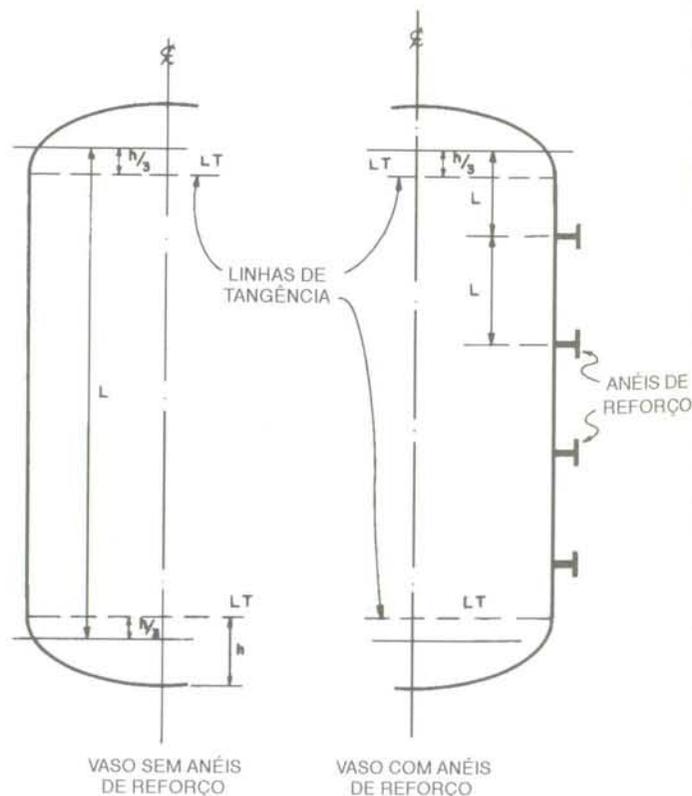


Fig. 10.3 Comprimento  $L$  para o cálculo de vasos cilíndricos para a pressão externa.

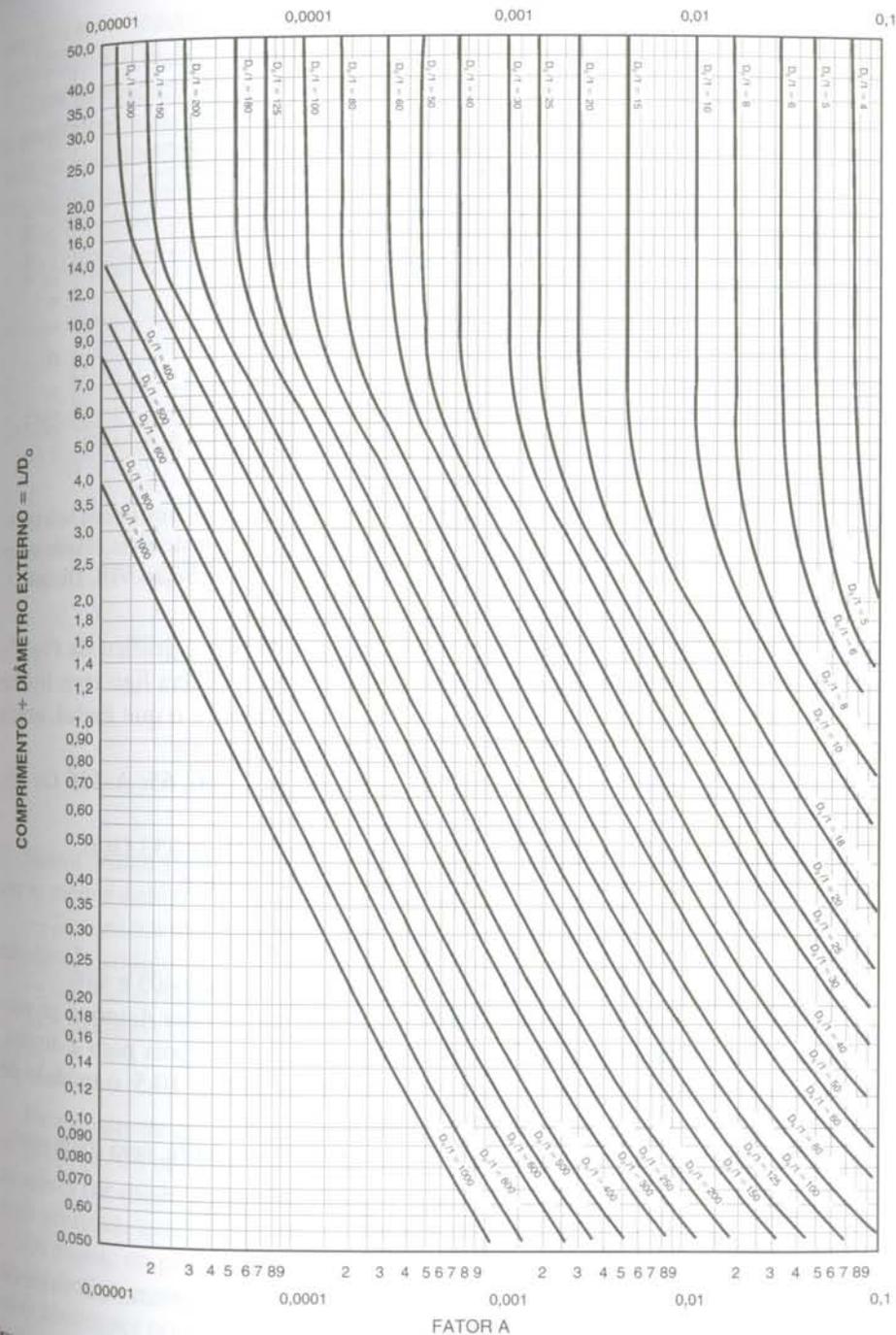
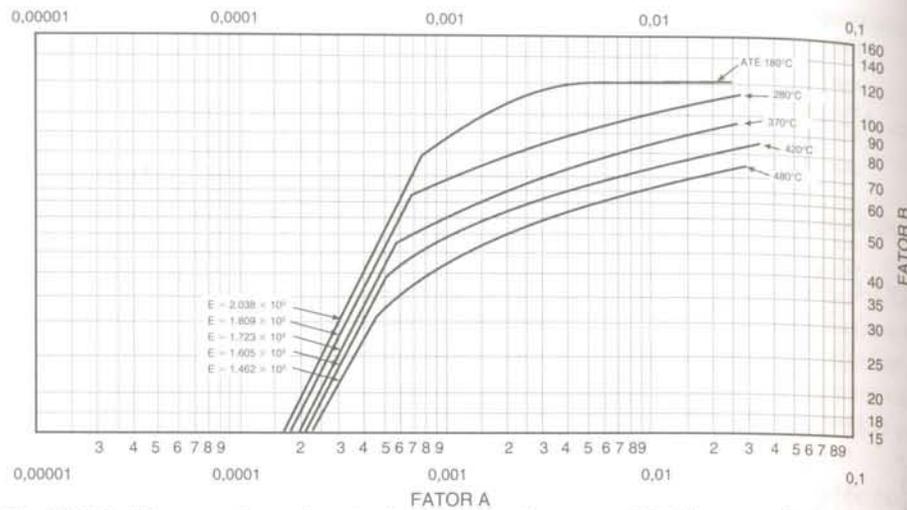


Fig. 10.4 Gráfico de proporções geométricas para vasos cilíndricos sob pressão externa (para todos os materiais). (Baseada na Fig. 5-UGO-28.0, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)



**Fig. 10.5** Gráfico para determinação da espessura de cascos cilíndricos e esféricos sob pressão externa, construídos de aços-carbono ou aços de baixa liga (limite de elasticidade entre 2.110 e 2.670 kg/cm²). Baseada na Fig. 5-UCS-28.2, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

mecânicas sejam comparáveis. Na Fig. 10.5 está reproduzido o gráfico da Fig. 5-UCS-28.2 do código, válido para os aços-carbono e aços de baixa liga com limite de elasticidade entre 207 a 261 MPa (≈ 2.110 a 2.670 kg/cm²), o que inclui, entre outras, as seguintes especificações de materiais de aços-carbono:

Chapas: ASTM A-283 Gr D; A-285 Gr C; A-515 Gr 55, 60, 65; A-516 Gr 55, 60, 65.

Tubos para condução: ASTM A-53 Gr B; A-106 Gr B, C; A-333 Gr 6.

Tubos para troca de calor: ASTM A-192; A-210; A-334 Gr 6.

Forjados: ASTM A-181 Cl 70; A-105.

Fundidos: ASTM A-216 Gr WCB, WCC; A-350 Gr LF 2.

Esse mesmo gráfico inclui também os aços inoxidáveis tipos 405 e 410.

4) Entra-se na escala inferior do gráfico do material com o fator A, move-se verticalmente até a curva da temperatura de projeto do vaso, e depois para a direita, encontrando-se o valor do fator B. No gráfico mostrado na Fig. 10.5, o módulo de elasticidade do material E está expresso em kg/cm².

5) A pressão externa máxima admissível para o vaso, em MPa, será dada por:

$$Pa = \frac{4B}{3 D_o/e}; \text{ ou, em kg/cm}^2: Pa = \frac{13,6B}{D_o/e}$$

6) Caso, na etapa 4, o ponto caia à esquerda da curva de temperatura, o valor de Pa será:

$$Pa = \frac{2AE}{3 (D_o/e)}$$

em que E é o módulo de elasticidade do material na temperatura de projeto, expresso na mesma unidade em que se está calculando a pressão Pa.

7) A pressão externa máxima admissível deverá ser igual ou um pouco superior à pressão externa de projeto do vaso. Caso o valor calculado da pressão externa máxima admissível seja inferior à pressão externa de projeto, repetem-se os cálculos aumentando-se a espessura ou diminuindo-se a distância entre os anéis de reforço.

b) Cilindros com relação  $D_o/e < 10$

1) Calcula-se o fator B, como já explicado. Para  $D_o/e < 4$ , o valor do A será:

$$A = \frac{1,1}{(D_o/e)^2}$$

Quando  $A > 0,10$ , deve-se tomar  $A = 0,10$ .

2) Calculam-se as pressões  $Pa_1$  e  $Pa_2$  pelas seguintes fórmulas:

$$Pa_1 = B \left[ \frac{2,167}{D_o/e} - 0,833 \right] \quad (\text{em MPa}), \text{ ou}$$

$$Pa_1 = 10,197 B \left[ \frac{2,167}{D_o/e} - 0,833 \right] \quad (\text{em kg/cm}^2)$$

$$Pa_2 = \frac{2 S}{D_o/e} \left[ 1 - \frac{1}{D_o/e} \right]$$

Nessa última fórmula  $Pa_2$  e S devem estar na mesma unidade e a tensão S deve ser o menor entre os dois seguintes valores:

— 2 vezes a tensão admissível do material, na temperatura de projeto, obtida nas tabelas do código.

— 0,9 vez o limite de elasticidade do material, na mesma temperatura.

3) A pressão externa máxima admissível do cilindro será o menor valor entre  $Pa_1$  e  $Pa_2$ .

Para qualquer caso admitem-se interpolações para todos os valores e em todos os gráficos. Os cálculos devem ser sempre repetidos quando a pressão externa admissível for muito superior à pressão externa do projeto, significando que a espessura arbitrada está exagerada.

Os vasos, ou partes de vasos, submetidos simultaneamente, ou sucessivamente, à pressão interna e externa (como é o caso dos tubos de feixes tubulares, por exemplo) devem ser normalmente calculados para o efeito mais severo como agindo isoladamente. O cálculo para a pressão diferencial, embora permitido pelo código, só pode ser feito em casos excepcionais, quando houver absoluta garantia de que ambas as pressões sejam sempre simultâneas.

De acordo com o código (parágrafo UG-28(f)), os vasos que trabalham a uma pressão externa inferior a 1,0 kg/cm<sup>2</sup> (que equivale à condição de vácuo total) devem ser calculados para uma pressão externa de projeto igual ao menor dos dois seguintes valores:

- 1,0 kg/cm<sup>2</sup>
- 1,25 vez a pressão externa máxima.

Entretanto, como já vimos no Item 6.3, é usual calcular sempre para a condição mínima de vácuo total.

Em qualquer caso, devem ser acrescentadas, à espessura mínima calculada, as margens para corrosão e erosão, sempre que for necessário, como já vimos no Item 2.4.

### 10.9 CÁLCULO DE CASCOS ESFÉRICOS PARA A PRESSÃO EXTERNA

O cálculo de cascos esféricos submetidos à pressão do lado convexo é feito de forma semelhante ao cálculo dos cilindros, de acordo com o mesmo parágrafo UG-28, do código. Esse mesmo cálculo aplica-se também aos tampos que sejam um hemisfério completo.

As etapas de cálculo são as seguintes:

- 1) Arbitra-se uma espessura  $e$  e calcula-se:

$$A = \frac{0,125}{R/e}$$

sendo  $R$  o raio interno da esfera ( $R$  e  $e$  devem estar expressos na mesma unidade).

- 2) Com o valor de  $A$  entra-se no gráfico do material, do Apêndice 5 do código (veja Fig. 10.5) e determina-se o fator  $B$ , como explicado para os cilindros no Item 10.8.

- 3) A pressão externa máxima admissível, em MPa, será dada por:

$$Pa = \frac{B}{R/e}; \text{ ou, em kg/cm}^2: Pa = \frac{10,2B}{R/e}$$

- 4) Quando o ponto cair à esquerda da curva de temperatura no gráfico do material, a pressão máxima admissível será:

$$Pa = \frac{0,625E}{(R/e)^2}$$

em que  $E$  é módulo de elasticidade do material, na temperatura de projeto, expresso na mesma unidade de  $Pa$ .

### 10.10 CÁLCULO DE TAMPOS ELÍPTICOS E TORIESFÉRICOS PARA A PRESSÃO EXTERNA

Pelo parágrafo UG-33 do código, a espessura mínima de um tampo elíptico ou toriesférico submetido à pressão pelo lado convexo deve ser o maior entre os dois seguintes valores:

- Espessura calculada como se fosse para a pressão interna (pressão do lado côncavo) — veja Itens 10.4 e 10.5 —, tomando-se para a pressão de projeto um valor igual a 1,67 vez a pressão de projeto atuando sobre o lado convexo e tomando-se, em qualquer caso, o coeficiente de eficiência de solda com o valor 1,0.
- Espessura calculada em função da pressão de projeto sobre o lado convexo, pelos procedimentos descritos em (a) e (b) a seguir.

a) *Tamos elípticos com qualquer relação de semi-eixos* — A espessura mínima será calculada pelo seguinte procedimento, tanto para os tampos inteiros como para os soldados:

- 1) Arbitra-se uma espessura  $e$  e calcula-se:

$$A = \frac{0,125}{R_0 e}$$

em que  $R_0$  vale  $R_0 = K_0 D$ , sendo  $D$  o diâmetro externo do tampo, e  $K_0$  um coeficiente de forma obtido em função da relação de semi-eixos  $D_0/2h$ , na Tabela UG-33.1 do código. Essa tabela está repetida na Tabela 10.6.

**Tabela 10.6** Valores de  $K_0$  para cálculo de tampos elípticos à pressão externa (transcrita da Tabela UG-33.1, do código ASME, Seção VIII, Divisão 1)

$\frac{D_0}{2h}$	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2	1,0
$K_0$	1,36	1,27	1,18	1,08	0,99	0,90	0,81	0,73	0,65	0,57	0,50

Com o valor de  $A$  obtido, calcula-se o tampo como se fosse hemisférico, da forma descrita no Item 10.9.

b) *Tamos toriesféricos* — Esses tampos devem ser calculados como se fossem elípticos, tomando-se  $R = L$ , sendo  $L$  o raio externo da coroa esférica central.

### 10.11 CÁLCULO DE TAMPOS E TRANSIÇÕES CÔNICAS PARA A PRESSÃO EXTERNA

O código distingue dois tipos de tampos e transições cônicas, conforme o semi-ângulo no vértice (parágrafo UG-33), quanto ao cálculo para a pressão externa: cones com o semi-ângulo no vértice igual ou menor do que 60°, e cones com semi-ângulo superior a 60°. Para os primeiros, distinguem-se ainda os cones com a relação  $D_L/e$  igual ou maior que 10, e os cones com essa relação até 10, sendo  $D_L$  o diâmetro externo da extremidade maior do cone, ou da extremidade maior da seção cônica, e  $e$  a espessura do cone.

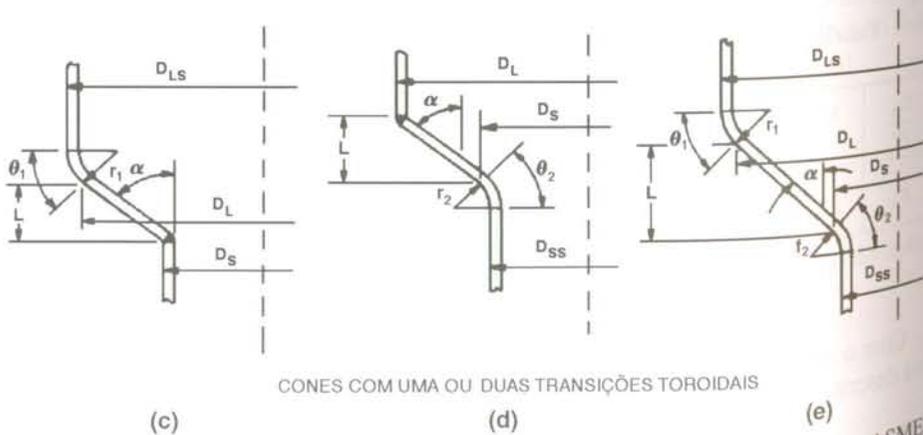
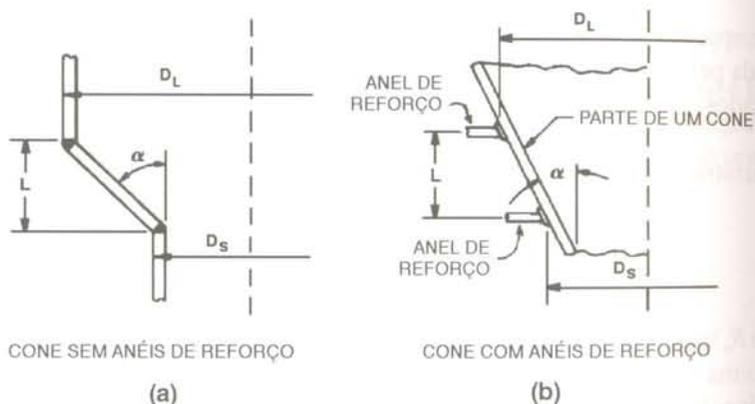


Fig. 10.6 Comprimento  $L$  em superfícies cônicas. Tirada da Fig. UG-33.1 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

a) Cones com  $\alpha \leq 60^\circ$  e  $D_L/e \geq 10$ . O procedimento de cálculo é o seguinte:  
 — Arbitra-se um valor para a espessura  $e$  e calculam-se as relações  $L_e/D_L$  e  $D_L/e$ , sendo  $L_e$  o “comprimento equivalente da seção cônica”:

$$L_e = (L/2) \left( 1 + \frac{D_s}{D_L} \right)$$

em que  $L$  é o comprimento axial do cone (medido como mostra a Fig. 10.6, conforme o cone tenha ou não anéis de reforço e/ou transições toroidais), e  $D_s$  é o diâmetro externo da extremidade menor da seção cônica.

— Entra-se no gráfico 5-UGO-28.0, do Apêndice 5 do código (reproduzido na Fig. 10.4), com um valor de  $L/D_o$  igual a  $L_e/D_L$ . Para os valores de  $L_e/D_L$  superiores a 50, considerar  $L_e/D_L = 50$ .

— Move-se horizontalmente até a linha  $D_o/e$  correspondente ao valor de  $D_L/e$ ; move-se depois verticalmente até a escala inferior, encontrando-se o fator  $A$ .

— Em função do fator  $A$ , determina-se o fator  $B$ , no gráfico apropriado correspondente ao material (como o exemplificado na Fig. 10.5), pelo mesmo procedimento já descrito nos Itens 10.8 (3) e (4).

— A pressão externa máxima admissível, em MPa será dada por:

$$Pa = \frac{4B}{3 D_L/e}; \text{ ou, } Pa = \frac{13,6B}{D_L/e} \text{ em kg/cm}^2.$$

Quando o ponto cair à esquerda da curva da temperatura, o valor de  $Pa$  será:

$$Pa = \frac{2AE}{3 D_L/e}$$

estando o módulo de elasticidade  $E$  e a pressão  $Pa$  expressos na mesma unidade.

— Repete-se o procedimento com outro valor da espessura caso  $Pa$  seja inferior à pressão externa de projeto.

b) Cones com  $\alpha \leq 60^\circ$  e  $D_L/e < 10$ . O código indica a seguinte marcha de cálculo:  
 — Obtém-se o fator  $B$  pelo mesmo procedimento usado para os cones com  $D_L/e \geq 10$ . Quando  $D_L/e < 4$ , o fator  $A$  será:

$$A = \frac{1,1}{(D_L/e)^2}$$

Para valores de  $A$  acima de 0,10, considerar  $A = 0,10$ .

— A pressão externa máxima admissível, em MPa, será o menor entre os valores de  $Pa_1$  e  $Pa_2$  calculados pelas seguintes fórmulas:

$$Pa_1 = B \left[ \frac{2,167}{D_L/e} - 0,0833 \right] \quad Pa_2 = \frac{2S}{D_L/e} \left[ 1 - \frac{1}{D_L/e} \right]$$

ou, em kg/cm<sup>2</sup>:

$$Pa_1 = 10,2 B \left[ \frac{2,167}{D_L/e} - 0,0833 \right] \quad Pa_2 = \frac{2S}{D_L/e} \left[ 1 - \frac{1}{D_L/e} \right]$$

onde  $S$  é o menor valor entre:

— 2 vezes o valor da tensão admissível do material na temperatura de projeto.

— 0,9 vez o limite de elasticidade do material na mesma temperatura.

A tensão  $S$  e a pressão  $Pa$  devem estar expressas na mesma unidade.

c) Cones com  $\alpha > 60^\circ$ . O cálculo deve ser feito como para um tampo plano (veja Item 10.7), com o diâmetro igual ao diâmetro maior do cone.

d) Tamos e transições cônicas com seções toroidais de concordância. A espessura necessária para a pressão externa deve ser calculada pelo mesmo procedimento acima explicado, exceto que o comprimento  $L_e$  deve ser determinado de acordo com os seguintes critérios, fazendo-se referência aos exemplos mostrados na Fig. 10.6:

— Cone com transição toroidal na extremidade maior (Fig. 10.6(c))

$$L_e = r_1 \operatorname{sen}\theta_1 + \frac{L}{2} \left( \frac{D_L + D_s}{D} \right)$$

— Cone com transição toroidal na extremidade menor (Fig. 10.6(d))

$$L_e = r_2 \frac{D_{ss}}{D_L} \operatorname{sen}\theta_2 + \frac{L}{2} \left( \frac{D_L + D_s}{D_L} \right)$$

— Cone com duas transições toroidais (Fig. 10.6(e))

$$L_e = r_1 \operatorname{sen}\theta_1 + r_2 \frac{D_{ss}}{D_{Ls}} \operatorname{sen}\theta_2 + \frac{L}{2} \left( \frac{D_L + D_s}{D_{Ls}} \right)$$

O significado de  $r_1$ ,  $r_2$ ,  $\theta_1$ ,  $\theta_2$ ,  $D_{ss}$  e  $D_{Ls}$  é como mostrado na Fig. 10.6.

## 10.12 CÁLCULO DE ANÉIS DE REFORÇO PARA CILINDROS OU CONES

A resistência ao colapso de vasos cilíndricos ou cônicos, devido à pressão externa, pode ser grandemente aumentada pela colocação de anéis de reforço soldados à parede do vaso.

Os anéis de reforço podem ser soldados por dentro ou por fora do vaso, sendo a colocação externa bem mais freqüente, como já vimos no Item 7.13. Em qualquer caso esses anéis devem se estender por toda a circunferência do vaso. Bandejas, grades e outras peças internas podem funcionar também como anéis de reforço para a pressão externa, desde que adequadamente calculadas para esse fim.

De acordo com o parágrafo UG-29, do código, para o cálculo dos anéis de reforço utilizam-se também os gráficos do Apêndice 5.

O momento de inércia da seção transversal dos anéis de reforço deve ser calculado por uma das seguintes fórmulas:

$$I_s = \frac{D_o^2 L_s \left( e + \frac{A_s}{L_s} \right) A}{14} \quad \text{ou} \quad I'_s = \frac{D_o^2 L_s \left( e + \frac{A_s}{L_s} \right) A}{10,9}$$

em que:

$I_s$  = momento de inércia necessário do anel de reforço.

$I'_s$  = momento de inércia combinado do anel de reforço e de parte da parede do vaso, considerada solidária ao anel. A largura de parede que se pode admitir como contribuindo para o reforço é no máximo  $1,1\sqrt{D_o/e}$ , situada simetricamente em relação ao anel.

$A_s$  = Área de seção transversal do anel de reforço.

$L_s$  = distância entre os anéis de reforço.

$D_o$  = diâmetro externo do cilindro ou diâmetro externo da superfície cônica no ponto em consideração.

$e$  = espessura mínima calculada para o casco cilíndrico ou cônico na região onde está o anel de reforço.

Ambos os momentos  $I_s$  e  $I'_s$  são tomados em relação ao eixo neutro da seção transversal do anel paralelamente ao eixo do vaso.

O símbolo  $L_s$  tem os seguintes significados: para os anéis intermediários,  $L_s$  é a soma de metade da distância do anel considerado ao anel seguinte, mais a metade da distância do anel considerado ao anel anterior. Para os anéis extremos,  $L_s$  é a soma de metade da distância do anel considerado ao anel vizinho, mais metade da distância do anel considerado até a seção transversal situada a uma distância da linha de tangência, igual a 1/3 da altura do tampo. A Fig. 10.7 mostra como devem ser medidos os valores de  $L_s$  em cada caso.

O procedimento de cálculo é o seguinte:

1) Arbitrando-se uma seção  $A_s$  para o anel e conhecendo-se a pressão externa de projeto  $P$  e os valores de  $D_o$ ,  $e$ ,  $L_s$ , calcula-se:

$$B = \frac{3}{4} \left[ \frac{PD_o}{e + \frac{A_s}{L_s}} \right]$$

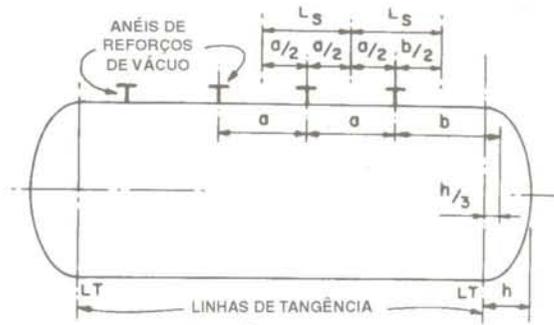


Fig. 10.7 Comprimento  $L_s$  para o cálculo de reforços de vácuo em cascos cilíndricos.

2) Com o valor de  $B$  obtém-se o fator  $A$  no gráfico do Apêndice 5 do código (veja Fig. 10.5) relativo ao material do anel, em função da temperatura de projeto. Quando o ponto cair abaixo ou à esquerda da curva de temperaturas, tem-se:

$$A = \frac{2B}{E}$$

em que  $E$  é o módulo de elasticidade do material.

3) Calculam-se os momentos de inércia  $I_s$  ou  $I'_s$ , em função do coeficiente  $A$  e dos valores já conhecidos.

4) O momento de inércia da seção  $A_s$  escolhida deve ser igual ou superior ao momento de inércia calculado. Caso isso não se verifique, deve ser escolhido um anel de reforço de maior seção transversal, repetindo-se depois todos os cálculos.

Nesses cálculos deve-se ter  $D_o$ ,  $L_s$  e  $e$  na mesma unidade,  $A_s$  na mesma unidade ao quadrado,  $I_s$  e  $I'_s$  na mesma unidade à quarta potência, e  $E$  e  $P$  também na mesma unidade.

### 10.13 CÁLCULO DE TAMPOS EM CALOTA ESFÉRICA, APARAFUSADOS

As espessuras mínimas necessárias da calota esférica ( $t$ ) e do flange aparafusado ( $T$ ), para a pressão do lado côncavo, em um tampo como mostrado na Fig. 10.8 são, de acordo com o parágrafo AP-1.6, do código:

$$t = \frac{5PL}{6S} + C \quad T = F + \sqrt{F^2 + J} + C$$

em que:

$$F = \frac{PB \sqrt{4L^2 - B^2}}{8S(A - B)} \quad J = \left( \frac{M_o}{SB} \right) \left( \frac{A + B}{A - B} \right)$$

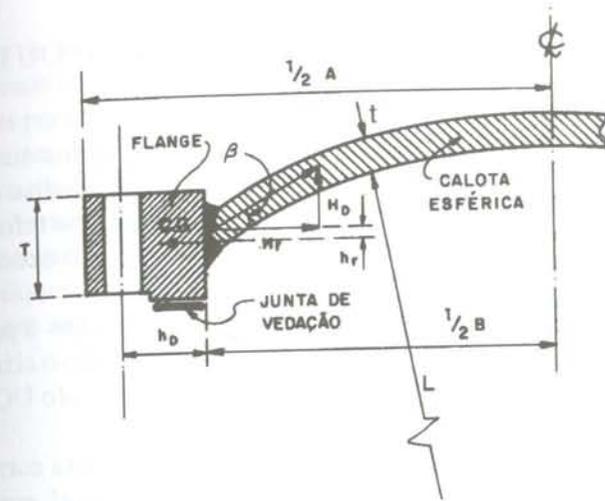


Fig. 10.8 Tampos em calota esférica aparafusada. (Baseada na Fig. 1.6 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.)

Nessas fórmulas temos as seguintes notações, além das já referidas no Item 10.2:  
 $L, A, B$  = Dimensões como indicado na Fig. 10.8.

$M_o$  = Momento fletor total sobre o anel periférico (flange), como calculado pelo Apêndice 2 do código. Para esse cálculo,  $H_D$  e  $h_D$  devem ser como definidos a seguir, e deve ser acrescentado um outro momento  $H_r h_r$ , (somado ou subtraído), como definido a seguir.

$H_D$  = Componente axial da tensão de membrana na calota esférica, atuando na face interna do flange de anel:  $H_D = 0,785 B^2 P$ .

$h_D$  = Distância radial do círculo de furação do flange à face interna do mesmo, como mostra a Fig. 10.8.

$H_r$  = Componente radial da tensão de membrana na calota esférica, atuando no ponto de interseção da linha de meia espessura da calota esférica com a face interna do flange:  $H_r = H_D \cotg \beta$ .

$h_r$  = Braço de alavanca da força  $H_r$ , em relação ao centro de gravidade do flange.

$\beta$  = Ângulo formado pela tangente da calota esférica (na interseção com a face interna do flange) com a perpendicular à face interna do flange.

$$\beta = \text{arc. sen} \left( \frac{B}{2L + t} \right)$$

Em todas essas fórmulas, as espessuras e distâncias estão em polegadas, as forças em lbs., os momentos em lb.pol, e as tensões em lb/pol<sup>2</sup>.

Para a pressão do lado convexo do tampo, a espessura  $t$  deve ser calculada como indicado no Item 10.8, permanecendo o mesmo cálculo para a espessura  $T$ .

### 10.14 CÁLCULO DO REFORÇO DE BOCAIS E OUTRAS ABERTURAS

O código recomenda que as aberturas não tenham ângulos ou cantos vivos, podendo entretanto ter qualquer formato arredondado. Quando a maior dimensão da abertura exceder o dobro da menor dimensão, exigem-se reforços especiais (não especificados pelo código), para combater a deformação excessiva nas bordas.

O reforço exigido nas aberturas em vasos de pressão sujeitos à pressão interna deve ter uma área mínima de seção transversal (seção contendo o eixo da abertura) dada pela seguinte expressão, de conformidade com o parágrafo UG-37, do código:  $A = de_p$ , em que:

$d$  = Diâmetro interno da abertura, descontada a margem para corrosão, se houver. Para aberturas não-circulares, esse valor poderá ser variável, conforme a direção considerada.

$e_p$  = Espessura mínima calculada, de acordo com as fórmulas do código, para a parede do vaso onde está a abertura, descontando-se também a margem para corrosão. Para o valor de  $e_p$  o código admite as seguintes exceções:

- Tampos toriesféricos, quando a abertura e seu reforço estiverem contidos na coroa esférica:  $e_p$  = espessura calculada tomando-se  $M = 1$  e  $E = 1$ .
- Superfícies cônicas:  $e_p$  = espessura calculada para o cone sem costura, sendo o diâmetro do cone medido no centro da abertura.
- Tampos elípticos, quando a abertura e seu reforço estiverem contidos em um círculo de raio 0,8 do raio do tampo:  $e_p$  = espessura calculada para uma esfera de raio  $K_o D$ , sendo  $K_o$  obtido da Tabela 10.6, e  $D$  o diâmetro do tampo.

No caso de reforços situados em um plano paralelo ao eixo do vaso, o código permite que a área de reforço na direção longitudinal seja apenas a metade da área dada pela fórmula citada, considerando que nessa direção a tensão devida à pressão é a metade da tensão na direção circunferencial. Essa possibilidade de redução da área de reforço é entretanto raramente aproveitada, porque fica mais fácil construir-se os reforços com formatos circulares, isto é, de igual seção transversal em todos os planos.

Para os vasos submetidos à pressão externa, a área exigida de reforço pelo código é, em qualquer caso, a metade da obtida pela fórmula citada, sendo  $e_p$  a espessura mínima calculada para a pressão externa.

O código admite que os seguintes materiais possam contribuir para a área necessária de reforço:

- Anel de reforço em torno da abertura, ou outra peça adicional rigidamente soldada à parede do vaso e ao pescoço da abertura.
- Espessura a mais existente na própria parede, em relação à espessura mínima exigida  $e_p$ ;
- Espessura a mais existente no pescoço da abertura, em relação à espessura mínima exigida, de acordo com as fórmulas do código.

— Cordões de solda em ângulo de ligação do pescoço na parede ou do anel de reforço na parede ou no pescoço.

As margens para corrosão, tanto na parede do vaso como no pescoço da abertura, não podem ser consideradas como material de reforço.

Com a intenção de fazer com que o reforço fique o mais próximo possível das bordas da abertura, o código exige que toda área necessária de reforço esteja contida dentro dos seguintes limites geométricos (parágrafo UG-40, do código):

— Em qualquer direção perpendicular ao eixo da abertura, o limite do reforço será o maior dos seguintes valores, medidos desde o eixo da abertura:

$$\left\{ \begin{array}{l} d \\ d/2 + e + e_b \end{array} \right.$$

— Na direção do eixo da abertura, o limite do reforço será o menor dos seguintes valores, medidos desde a face externa da chapa do vaso:

$$\left\{ \begin{array}{l} 2 \frac{1}{2} e \\ 2 \frac{1}{2} e_b \end{array} \right.$$

Nessas expressões,  $d$  é o diâmetro livre da abertura (medido na direção considerada, para as aberturas não-circulares),  $e$  e  $e_b$  são as espessuras nominais das chapas do casco e do pescoço da abertura, descontadas, em ambos os casos, as margens para corrosão. A Fig. 10.9 mostra como devem ser medidos os limites de reforço.

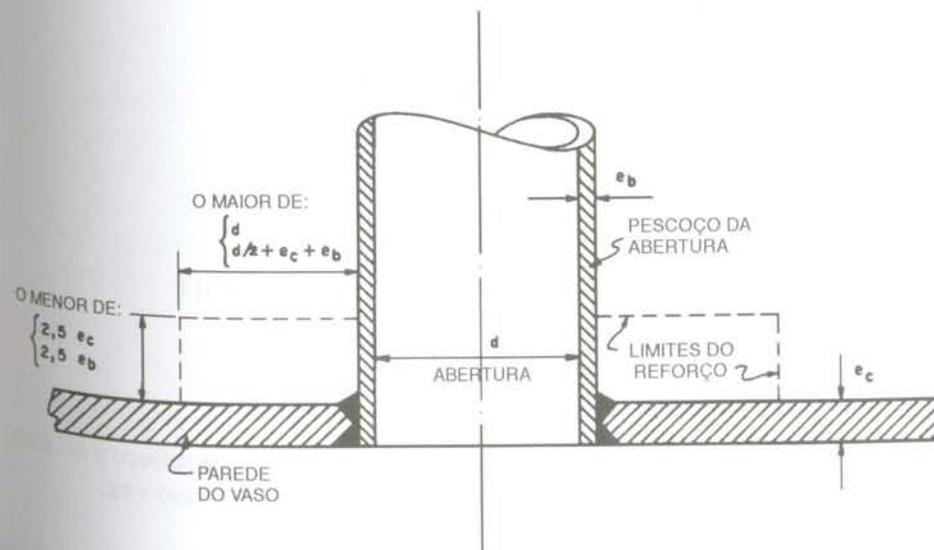


Fig. 10.9 Limites de reforço em aberturas de vasos de pressão.

Embora possam também necessitar de reforço, estão excluídas desse cálculo as aberturas feitas em tampos planos e as aberturas para tubos mandrilados em espelhos ou outras peças análogas.

No caso de duas ou mais aberturas próximas entre si, o código permite (parágrafo UG-42) que seja feito um reforço único abrangendo todas as aberturas, desde que a seção transversal desse reforço, em cada direção considerada, tenha no mínimo a soma das seções transversais dos reforços que seriam necessários para cada abertura individualmente, na respectiva direção. Não deve ser considerada a área de reforço situada entre duas aberturas cuja distância de centro a centro seja inferior a 1 1/2 vez o diâmetro médio dessas aberturas.

É importante salientar que o cálculo de reforços do código, como descrito, destina-se somente a compensar o enfraquecimento da parede de pressão do vaso decorrente da abertura, considerando assim unicamente o efeito da pressão interna ou externa. Caso outras cargas significativas estejam atuando sobre a abertura (como, por exemplo, o peso ou a reação de dilatação de tubulações externas ligadas a um bocal), poderá ser necessário dimensionar o reforço para essas cargas.

### 10.15 CÁLCULO PRÁTICO DOS ANÉIS DE REFORÇO EM ABERTURAS

O cálculo dos anéis de reforço (como mostrado na Fig. 7.2(b)) pode ser feito de maneira mais simples e direta, embora dentro das exigências do código, quando se despreza a contribuição da espessura a mais do pescoço do bocal e dos cordões de solda, que são em geral insignificantes. Fazendo referência à Fig. 10.10, devemos ter, de acordo com o código, a igualdade entre as áreas  $A_1$  e  $A_2$ :  $A_1 = A_2$ . Chamando de:

$e_c$  = espessura mínima para pressão da parede do vaso;

$e_r$  = espessura do anel de reforço;

$e$  = espessura nominal da chapa da parede do vaso;

$C$  = margem para corrosão da parede do vaso;

$d$  = diâmetro interno da abertura;

$l$  = largura do anel de reforço.

Teremos:

$$A_1 = e_c(d/2) ; \quad A_2 = [e_r + (e - e_c - C)] l$$

e portanto devemos ter:

$$e_c(d/2) = [e_r + e - e_c - C] l$$

Uma das práticas usuais é fazer-se  $l = d$ , dando-se ao anel de reforço a máxima largura possível, e portanto a menor espessura possível. Nesse caso virá:

$e_c = 2(e_r + e - e_c - C)$ ; de onde:

$e_r = (3e_c - 2e + 2C)/2$ , que dará diretamente a espessura necessária.

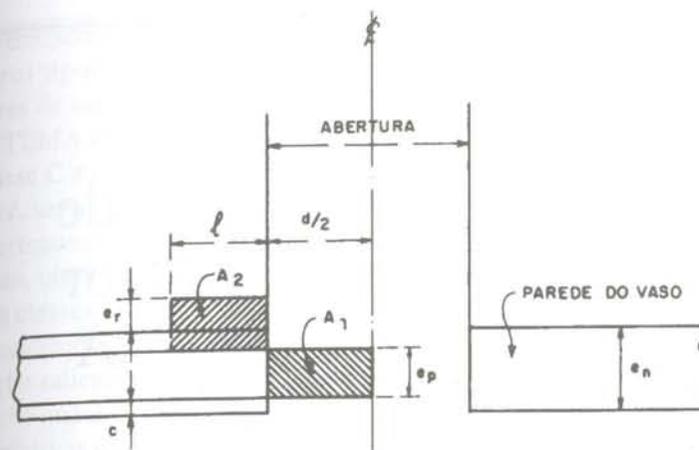


Fig. 10.10 Cálculo prático de reforço em aberturas.

Também é usual construir-se o anel com a mesma chapa da parede do vaso, isto é, fazer-se  $e_r = e$ . Teremos agora então:

$$l = \frac{e_c \cdot d}{2(2e - e_c - C)}$$

por onde se calcula a largura necessária que não poderá ser maior do que  $d$ .

## Projeto Mecânico de Trocadores de Calor Pela Norma TEMA

### 11.1 PROJETO MECÂNICO DE TROCADORES DE CALOR PELA NORMA TEMA

A Associação Americana de Fabricantes de Trocadores de Calor (*Tubular Exchangers Manufacturers Association* — TEMA) publicou uma norma que inclui exigências e recomendações para o projeto, seleção de materiais, testes, instalação e operação de trocadores de calor. No que diz respeito ao projeto, a norma abrange tanto o projeto mecânico, sobre o qual veremos a seguir os aspectos mais importantes, como também o projeto térmico, do qual não nos ocuparemos aqui.

Essa norma, conhecida como norma TEMA, a que já nos referimos nos Itens 2.7 e 7.12, declara expressamente que se destina apenas a complementar e não a substituir o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, para vasos de pressão. Dessa forma, os trocadores de calor construídos de acordo com a norma TEMA devem obedecer a todos os requisitos e exigências do código ASME, do qual a norma TEMA é simplesmente um adendo para atender às condições peculiares dos trocadores.

Todas as exigências e recomendações sobre materiais, detalhes de projeto, bem como as tabelas de tensões admissíveis do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, devem, portanto, ser observadas no projeto dos trocadores.

Estão incluídos na norma TEMA somente os trocadores de casco e feixe tubular, dentro das seguintes limitações:

- Diâmetro interno do casco até 60" (1.524mm).
- Pressão de projeto (do casco ou dos tubos) até 3.000 psi (204 kg/cm<sup>2</sup>).
- Produto do diâmetro interno do casco (ou do carretel), em polegadas, pela pressão de projeto (do casco ou dos tubos), em psi, até 60.000.

Além dos trocadores com condições fora desses limites, essa norma não abrange também outros tipos de aparelhos de troca de calor, tais como resfriadores a ar, condensadores de superfície, trocadores de placas etc.

A norma TEMA distingue três classes de trocadores de calor, denominadas de classe R, classe C e classe B. A classe R inclui os aparelhos destinados a serviços severos, isto é, serviços contínuos e de responsabilidade, ou serviços com alto risco potencial. Pertencem a esta classe a maioria dos trocadores de refinarias, indústrias petroquímicas, outras indústrias de processo de derivados de petróleo e indústrias químicas. As classes C e B abrangem os trocadores para serviços de risco e responsabilidade moderados, cujo projeto atende primordialmente à economia. Apesar dessa distinção salientada pela norma, os requisitos de projeto mecânico para essas três classes são quase os mesmos. Nos itens a seguir trataremos especialmente das exigências relativas à classe R, que é a mais freqüentemente empregada.

Todas as partes de pressão (exceto tubos do feixe tubular) fabricadas de aço-carbono devem ter uma margem para corrosão de no mínimo 3 mm, para a classe R, e de 1,5mm para as classes C e B. Os tubos do feixe tubular não necessitam de margem para corrosão. Em qualquer caso, todas as partes internas de pressão, que estiverem em contato com os fluidos pelos dois lados (espelhos, tampa flutuante etc.), devem ter a margem para corrosão adicionada, também, pelos dois lados. As peças internas sem pressão, tais como chicanas, tirantes etc., não precisam de margem para corrosão; também não necessitam de qualquer margem os anéis bipartidos e anéis espaçadores em aparelhos com espelho flutuante.

### 11.2 PROJETO DO CASCO E DO CARRETEL

O cálculo dos corpos cilíndricos do casco, carretel e pescoços de bocais de trocadores de calor é feito diretamente pelas fórmulas do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, já vistas no Cap. 10. Essas fórmulas aplicam-se também ao cálculo de transições cônicas do casco, tampos elípticos e toriesféricos do casco e do carretel, bem como para os reforços de aberturas. Deve ser empregada nessas fórmulas a pressão de projeto no lado do casco, ou no lado dos tubos (juntamente com os valores correspondentes das tensões admissíveis), respectivamente para as partes em contato com cada uma das correntes fluidas do trocador.

Independentemente dos valores calculados, a norma TEMA exige os valores mínimos de espessura dados na Tabela R-3.13 da norma, reproduzida na Tabela 11.1. Esses valores mínimos, que não incluem qualquer margem para corrosão, erosão etc., aplicam-se tanto aos corpos cilíndricos do casco e carretel, como aos tampos elípticos ou toriesféricos, de trocadores das classes R, C e B.

Para diâmetros pequenos (até cerca de 400 mm), os flanges do casco e do carretel (*girth flanges*) dos trocadores costumam ser flanges normalizados. Os flanges de bocais do casco e do carretel são quase sempre peças normalizadas para quaisquer trocadores, independentemente do seu diâmetro. Para todos esses flanges não é necessário nenhum cálculo, sendo a seleção feita de acordo com as classes de pres-

**Tabela 11.1** Espessuras mínimas de cascos e carretéis de trocadores de calor (Baseada na Tabela R-3.13, da norma TEMA)

Diâmetro interno do casco (mm)	Aços-carbono e Aços-liga		Aços inoxidáveis
	Tubos	Chapas	
200 - 300	Espessura "Série 30" 9,5 mm	—	3,2 mm
330 - 730		9,5 mm	4,8
760 - 990	—	11,1	6,3
1.000 - 1.500	—	12,7	7,9

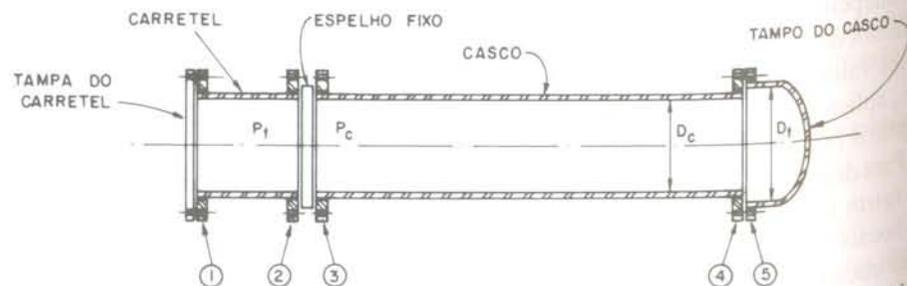
são, como já vimos no Item 7.6.

Os flanges do casco e do carretel de diâmetros maiores são usualmente dimensionados individualmente, não sendo nesse caso costume, por motivo de economia, o emprego de flanges padronizados. É evidente que um flange padronizado poderá estar bastante superdimensionado para as condições específicas de serviço, devido aos degraus das classes de pressão da norma de flanges. Para esses flanges de diâmetro grande, a economia de material que se consegue com o cálculo direto poderá justificar o maior trabalho de projeto e o maior custo de fabricação especial do flange.

O cálculo dos flanges especiais é feito pelo Apêndice 2 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1. Devemos, entretanto, chamar a atenção para os seguintes pontos a respeito desse cálculo:

— Flange do casco junto ao carretel e flange do carretel junto ao casco: para esses dois flanges (Peças 2 e 3 da Fig. 11.1) a pressão de projeto a ser considerada nos cálculos deverá ser a maior das duas pressões de projeto, do lado do casco e do lado dos tubos ( $P_c$  e  $P_t$ ). Essa consideração deve-se ao fato de ser a maior dessas duas pressões o valor mais severo de pressão que atua tracionando os parafusos, tendendo a separar os flanges.

— Flanges do casco junto ao tampo do casco: esse flange (Peça 4 da Fig. 11.1) existe nos trocadores que tenham o tampo do casco flangeado removível. Para esse



**Fig. 11.1** Diâmetros e pressões de projeto para o cálculo de flanges dos trocadores de calor.

flange, o diâmetro interno que deve ser considerado no cálculo (dimensão B do cálculo de flanges) deve ser o diâmetro  $D_t$  do tampo, e não o diâmetro  $D_c$  do casco; chama-se atenção que nos trocadores com extremidade posterior do tipo "S" (veja Fig. 2.12), o diâmetro do tampo é maior do que o diâmetro do casco. Toma-se para o cálculo o valor de  $D_t$  porque o esforço de pressão tendendo a afastar os flanges exerce-se sobre o círculo de diâmetro  $D_t$ .

— Para o flange do carretel junto à tampa (Peça 1) e para o flange da tampa do casco (Peça 5), não há nenhuma observação especial.

Essas considerações a respeito de pressão de projeto e diâmetro de flanges valem também, evidentemente, para a seleção entre os flanges padronizados pelas normas dimensionais de flanges de aço forjado, quando for o caso (norma ANSI/ASME B. 16.5, por exemplo — veja Item 7.6).

Sobre as juntas dos flanges do casco e do carretel, a norma TEMA faz as seguintes exigências:

— Sempre que a pressão de projeto for superior a 20 kg/cm<sup>2</sup> (300 psi), as juntas devem ser do tipo com camisa metálica ou metálicas maciças.

— Para diâmetros até 575 mm, as juntas devem ter uma largura mínima de 9 mm; para diâmetros maiores, esse valor mínimo é de 12,5 mm.

Para os flanges do casco e do carretel, a norma TEMA dá as seguintes recomendações sobre o espaçamento dos parafusos:

$$\text{Espaçamento máximo: } B_{\text{máx}} = 2d_B + \frac{6t}{(m + 0,5)}$$

Em que:

$B_{\text{máx}}$  = espaçamento máximo entre centros de parafusos (pol.).

$d_B$  = diâmetro nominal dos parafusos (pol.).

$t$  = espessura do flange (pol.).

$m$  = fator de junta usado no cálculo do flange, de acordo com o Apêndice 2 do código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

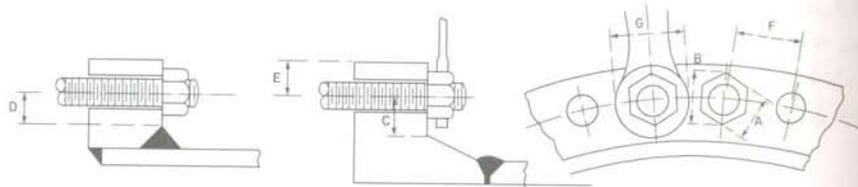
Essa fórmula não é dimensionalmente homogênea, e por isso só pode ser empregada com as unidades acima indicadas.

Espaçamento mínimo: a Tabela 11.2 dá os espaçamentos mínimos, em polegadas, entre os centros de parafusos de acordo com o diâmetro nominal do parafuso e o número de fios de rosca.

Tabela 11.2 Dimensões de parafusos e estojos para flanges de trocadores de calor (Baseada na Tabela D.5 da norma TEMA)

Diâmetro nominal do parafuso (pol.)	Rosca		Dimensões da porca (mm)		Distâncias livres (mm) (veja figura)			Distância entre parafusos F (mm)	Diâmetro da chave G (mm)
	N.º de fios por polegada	Área efetiva (cm²)	A	B	C	D	E		
3/4	10	1,948	31,7	35,1	28,6	20,6	20,6	44,4	52,4
7/8	9	2,703	36,5	40,4	31,7	23,8	23,8	52,4	60,3
1	8	3,555	41,3	45,6	34,9	27,0	27,0	57,1	66,7
1 1/8	8	4,967	46,0	50,8	38,1	28,6	28,6	63,5	73,0
1 1/4	8	5,993	50,8	56,1	44,4	31,7	31,7	71,4	82,5
1 3/8	8	7,451	55,6	61,4	47,6	34,9	34,9	77,8	88,9
1 1/2	8	9,064	60,3	66,6	50,8	38,1	38,1	82,5	95,2
1 5/8	8	10,839	65,1	71,8	54,0		41,3	88,9	101,6
1 3/4	8	12,774	69,8	77,1	57,1		44,4	95,2	107,9
1 7/8	8	14,864	74,6	82,3	60,3		47,6	101,6	114,3
2	8	17,109	79,4	87,6	63,5		50,8	107,9	120,6
2 1/4	8	22,083	88,9	98,1	69,8		57,1	120,6	133,3
2 1/2	8	27,690	98,4	108,6	77,8		60,3	133,3	149,2
2 3/4	8	33,929	107,9	119,1	85,7		66,7	146,0	165,1
3	8	40,800	117,5	129,6	92,1		73,0	158,7	177,8

Observação: As dimensões e distâncias livres desta tabela são valores mínimos.



### 11.3 PROJETO DO FEIXE TUBULAR

A espessura necessária para os tubos do feixe tubular deve ser calculada de acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, devendo ser observado que é necessário calcular separadamente para a pressão interna (com a pressão de projeto do lado dos tubos), e para a pressão externa (com a pressão de projeto do lado do casco). O cálculo para a pressão interna e externa é feito como se fosse um casco cilíndrico, pelas fórmulas do código ASME dadas no Cap. 10. Como já foi obser-

vado no Item 11.1, não é necessário acrescentar nenhuma margem de corrosão para os tubos do feixe tubular.

A Tabela 7.1 do Cap. 7 mostra os diâmetros e espessuras preferidos para os tubos, de acordo com a norma TEMA.

Para os tubos dobrados em U, a norma exige uma espessura maior para compensar o adelgaçamento decorrente do processo de curvamento. A espessura mínima para os tubos, medida antes do curvamento, é dada pela fórmula:

$$t_o = t_1 \left( 1 + \frac{d}{4R} \right)$$

em que:

$t_1$  = espessura mínima necessária para um tubo reto, nas mesmas condições de material, de pressão e de temperatura.

$d$  = diâmetro externo do tubo.

$R$  = raio médio de curvatura do tubo.

Nessa fórmula todas as grandezas devem estar na mesma unidade.

O espaçamento entre os centros dos tubos deve ser no mínimo 1,25 vez o seu diâmetro externo; para os arranjos em quadrado deve ser deixada uma folga livre mínima de 6 mm entre os tubos para a limpeza.

### 11.4 CÁLCULO DOS ESPELHOS

A norma TEMA fornece um método de cálculo de espelhos de trocadores de calor, resumido a seguir, que é aplicável a todos os trocadores incluídos no escopo dessa norma, desde que as ligações tubos-espelhos sejam capazes de suportar adequadamente o esforço de pressão sobre os espelhos (ligações mandriladas e/ou soldadas, por exemplo), e que os tubos se encontrem uniformemente espalhados em praticamente toda superfície livre dos espelhos. Deve ser observado que o código ASME, Seção VIII contém um procedimento de cálculo específico para espelhos de trocadores na Parte UHX.

Como regra geral, cada espelho deve ser calculado separadamente para a pressão atuante em cada lado (pressão no casco e pressão nos tubos), considerada como agindo isoladamente. Deve ser adotado para a espessura do espelho o maior valor que resultar desses dois cálculos. O cálculo do espelho para a pressão diferencial (permitido pelo código ASME, Seção VIII, Divisão 1) é uma exceção que só pode ser adotada nos raros casos em que se tenha uma garantia absoluta da impossibilidade de haver pressão de um só lado, considerando-se todas as situações possíveis de operação, inclusive condições anormais e transitórias, bem como erros de operação e falhas de instrumentação ou de controle. Na prática, essa condição só é possível quando o fluido circulante nos tubos for o mesmo do casco, e quando não

houver nenhuma válvula ou outro acidente na tubulação externa entre o casco e os tubos do trocador. Além disso, o cálculo para a pressão diferencial só se justifica quando as pressões de ambos os lados forem elevadas, com pequeno diferencial de um lado para outro.

As fórmulas da norma TEMA calculam a denominada “espessura efetiva” do espelho  $T$ . Esse cálculo é feito separadamente para os efeitos de flexão e de cisalhamento devido à pressão, devendo-se adotar o maior dos dois valores calculados. Para os trocadores da classe R, com tubos mandrilados, a espessura efetiva do espelho não poderá ser inferior ao diâmetro externo dos tubos.

A espessura nominal  $t$  da chapa do espelho deverá, por sua vez, ser no mínimo o maior dos dois seguintes valores:

$$\begin{cases} t = T + C_c + C_t \\ t = T + C_c + R_c \end{cases}$$

sendo:

$T$  = espessura efetiva calculada para o espelho.

$C_c$  = margem para corrosão do lado do casco.

$C_t$  = margem para corrosão do lado dos tubos.

$R_c$  = profundidade do rasgo para encaixe das chicanas do carretel. Essa profundidade costuma ser de 5 mm.

As fórmulas para o cálculo de  $T$ , à flexão e ao cisalhamento, são as seguintes:

$$\text{Flexão: } T = \frac{FG}{2} \sqrt{\frac{P}{nS}}$$

$$\text{Cisalhamento: } T = \frac{1,24 A}{C \left(1 - \frac{d_o}{b}\right)} \left(\frac{P}{S}\right)$$

Nessas expressões temos:

$T$  = espessura efetiva do espelho (pol.).

$P$  = pressão de projeto (psi), do lado do casco ou do lado dos tubos.

$S$  = tensão admissível do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, para o material do espelho, em função de cada uma das temperaturas de projeto (psi). (Veja Tabela 10.1.).

$n$  = valores indicados na tabela RCB-7.132, da norma TEMA.

$C$  = perímetro formado pela linha passando pelos centros dos tubos mais externos do espelho, medido “em degraus” (*stepwise*), como mostra a Fig. 11.2 (pol.).

$A$  = área compreendida dentro do perímetro  $C$  (pol<sup>2</sup>);

$d_o$  = diâmetro externo dos tubos do feixe tubular (pol.);

$b$  = distância de centro a centro dos tubos (pol.).

$F, G$  = coeficientes numéricos que têm os seguintes valores para os trocadores usuais, nos quais os espelhos apresentam juntas de vedação de ambos os lados:

— Espelho fixo e flutuante, para tubos retos:  $F = 1,0$ ;

$G$  = diâmetro médio da junta de vedação do espelho (pol.).

— Espelho fixo para tubos em U:  $F = 1,25$ ;

$G$  = diâmetro médio da junta de vedação do espelho (pol.).

A fórmula da espessura para a flexão não é dimensionalmente homogênea, e assim só pode ser empregada com as unidades indicadas.

Para outros sistemas de construção de trocadores (dentro do escopo da norma TEMA), teremos outros valores para os coeficientes  $F$  e  $G$ , bem como, em alguns casos, outro valor para a pressão de projeto, para levar em consideração o efeito de compressão devido à dilatação diferencial entre o casco e os tubos. Entre esses outros sistemas de construção temos:

— Espelho fixo integral com o casco ou com o carretel.

— Espelho flutuante com engaxetamento externo (tipos P e W).

— Espelho flutuante com bocal de saída engaxetado na tampa do casco.

— Trocadores com ambos os espelhos fixos, de qualquer tipo.

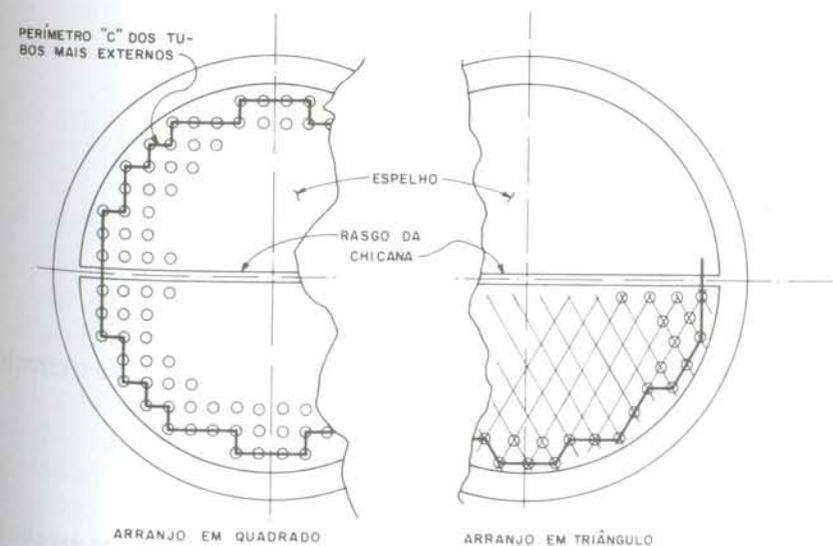


Fig. 11.2 Perímetro  $C$  para o cálculo de espelhos de trocadores de calor.

O cálculo para esses casos (dado nos parágrafos R-7.17 e R-7.19 da norma TEMA) é entretanto bastante longo, e não vamos transcrevê-lo aqui.

Nos trocadores de calor com espelho fixo e flutuante é usual que ambos os espelhos tenham a mesma espessura. Chama-se atenção que as fórmulas citadas neste item não são dimensionalmente homogêneas, e por isso só podem ser empregadas com as unidades acima indicadas.

## 11.5 CÁLCULO DA TAMPA DO CARRETEL

De acordo com a norma TEMA, as tampas planas dos carretéis dos trocadores devem ter a espessura calculada independentemente pela fórmula do código ASME, Seção VIII, Divisão 1, e por uma fórmula especial do TEMA, devendo ser adotada a maior espessura encontrada.

A fórmula do código ASME (parágrafo UG-34) para a espessura mínima de tampas planas flangeadas e aparafusadas é a seguinte, já vista no Item 10.7:

$$T = d \sqrt{\frac{0,3 \cdot P}{S}}$$

Em que:

$d$  = diâmetro interno do carretel.

$P$  = pressão de projeto.

$S$  = tensão admissível do material da tampa.

A fórmula da norma TEMA é a seguinte:

$$T = \sqrt[3]{5,7 P \left(\frac{G}{100}\right)^4 + \frac{2 h_G A_B}{\sqrt{d_B}} \left(\frac{G}{100}\right)}$$

onde:

$T$  = espessura da tampa (pol.).

$G$  = diâmetro médio da junta de vedação da tampa (pol.).

$d_B$  = diâmetro nominal dos parafusos (pol.).

$h_G$  = distância radial entre o círculo médio da junta de vedação e o círculo médio da furação dos parafusos (pol.).

$A_B$  = área total efetiva da seção transversal dos parafusos (pol.<sup>2</sup>).

$P$  = pressão do projeto (psi).

A espessura calculada pelo maior valor obtido das fórmulas acima é o que a norma TEMA denomina de "espessura efetiva"; a espessura nominal da tampa  $t$  será

obtida, por seu turno, pelo maior dos dois seguintes valores:

$$t = T + C_c$$

$$t = T + R_c$$

em que  $C_c$  é a margem para corrosão do lado dos tubos, e  $R_c$  é a profundidade do rasgo de encaixe das chicanas do carretel. Como já vimos, o valor de  $R_c$  costuma ser 5 mm.

A fórmula da TEMA acima citada não é dimensionalmente homogênea, e assim só deverá ser empregada com as unidades que estão indicadas.

## Fabricação, Montagem e Controle da Qualidade de Vasos de Pressão

### 12.1 A FABRICAÇÃO, A MONTAGEM E O CONTROLE DA QUALIDADE EM FACE DO PROJETO DE UM VASO DE PRESSÃO

É necessário que neste livro sobre vasos de pressão haja um capítulo dedicado à fabricação, montagem e controle da qualidade dos vasos. Não entraremos em profundidade ou em grande extensão nesses assuntos; será feito apenas um apanhado geral, dando-se ênfase principalmente aos diversos aspectos da fabricação, da montagem e do controle da qualidade que interferem ou que podem ter influência no projeto dos vasos de pressão.

Trataremos aqui tão-somente de vasos metálicos de fabricação convencional, feitos a partir de chapas ou de tubos, não incluindo assim vasos multifolheados, vasos forjados, e outras fabricações especiais.

A Fig. 12.1 mostra a vista interna de uma grande oficina de fabricação de vasos de pressão.

### 12.2 ETAPAS DA FABRICAÇÃO, MONTAGEM E CONTROLE DA QUALIDADE

No caso mais geral, a fabricação, a montagem 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 algumas pequenas alterações nessa ordem. As etapas marcadas com asterisco quase sempre existem; as demais existirão quando for o caso.



Fig. 12.1 Grande galpão de oficina de fabricação de vasos de pressão. Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

- \*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.
- \*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 de outros componentes; verificação dimensional.
- \*8. Qualificação dos procedimentos e dos soldadores e operadores de soldagem.
- \*9. Qualificação dos procedimentos e dos operadores 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 seqüência de soldagem e de montagem; preparação e colocação dos dispositivos auxiliares de soldagem.
- \*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.
- 18. Fabricação e instalação de acessórios não soldados ao vaso.
- \*19. Limpeza externa e interna do vaso.
- \*20. Testes de pressão e de estanqueidade.
- \*21. Inspeção dimensional final do vaso.
- 22. Aplicação de revestimentos especiais, metálicos ou não-metálicos.
- 23. Testes adicionais exigidos.
- \*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.
- 27. Montagem no campo; preparação do canteiro de obras; montagem e soldagem; inspeção e reparo de soldas; testes de pressão no campo.
- 28. Tratamentos térmicos no campo.

### 12.3 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, muitas vezes, a simples citação de uma especificação de uma sociedade de normalização (ABNT, ASTM etc.) que descreva o material, porque essas especificações contêm freqüentemente 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 —, em relação ao que foi especificado no projeto — 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 (inclusive consumíveis para a soldagem), ao ser recebida na fábrica, deve obrigatoriamente passar por uma rotina de inspeção e identificação, que deve consistir pelo menos no seguinte:

— 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; o confronto desse número com o que consta no respectivo certificado é o primeiro passo para identificar o tipo de material da peça em questão.

— 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 da qualidade, com os valores exigidos na respectiva Especificação de 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 após confirmada a identificação do material.

É importante lembrar que é impossível a distinção visual entre as diversas qualidades de aço-carbono, entre esses e os aços de baixa liga, assim como dos aços inoxidáveis entre si. Por esse motivo, é absolutamente indispensável um escrupuloso cuidado com a identificação correta dos materiais e a sua imediata marcação, para evitar o emprego inadvertido de um material em lugar de um outro, que poderá ter graves conseqüências, 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.

Para chapas de grande espessura (38mm ou mais), é conveniente, e pode mesmo ser exigido, o ensaio de ultra-som para a detecção de possíveis defeitos internos. Esse exame, além de oneroso, exige pessoal especializado para a sua execução e correta interpretação; tem entretanto grande sensibilidade, podendo acusar defeitos internos mesmo quando de pequenas dimensões.

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, para vasos de certa responsabilidade, é muito recomendável o exame com ultra-som de chapas espessas, pelo menos na região próxima às bordas ou onde houver soldagem.

O exame com ultra-som 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 empoamento da chapa (veja Item 4.14). Esse exame é ainda muito recomendável para chapas espessas submetidas a grandes esforços na direção perpendicular à sua superfície — inclusive os esforços decorrentes da contração de soldagem —, devido aos possíveis problemas de decoesão lamelar, como já referido no Item 7.8 e na Fig. 7.15.

Como conseqüência da inspeção e dos exames feitos, podem ser necessários, às vezes, alguns reparos na matéria-prima, antes de sua utilização. Esses reparos são principalmente o desempenho e desamassamento de chapas, e reparos de solda de defeitos superficiais e/ou 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 em máquinas desempenadeiras, que são semelhantes às calandras (veja Item 12.5 e Fig. 12.6), mas possuindo cinco rolos, três inferiores e dois superiores, de forma a determinar um plano. 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 se 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 ou deformações de soldagem, seja 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 de forjagem.

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 e deformações, e para que não fiquem em contato direto com o solo, e estejam inteiramente a salvo de lama ou inundação.

## 12.4 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 esquadreamento 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 de 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; 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 com 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 moessa 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 de material em cada pedaço, inclusive as sobras.

O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafo UG-77) e 2 (parágrafo AF-102), recomenda que as marcações de usina — ou as marcações transferidas resultantes de retalhamento — 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 a sua localização final no vaso pronto, até a sua origem na usina produtora do material, ou vice-versa.

O corte de chapas e de tubos de aços 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 6mm, aproximadamente) 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 Fig. 12.2. O maçarico

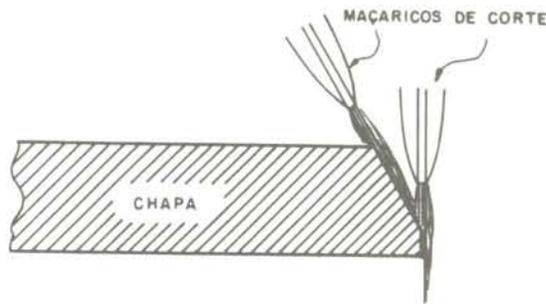


Fig. 12.2 Preparação da borda de uma chapa com dois maçaricos.

pode ter movimento automático ou semi-automático, 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 as 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 aos metais não-ferrosos.



Fig. 12.3 Plaina-fresadora para a preparação de bordas de chapas. Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

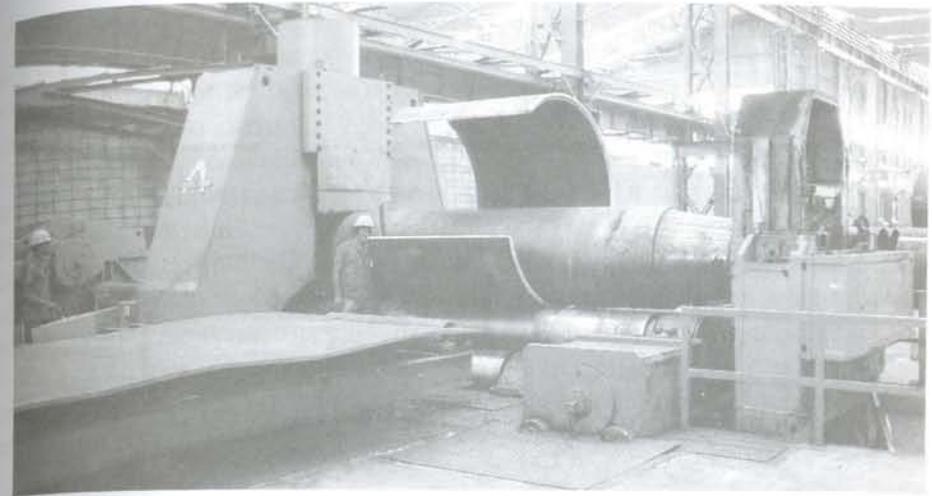


Fig. 12.4 Calandragem de uma chapa. Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

A preparação das bordas de uma chapa, com chanfros de qualquer perfil, e também o corte podem ainda ser feitos mecanicamente, por usinagem, em uma plaina fresadora (*edge mill*); por ser caro, esse sistema só é empregado para fazer chanfros especiais em chapas muito grossas ou em chapas cladeadas. A Fig. 12.3 mostra uma dessas máquinas em operação.

## 12.5 CONFORMAÇÃO

A conformação de chapas, tubos, perfis e outros componentes compreende, entre outros, os processos de calandragem, prensagem, rebordeamento, 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 (*calendering*) para a conformação de corpos cilíndricos ou cônicos a partir de chapas planas é feita em máquinas de três rolos, que são as calandras (Fig. 12.4); 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 Fig. 12.5. 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 em uma prensa.<sup>1</sup>

<sup>1</sup>Existem também calandras de quatro rolos (dois superiores e dois inferiores) que são bem mais raras embora mais precisas do que as tradicionais de três rolos; com essas calandras pode-se fazer a curvatura prévia das bordas das chapas, mediante posicionamento adequado dos rolos.

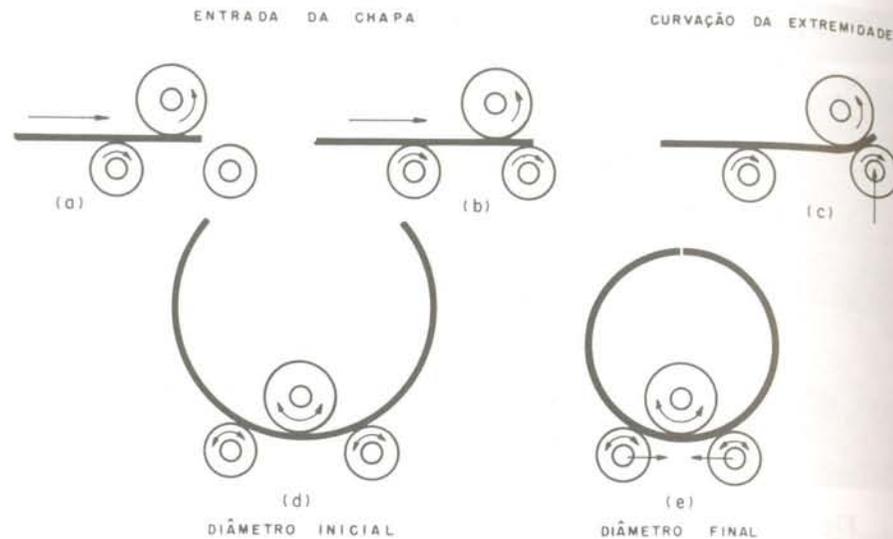


Fig. 12.5 Operação de calandragem de uma chapa.

A calandragem é feita geralmente em vários passes: em cada passe aproximam-se mais os rolos inferiores, diminuindo com isso o raio de curvatura do cilindro e aumentando o ângulo central abrangido.

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.

Para os tampos de qualquer formato, compostos de mais de uma chapa com soldas em posição de secantes (veja Fig. 2.14 (a)), deve-se, antes da conformação, proceder-se à soldagem completa das chapas entre si. Para os tampos em gomos, com soldas em posição radial, o procedimento é inverso, fazendo-se primeiro a conformação da coroa central e dos gomos, e depois a soldagem.

A conformação de tampos toriesféricos de chapa inteira, ou com soldas em posição de secante, 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 — ou um martelo de movimento lento —, utilizando-se uma ferramenta hemisférica maciça (denominada “pêra”) para a conformação. A peça é movimentada sob a pêra até que o abaulamento — com o raio da superfície esférica — 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 seu eixo, ao mesmo tempo 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.

Os tampos elípticos, com perfil em elipse verdadeira, têm de ser conformados inteiramente por prensagem, sendo assim uma fabricação difícil e cara, porque exige numerosas ferramentas para cada diâmetro do tampo, devido à variação contínua do raio de curvatura. Esse tipo de tampo é raramente empregado na prática, porque é mais econômico adotar-se o perfil toriesférico, ainda que seja necessário um pequeno aumento na espessura da chapa, devido à menor resistência.

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 (Fig. 12.6).

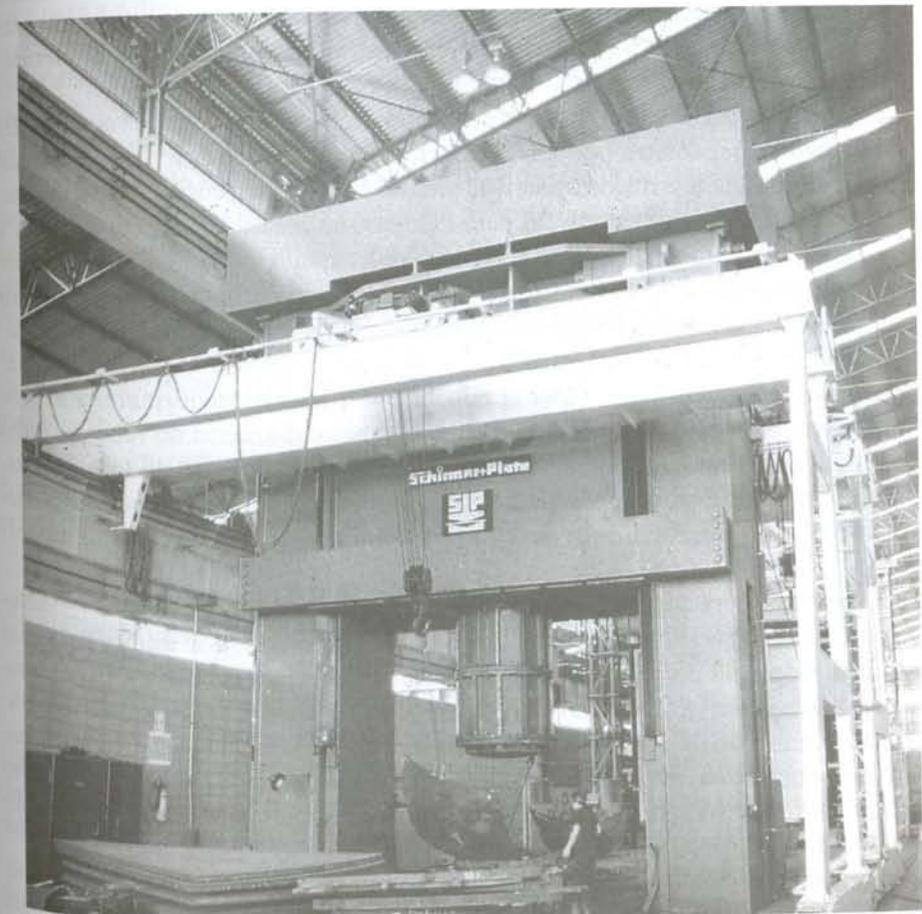


Fig. 12.6 Conformação de um gomo de tampo em uma prensa. Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

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 rebordamento resulta em grande variação de espessura em relação à chapa plana primitiva, podendo haver, principalmente na região central, uma diminuição que pode atingir a  $1/12$  —  $1/10$  da espessura inicial. Essa perda de espessura deve obrigatoriamente ser levada em conta no projeto do vaso quando se especifica a espessura da chapa. Na calandragem a perda de espessura é muito pequena e não precisa ser levada em consideração.

A conformação por calandragem ou por prensagem pode ser feita, sem restrições, em qualquer chapa cladeada; o rebordamento, 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.).

Os tubos e os perfis estruturais podem ser conformados por encurvamento. Os tubos de pequeno diâmetro (até 1 1/2") são facilmente curvados a frio em prensas manuais; para diâmetros maiores usam-se prensas a motor ou o curvamento a quente, sendo esse último o processo usual para diâmetros acima de 4". O curvamento a quente pode ser feito enchendo-se o tubo completamente com areia fina e firmemente tamponando-se as extremidades — para evitar o achatamento —, ou por aquecimento local por alta frequência em máquinas especiais, não sendo necessário neste caso o enchimento com areia. Em qualquer processo — exceto o curvamento por alta frequência —, o menor raio médio de curvatura normalmente possível de ser conseguido é da ordem de cinco vezes o diâmetro do tubo; por alta frequência esse raio médio pode chegar a 1 1/2 vez o diâmetro do tubo. O curvamento de tubos é empregado principalmente para diâmetros pequenos e médios (até 6"), com a finalidade de evitar o uso de conexões e economizar soldas.

Para trabalho com chapas de aços inoxidáveis e de metais não-ferrosos — inclusive com o lado revestido de chapas cladeadas —, recomenda-se que os rolos das calandras, estampas das prensas e outras ferramentas sejam exclusivos para trabalho com esses materiais, a menos que sejam antes severamente raspadas e escovadas, para a remoção de quaisquer partículas de aço que nelas tenham ficado embutidas. 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 madei-

ra 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 (como está na Fig. 12.12, a seguir), porque ainda ocorrerão desvios de forma devido às contrações de soldagem, e como consequência de tratamentos térmicos e do teste hidrostático.

Qualquer processo de conformação pode ser executado a frio ou a quente. Denominam-se de conformação 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  $540^{\circ}\text{C}$ , mas na prática, para qualquer aço, a conformação a quente costuma ser feita em temperaturas entre  $1.000$  e  $1.200^{\circ}\text{C}$ , 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 (38mm, ou mais), 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, o tratamento térmico posterior de alívio de tensões. Por esse motivo, a deformação a frio não pode exceder a determinados limites. São os seguintes, em resumo, os casos em que o código ASME, Seção VIII, Divisão I (parágrafos UCS-79, UHT-79 e ULT-79), exige o alívio de tensões após a conformação a frio:

— Para aços-carbono e aços de baixa liga, sempre que o estiramento da fibra mais distendida do material exceder a 5%, em combinação com qualquer uma destas condições:

- Vasos para serviços tóxicos.
- Vasos de materiais que exijam teste de impacto.
- Espessura da chapa (antes da conformação) superior a 16 mm.
- Redução de espessura na conformação superior a 10%.

— Para os aços-carbono e aços de baixa liga (exceto aços de alta resistência), o código permite um estiramento máximo de 40%, desde que não ocorra nenhuma das condições acima listadas; para esses casos é também necessário o alívio de tensões.

— Para os aços de alta resistência (Seção UHT do código), o tratamento térmico de alívio de tensões é exigido sempre que o estiramento máximo exceder a 5%, para qualquer conformação feita em temperatura inferior à temperatura de revenimento do material.

O estiramento máximo deve ser calculado pelas seguintes fórmulas:

— Curvatura simples (cilindros e cones):

$$\% \text{ de estiramento} = \frac{75e}{R_f} \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

— Curvatura dupla (esferas e tampos):

$$\% \text{ de estiramento} = \frac{50e}{R_f} \left( 1 - \frac{R_f}{R_o} \right)$$

em que:

$e$  = espessura inicial da chapa.

$R_f$  = raio final, na linha de centro.

$R_o$  = raio inicial, na linha de centro (tomar como infinito para chapas planas).

Além desses casos, o alívio de tensão após a conformação a frio é também geralmente necessário para os vasos destinados a serviços sujeitos à corrosão sob tensão.

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 3mm, para compensar a perda de espessura do aço por formação de carepas.

## 12.6 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 solda, e a todas as demais variáveis de cada caso em 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 ou montadoras de vasos

mantêm uma rotina permanente de execução e registro desses testes, que pode 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 seqüência 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.

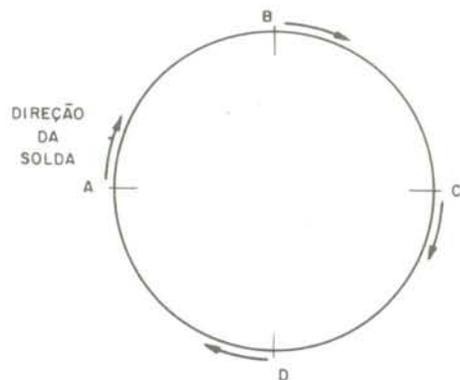
A qualificação prévia dos procedimentos de soldagem e dos soldadores e operadores é uma exigência geral de todas as normas de vasos de pressão. O código ASME, Seção VIII, Divisões 1 (parágrafos UW-26 a UW-29) e Divisão 2 (parágrafo AF-210), exige esses testes de qualificação para todas as soldas nas partes do vaso 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 seqüência de soldagem e de montagem do vaso, e devem ser colocados os denominados dispositivos auxiliares de soldagem.

O estudo da seqüência 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 feitas são as 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 seqüência 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 freqüente das soldas circunferenciais) devem ser iniciadas simultaneamente por dois ou mais pontos opostos, prosseguindo os trabalhos no mesmo sentido, como mostra a Fig. 12.7, para reduzir os efeitos de contração e distorção.

Os dispositivos auxiliares de soldagem são recursos usados para manter em posição as partes a serem soldadas, como também para conservar o alinhamento entre as partes e a abertura correta da raiz da solda. É importante que a movimentação das partes na direção da contração principal da solda não fique completamente



A,B,C,D: PONTOS DE INÍCIO SIMULTÂNEO

Fig. 12.7 Soldagem simultânea em uma solda circunferencial extensa.

impedida, porque quanto mais essa movimentação for contida, maiores serão as tensões residuais decorrentes da soldagem. Na Fig. 12.8 vêem-se dispositivos aceitáveis quanto a esse aspecto. É importante também que esses dispositivos sejam usados, no menor número possível, compatível com o ajustamento necessário. Note-se entretanto que empenos ou má-conformação das partes a soldar, bem como a falta ou insuficiência desses dispositivos resultam em desalinhamentos nas soldas, causadores de graves concentrações de tensões.

O código ASME, Seção VIII, exige, para as soldas em ângulo ou em Te, com chapas de espessura superior a 13mm, que a borda das chapas seja examinada por partículas magnéticas ou por líquido penetrante — se o material não for magnético —, para a detecção de trincas, dupla laminação e outros defeitos.

Um 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 13mm de largura de cada lado ao longo da solda, para os metais ferrosos, e 51mm, para os não-ferrosos.

## 12.7 SOLDAGEM DE VASOS DE PRESSÃO

Como já referido no Item 7.8, 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 permitido pelas normas, não é recomendável, podendo-se, como alternativa, empregar mata-juntas de cobre, que são facilmente removíveis após a soldagem.

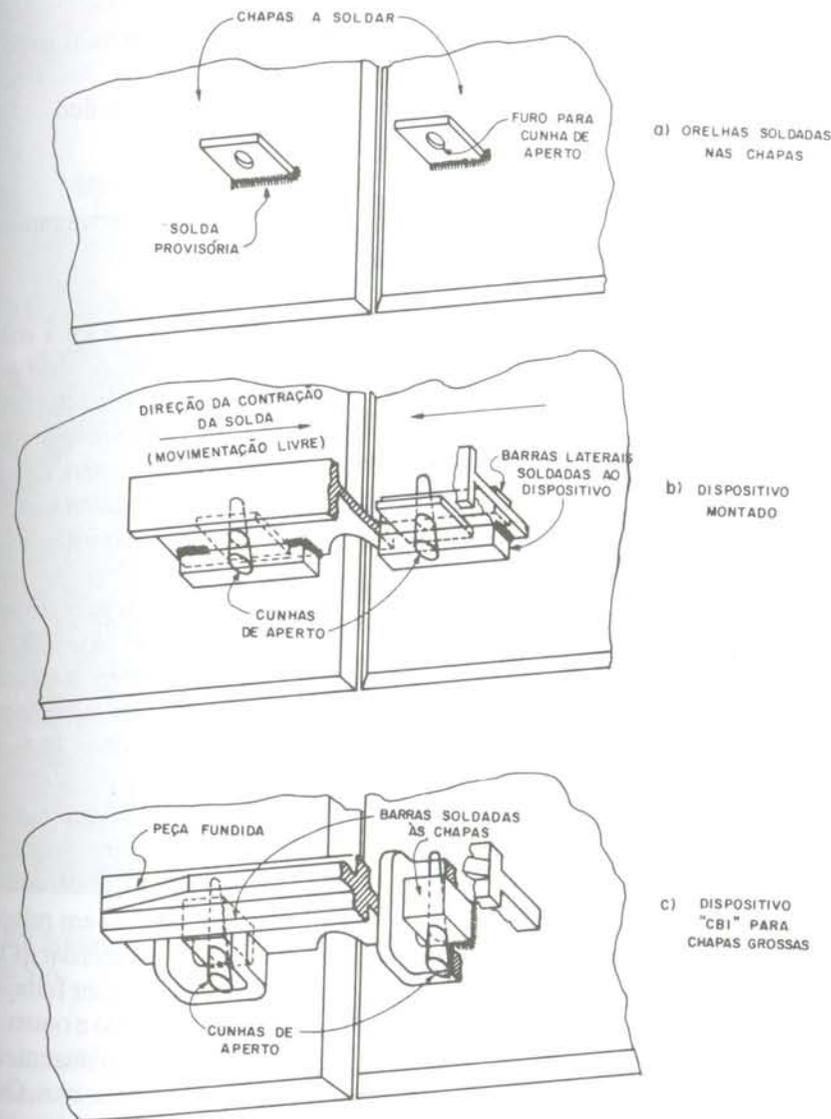


Fig. 12.8 Dispositivos auxiliares de soldagem.

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

Soldagem manual	{	Arco metálico com eletrodos revestidos
		Arco tungstênio com atmosfera inerte (também denominado processo TIG)

Soldagem semi-automática	{ Arco metálico com atmosfera inerte (também denominado processo MIG) Arco metálico com hidrogênio atômico
Soldagem automática	
	{ Arco submerso ( <i>submerged arc</i> ): uso geral Eletroescória ( <i>electro-slag</i> ): uso para partes muito espessas.

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 que são uma 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.<sup>2</sup>

Na prática de fabricação de vasos de pressão, muitos fabricantes adotam processos automáticos para as soldas principais do 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 Fig. 12.9 mostra a soldagem automática, por arco submerso, de um casco cilíndrico.

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 satisfaçam 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 da peça, para reduzir e compensar as deformações decorrentes da solda. Em chanfros duplos a soldagem deve ser feita simultaneamente pelos dois lados, ou em seqüência, 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 sempre 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.

<sup>2</sup>Para o emprego de soldagem automática, é necessário que os chanfros sejam usinados com precisão, porque o cabeçote de solda e todo o sistema de deposição de metal de adição não têm condições de corrigir eventuais defeitos na geometria dos chanfros, ainda que pequenos. Na soldagem manual, pelo contrário, permite-se menor precisão na preparação e ajustagem dos chanfros, porque o soldador está vendo o campo de solda e pode praticar qualquer movimento de correção.

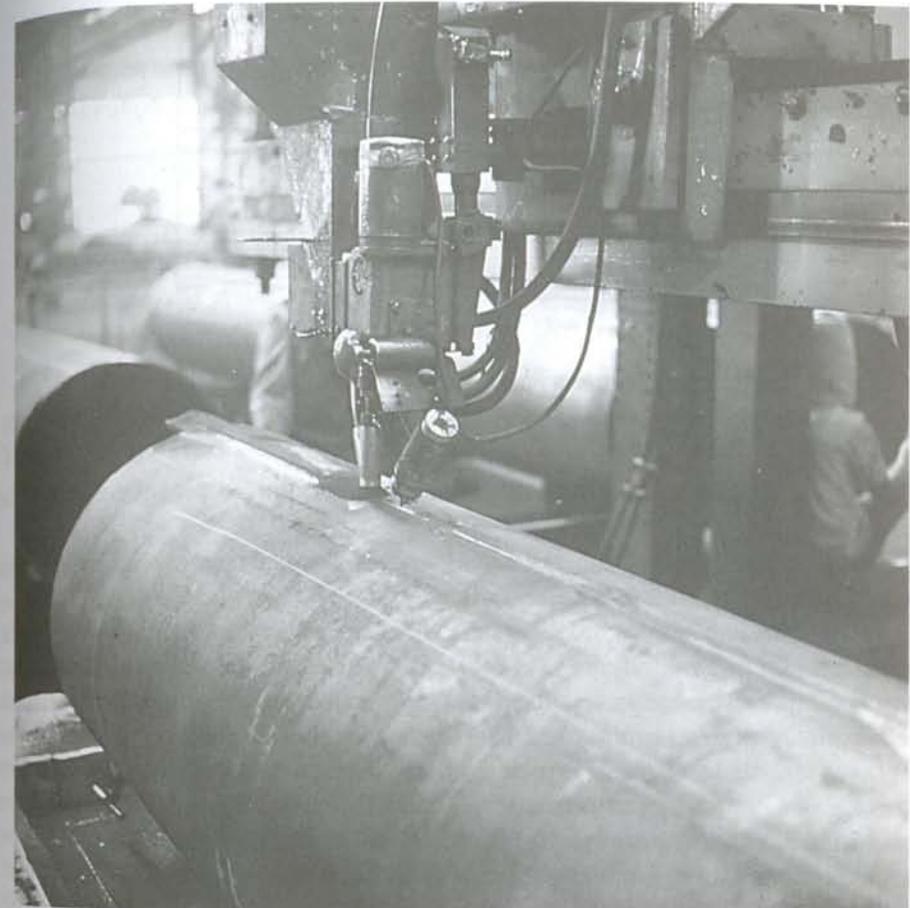


Fig. 12.9 Soldagem externa de um cilindro por arco submerso. Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

Ainda com a intenção de reduzir as deformações de soldagem, é usual, nas soldas extensas, adotar-se a técnica do “passo peregrino”, ou “passo atrás” (*back-step*), cuja seqüência está mostrada na Fig. 12.10; nesse sistema, cada intervalo de soldagem corresponde à deposição de um eletrodo.

Em muitas soldas é necessário o preaquecimento e/ou o pós-aquecimento das partes a soldar, na região da solda, sendo ambas essas operações normalmente efetuadas com maçaricos a gás. O preaquecimento, que se destina principalmente a reduzir a velocidade de resfriamento da solda, deve ser feito para todos os aços muito 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 preaquecimento a uma temperatura mínima de 100°C, sempre que a espessura das partes a soldar for superior a 12mm, embora essa não seja uma exigência de norma (veja Item 4.8). A Tabela 4.1 (Cap.



Fig. 12.10 Sequência de soldagem por "passo peregrino".

4) mostra as exigências mínimas de prática corrente para o preaquecimento de soldas de aços-liga.

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, suportes 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 constituírem 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 de máquina de solda automática deve obrigatoriamente estampar na peça que soldar, e com intervalos determinados, uma marca individual para caracterizar o 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, como detalhado no item a seguir. Não somente os defeitos internos podem ser graves; 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 Fig. 12.11, tirada do livro *Theory and Design of Modern Pressure Vessels*, de J. F. Harvey, mostra as eficiências relativas de soldas de topo em V simples, com reforço removido e penetração total na raiz, com reforço excessivo, e sem penetração total na raiz, evidenciando a conseqüência desses defeitos.

Pelo fato de os 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

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 %

Fig. 12.11 Eficiência relativa de soldas de topo em V simples para a resistência à fadiga. Tirado do livro *Theory and Design of Modern Pressure Vessels*, de John F. Harvey.

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 AF-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 fornecem gráficos onde se obtém a tolerância em função do diâmetro, da espessura e do comprimento livre entre os anéis de reforço de vácuo.

Para esferas e para tampos conformados (elípticos, toriesféricos e hemisféricos), as normas citadas (parágrafos UG-81 e AF-135) permitem um desvio máximo em relação ao perfil teórico, de 1,25% do diâmetro, para o lado externo, e 0,625%, para o lado interno. Em qualquer caso, o raio da seção toroidal dos tampos toriesféricos e das transições cônicas não poderá ser inferior ao especificado.

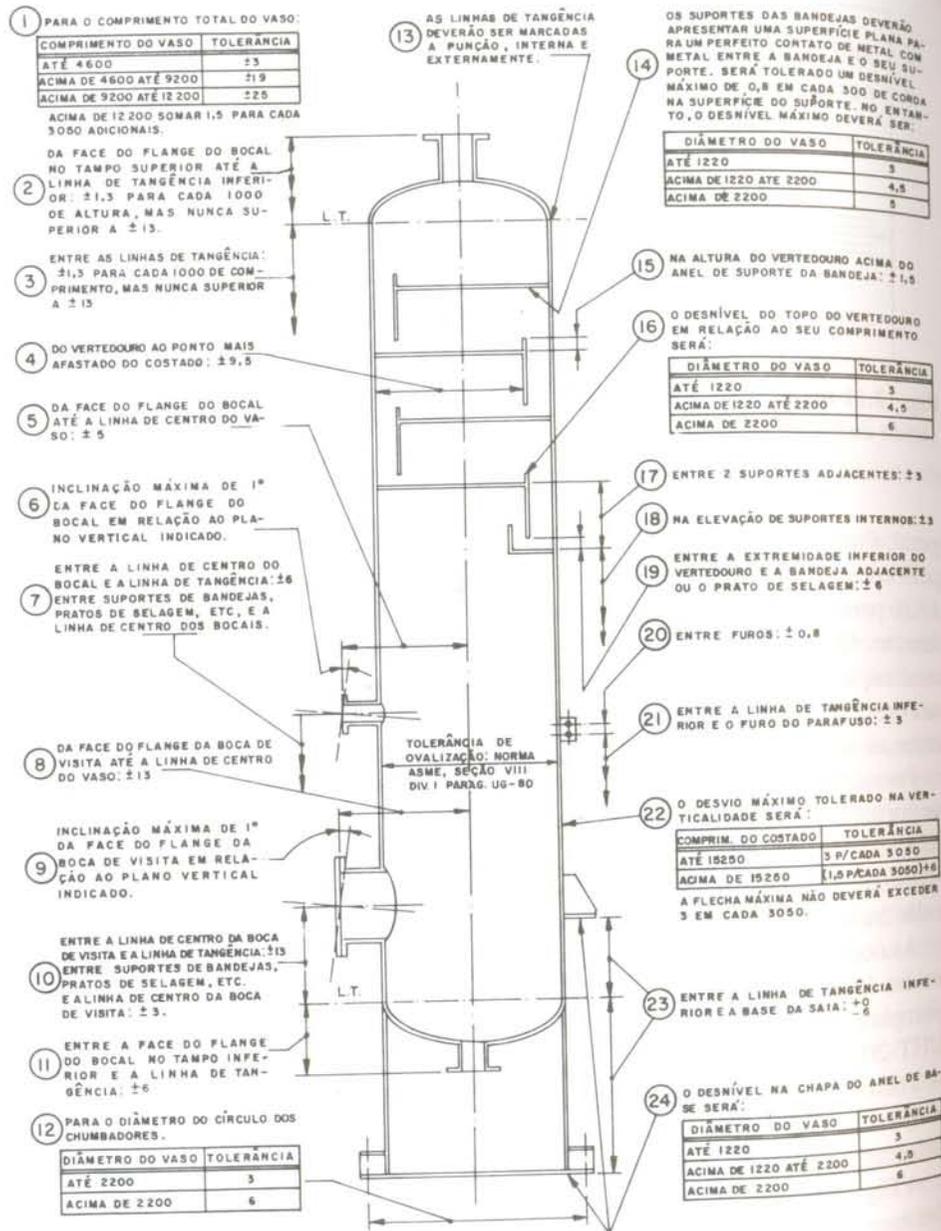
As normas estabelecem também tolerâncias máximas para o desalinhamento em soldas de topo (parágrafos UW-33 e AF-142), que variam com a espessura das chapas; para os aços de alta resistência essas tolerâncias são mais apertadas (parágrafo UHT-20).

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

A Fig. 12.12 mostra diversas tolerâncias dimensionais finais usualmente admitidas em vasos de pressão convencionais.

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 dos 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



NOTA: DIMENSÕES EM MILÍMETROS

Fig. 12.12 Tolerâncias dimensionais finais de fabricação de vasos de pressão. Da norma N-268, da Petrobrás. Cortesia de Petróleo Brasileiro S.A. — Petrobrás.

aplicam-se também às soldas no 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. Tratando-se de soldas de campo (veja Item 12.13), essa responsabilidade cabe ao montador.

## 12.8 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 ultra-som.

Qualquer que seja o método — ou os métodos — 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 cada 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, ultra-som, 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 particu-

lar 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 não radiografadas sejam permitidas, em alguns casos, 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 — em todos os vasos de pressão. A radiografia total — isto é, em toda extensão das soldas — é feita nos casos exigidos pelos materiais ou pelo serviço do vaso (veja Tabela 4.1, Cap. 4, e Item 7.8), ou quando se deseja adotar no cálculo a eficiência 1,00, para diminuir as espessuras de parede do vaso.

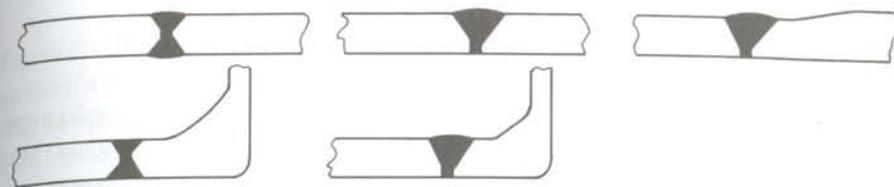
Quando é especificada radiografia total, deve-se cuidar para que o maior número possível de soldas seja facilmente radiografável; deve-se também, neste caso, realizar o exame com partículas magnéticas ou com líquido penetrante em toda a extensão das soldas para as quais a radiografia for impossível ou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

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

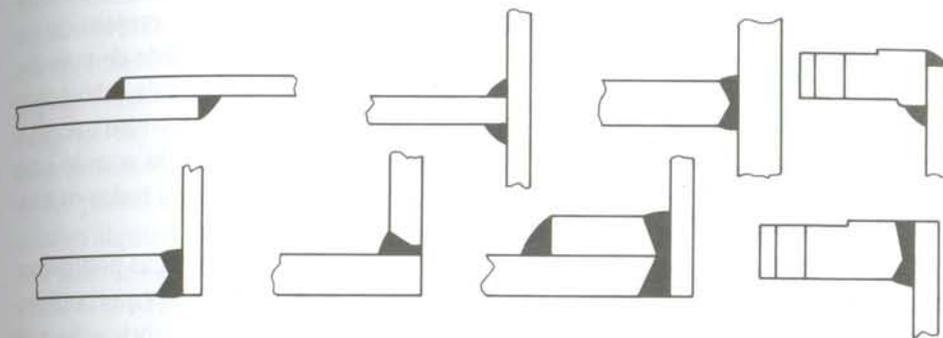
A Fig. 12.13 mostra exemplos de soldas facilmente radiografáveis ou não. Para espessuras superiores a 70-80mm, embora a radiografia seja possível, é difícil porque exige fontes especiais de radiação. Além desses casos, as radiografias também não são possíveis para as soldas em que não há espaço ou não há acesso para colocar e manter o chassis do filme radiográfico; as dimensões usuais dos chassis porta-filme são 100 × 230mm, ou 100 × 460mm.

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 defeitos bidimensionais (chamados de “defeitos planares”) são os mais graves, porque podem apresentar um nível muito elevado de tensões nas bordas do defeito, e resultar assim 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.



D) SOLDAS DE INTERPRETAÇÃO RADIOGRÁFICA FÁCIL



D) SOLDAS DE INTERPRETAÇÃO RADIOGRÁFICA DIFÍCIL OU FALHA

Fig. 12.13 Exemplos de soldas facilmente radiografáveis ou não.

O ultra-som é um processo mais sensível e mais moderno do que a radiografia, não havendo praticamente nenhum defeito significativo que possa passar despercebido; além disso, o ultra-som aplica-se muito bem a peças de grande espessura ou de geometria complicada. O emprego e interpretação do ultra-som são, entretanto, bem mais difíceis do que a radiografia, e por isso o seu uso é menos freqüente.

Tanto o exame radiográfico como o ultra-sônico 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 exames não-destrutivos de soldas em vasos de pressão, e contém diversas exigências, recomendações e detalhes específicos desses exames.

## 12.9 FABRICAÇÃO DE ACESSÓRIOS — USINAGEM

Para qualquer vaso de pressão haverá sempre necessidade de fabricação especial de acessórios, alguns fazendo parte da própria parede de pressão do vaso (bocais, bocas de visita ou de inspeção, reforços etc.), e outros não, tais como os suportes do vaso e os diversos acessórios internos ou externos, descritos nos Caps. 7 e 8.

Para os acessórios que integram a parede de pressão, a sua conformação e soldagem devem seguir todas as prescrições e exigências das normas de projeto de vasos, já referidas nos Itens 12.5 a 12.8. Para os acessórios fora da parede de pressão, a fabricação segue a rotina normal de trabalhos mecânico-estruturais, não sendo exigida a aplicação estrita das normas de projeto de vasos. Não é por isso necessário que todas as soldas sejam feitas por soldadores qualificados e de acordo com procedimentos também qualificados, nem são normalmente exigidos todos os exames não-destrutivos usuais para as soldas dos vasos.

Nos vasos de pressão convencionais, a maioria dos flanges são peças padronizadas, de linhas de fabricação normal de vários fabricantes, e por isso peças compradas prontas, para as quais não há geralmente nenhum trabalho de fabricação e de usinagem.

Como já referido no Cap. 7, o melhor sistema de fabricação de flanges é a construção forjada; aqui no Brasil só é possível o forjamento de flanges de aço até 10"-12" de diâmetro nominal. Para flanges de diâmetros maiores são possíveis as seguintes alternativas de fabricação, já citadas no Cap. 7:

— Flanges de pescoço:

- Fabricação a partir de barras laminadas de aço (de seção quadrada ou retangular), ou de barras cortadas, no sentido longitudinal, de chapas grossas. Pelo parágrafo 2-2, o código ASME, Seção VIII, Divisão 1, exige que as barras sejam conformadas em anel, as extremidades sejam soldadas a topo (para formar um anel fechado) e as faces da chapa original resultem paralelas ao eixo do flange acabado; não é necessário, entretanto, que a superfície original da chapa esteja presente no flange acabado. O anel formado é depois usinado para a obtenção do perfil do flange, devendo haver cuidadosa inspeção com líquido penetrante na região interna de junção do pescoço com o disco do flange. Deve haver inspeção radiográfica da solda e tratamento térmico, como exigido pelas normas, de acordo com o material e a espessura.

- Fabricação a partir de anéis de aço, sem costura, rolados e laminados a quente. Esses anéis são obtidos a partir de tarugos cilíndricos, e são depois usinados para conseguir o perfil do flange.

- Flanges de aço fundido, de acordo com as especificações ASTM A-216, A-217, A-182, ou equivalente. Esses flanges não são recomendados para ligação a tubulações externas ao vaso, sendo entretanto aceitáveis para bocas de visita, ligação entre casco e carretel de permutadores de calor, e outros flanges não sujeitos a carregamentos externos.

— Flanges sem pescoço (sobrepostos e do tipo anel):

Esses flanges podem ser fabricados por qualquer dos sistemas acima indicados, e também a partir de anéis, ou de segmentos circulares de anéis, recortados diretamente de chapas grossas. Os segmentos de anéis são soldados entre si para a formação de um anel completo, sendo o anel depois devidamente usinado.

A usinagem de flanges, espelhos, faces de assentamento de juntas e outras partes de ajustagem é feita normalmente em tornos de alta produção. A usinagem de espelhos e outras placas tubulares, que é a mais complicada, inclui o faceamento por ambos os lados, a abertura dos encaixes para as juntas, chicanas e chapas defletoras, e a abertura dos furos de passagem dos tubos com os respectivos rasgos de mandrilagem. Na montagem dos feixes tubulares de trocadores de calor e outros aparelhos congêneres, temos ainda o trabalho de mandrilagem dos tubos nos espelhos, feito com ferramentas especiais de expansão.

As partes usinadas são quase sempre soldadas depois da usinagem; por esse motivo alguns cuidados devem ser tomados para que a contração decorrente da solda não deforme as superfícies usinadas. Para os flanges tipo pescoço (WN), como a solda está bastante afastada da face usinada, esse problema geralmente não existe. Entretanto, com os flanges tipo sobreposto (SO) ou tipo de anel (*ring type*), a soldagem deve ser feita simetricamente e com contração livre para evitar possíveis deformações.

Com todos os acessórios que são soldados ao vaso é usual fazer-se, tanto quanto possível, a soldagem formando subconjuntos que serão então soldados ao vaso. Esse procedimento facilita a montagem e concorre para controlar as deformações devidas à solda.

## 12.10 TRATAMENTOS TÉRMICOS

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; serve também como um recurso de controle da corrosão sob tensão. O tempo durante o qual a peça deve ser mantida na temperatura máxima (tempo de encharcamento) não deve ser muito maior do que o necessário para conseguir uniformizar a temperatura em toda a peça, e portanto esse tempo será tanto maior quanto maior for a espessura da peça. Períodos muito longos de aquecimento podem causar fragilização do metal — pelo crescimento exagerado dos grãos —, e também severa descarbonetação superficial. No Item 4.3 e na Tabela 4.1, estão indicados os tempos de aquecimento, para o alívio de tensões, em função da espessura do material, para os aços-carbono e aços-liga, como exigido pelo código ASME, Seção VIII, Divisão 1.

A velocidade de resfriamento do material, a partir da temperatura máxima, é um fator muito importante em qualquer tratamento térmico. Exceto para o tratamento

de têmpera — para a obtenção de aços de alta resistência —, o resfriamento deve ser o mais lento possível e também o mais uniforme possível em toda a peça. Taxas muito desiguais de resfriamento poderão causar altas tensões residuais, empenos e trincas no material. Além dos casos exigidos pelas normas, o alívio de tensões é também geralmente exigido nos seguintes casos:

- Após a conformação a frio, nos casos já citados no Item 12.5.
- Em vasos para serviço de hidrogênio ou para serviços sujeitos à fratura frágil ou à corrosão sob tensão (exceto quando construídos de aços inoxidáveis austeníticos).

Tanto quanto possível os tratamentos térmicos devem ser feitos na fábrica, devendo-se evitar, ou reduzir ao mínimo, esses trabalhos feitos no campo. Quando na fábrica, o alívio de tensões é preferencialmente realizado, colocando-se o vaso completo (ou a parte completa do vaso) dentro de um 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, tanto quanto possível, a uniformidade do aquecimento e prevenir a ocorrência de fortes gradientes de temperatura em relação às regiões não aquecidas. O código ASME, Seção VIII, recomenda que seja evitada, em qualquer caso, 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 sistema 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 Fig. 12.14 mostra um grande forno para tratamento térmico de vasos de pressão.

Os vasos (ou as partes) de aços inoxidáveis austeníticos suscetíveis à sensitização não devem sofrer tratamentos térmicos, que podem sensibilizar o material prejudicando gravemente a resistência à corrosão; essa mesma ressalva aplica-se aos vasos com revestimentos anticorrosivos desses aços inoxidáveis. Os vasos que tenham revestimentos de tiras metálicas soldadas também não devem ser submetidos a nenhum tratamento térmico.

O alívio de tensões deve ser feito, em qualquer caso, somente depois de concluídos todos os trabalhos de conformação a frio e de soldagem (inclusive reparos de soldas), no vaso, ou na parte do vaso a ser tratada. Em outras palavras, após a execução do alívio de tensões não deve ser efetuada qualquer solda no vaso, inclusive

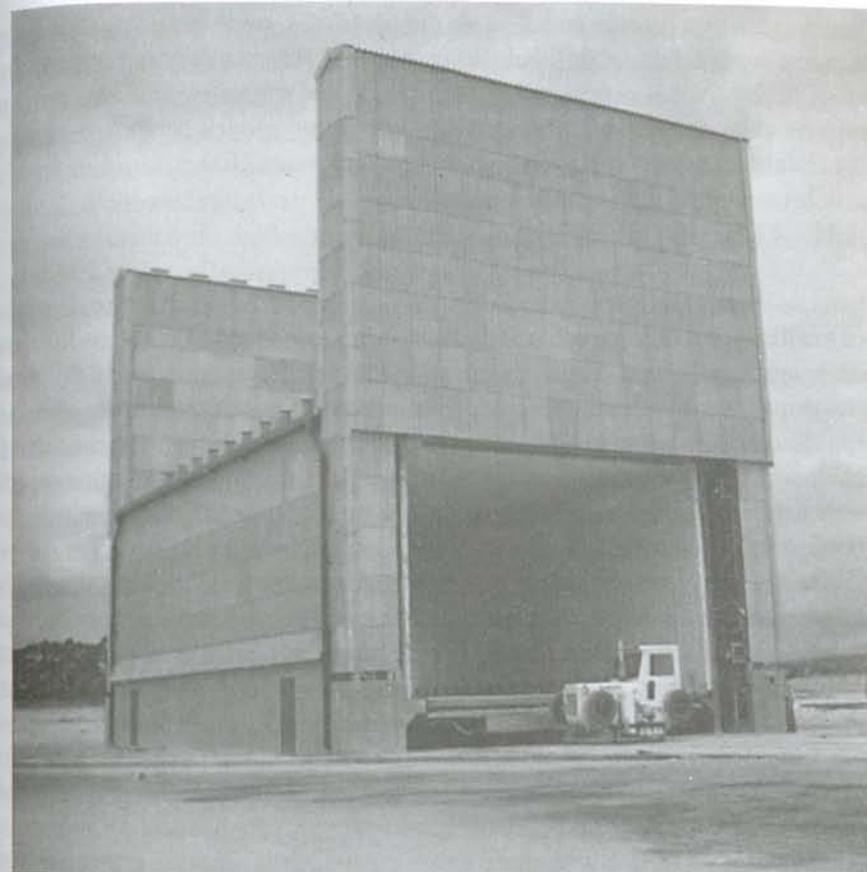


Fig. 12.14 Grande forno para tratamento térmico de vasos de pressão (compare-se com o tamanho do veículo). Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

as soldas pequenas ou 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, entretanto, ser reduzida ao mínimo indispensável, e sempre sob 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 plasticificação 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 do vaso, ou mesmo o colapso do vaso; se necessário, colocam-se escoramentos internos — não soldados — para prevenir esses efeitos.

## 12.11 TESTES 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, como já visto nos Itens 6.5 e 6.6.

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, entretanto, muito perigoso, porque a compressão do ar — ou de qualquer outro gás — 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 o lançamento de estilhaços do vaso às vezes a grande distância. Por esse motivo, essas alternativas, com 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 freqüentes:

— Vasos de grande volume, para gases, montados no campo, cujos suportes e fundações não resistam ao peso do vaso cheio de água. Note-se que nesse caso é mais comum e mais seguro superdimensionar os suportes e fundações, calculando-os para o 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; antes também da aplicação de revestimentos de tiras soldadas (veja Item 8.3).

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 (mandrilagem de tubos em espelhos, por exemplo), 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 tampos toriesféricos, transições de espessura, regiões em volta de bocais etc.

A água para o teste deve ser doce, limpa e neutra; o emprego de água salgada, salobra, poluída etc. pode causar graves problemas de corrosão, mesmo para materiais resistentes, devido à impossibilidade, que muitas vezes existe, 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 casos de vasos de aços inoxidáveis, pode ser necessário adicionar biocidas na água do teste, para o controle de algas, fungos, bactérias etc., 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 completamente 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, estando 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 a qualidade e condições da água constem claramente no projeto do vaso, para alertar a quem for realizar o teste hidrostático; é recomendável também que essas exigências figurem na placa de identificação do vaso.

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 choca-se, muitas vezes, com a necessidade que pode haver de manter-se o peso da água por algum tempo, para a observação de recalques de fundação, nos casos em que o teste é feito no campo, com o vaso sobre a sua base.

Para os trocadores de calor, cada um dos dois circuitos (lado do casco e lado dos tubos) deve ser testado separadamente, a maioria das vezes com valores diferentes de pressão. Na pressurização do casco, os espelhos devem ficar expostos, para ser possível a verificação da estanqueidade das ligações entre tubos e espelhos, devendo-se por isso, sempre que possível, desmontar a tampa do carretel (ou o próprio carretel). Para testar o espelho flutuante usa-se uma peça especial, que é o anel de teste; esse anel (Fig. 12.15) é aparafusado no flange do casco e preso externamente ao espelho flutuante por um engaxetamento.

As normas exigem que seja sempre feito um registro formal do teste hidrostático, onde devem constar a identificação do vaso de pressão, o fluido empregado, a

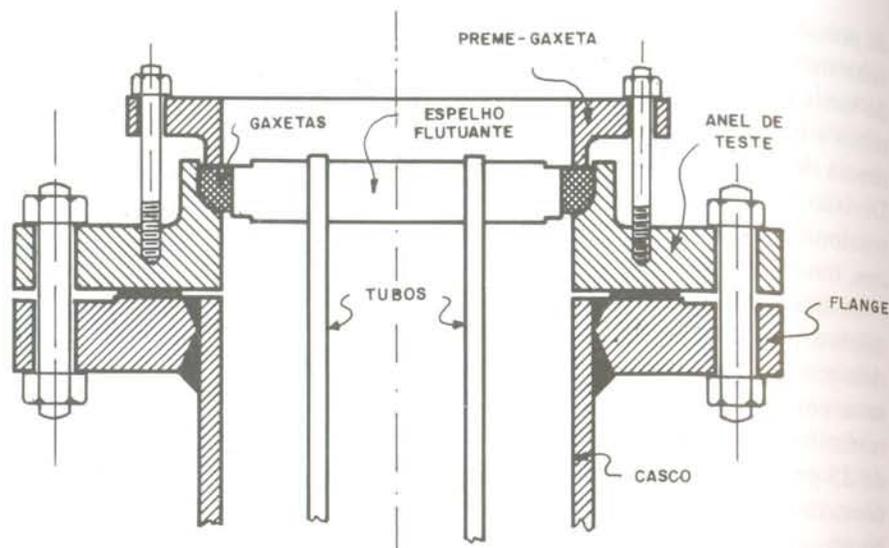


Fig. 12.15 Anel de teste para espelho flutuante de permutadores de calor. Da norma N-268, da Petrobrás. Cortesia de Petróleo Brasileiro S.A. — Petrobrás.

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, etc.; veja sobre esse assunto o parágrafo UG-99, do código ASME, Seção VIII, Divisão I.

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 adequados, como já foi descrito nos Itens 7.3 e 8.3. Os possíveis vazamentos nas soldas serão detectados passando-se espuma de sabão sobre as mesmas.

## 12.12 ACABAMENTOS E INSPEÇÃO FINAL DO VASO

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 ao metal branco. São também em geral exigidos diversos testes para comprovar a perfeição e continuidade do revestimento anticorrosivo (veja Item 8.4).

— Inspeção final do vaso, marcação do vaso e preparação para o transporte. Essa inspeção final é freqüentemente 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 em flanges e outras superfícies externas usinadas, fabricação de berços para o transporte, e outras providências para facilitar o manuseio ou de proteção contra danos.

## 12.13 TRABALHOS DE CAMPO

A maioria dos vasos de pressão sai pronta da fábrica, onde é feita toda a soldagem, bem como os exames não-destrutivos, tratamentos térmicos e teste de pressão. Para esses vasos, os trabalhos de campo resumem-se no transporte e na colocação do vaso sobre a sua base definitiva.

Para qualquer vaso de pressão deve ser feito o estudo do seu transporte — desde o local de fabricação — e do procedimento de levantamento de cargas para colocá-lo sobre a base, sendo que para vasos de dimensões ou de peso muito grandes, esse estudo é às vezes difícil e poderá ser uma das etapas importantes do trabalho glo-

bal de projeto e de fabricação do vaso. O estudo é feito basicamente em função da disponibilidade e capacidade de veículos de transporte, dos gabaritos (altura máxima e largura máxima) e limitações de peso para a passagem em ruas, estradas, pontes, viadutos e túneis — inclusive sob pontes e viadutos —, e da disponibilidade e capacidade dos equipamentos de levantamento e movimentação de cargas no local de instalação do vaso. A intenção geral desse estudo é conseguir, sempre que possível, o transporte e movimentação do vaso inteiro, da maneira mais econômica. Por esse motivo, em muitos casos, devem ser consideradas, avaliadas e comparadas várias alternativas de trajeto e de meios de transporte e de levantamento de cargas. Quando for técnica ou economicamente inviável transportar e/ou movimentar o vaso inteiro, o mesmo terá de ser fabricado dividido em seções, para a montagem e soldagem no campo. Essa divisão, que deve ser prevista desde o projeto, deve ser feita de forma que as soldas de campo sejam, tanto quanto possível, no menor número e extensão, facilmente executáveis, e de preferência sem exigência de tratamento térmico. As linhas de corte devem portanto evitar regiões de grande espessura (que exigem alívio de tensões), regiões de chapa cladeada, soldas dissimilares e outras soldas difíceis. Na Fig. 12.16 vê-se a manobra de colocação da parte superior de um grande vaso de pressão montado no campo.

Em qualquer caso, antes de assentar-se o vaso sobre a base, deve ser feita uma cuidadosa verificação do nivelamento da base e do estado e localização exata dos parafusos chumbadores. Essa verificação exige precisão milimétrica, devendo-se empregar instrumentos de topografia e gabaritos com a posição dos chumbadores. Caso necessário, devem ser utilizados calços de chapa de aço para corrigir o nivelamento.

Para os vasos que tenham montagem e soldagem no campo deve ser previsto um amplo espaço, adjacente e em volta da base do vaso, para permitir o recebimento das seções do vaso, as submontagens, e para a movimentação de veículos e de máquinas de levantamento de cargas. A seqüência de soldagem deve ser estudada de forma a minimizar as distorções, como já foi visto no Item 12.6, sendo as submontagens bastante convenientes para esse fim.

As soldas de campo, inclusive seus exames não-destrutivos e reparos, devem ser feitas com os mesmos cuidados das soldas de fábrica, aplicando-se também a essas soldas todas as exigências e recomendações referidas nos Itens 12.6 a 12.8. Tratando-se de soldas muito extensas, difíceis, ou em vasos de alta responsabilidade, é conveniente até que as exigências de qualificação de soldadores, operadores, procedimentos etc., bem como de exames não-destrutivos sejam mais severas, pelo fato de essas soldas serem geralmente feitas em condições menos favoráveis do que as soldas de fábrica.

Nenhuma solda deve ser feita debaixo de chuva, de nevoeiro, de neve, ou de vento forte. Quando a temperatura do metal a soldar estiver abaixo de 10°C, convém que sejam empregados eletrodos de baixo hidrogênio e realizado um preaquecimento na região das soldas.

O tratamento térmico de alívio de tensões pode ser parcial, isto é, somente de algumas soldas, ou pode ser do vaso completo. O primeiro sistema é usado para os vasos recebidos em algumas poucas seções pré-fabricadas, sendo neste caso trata-

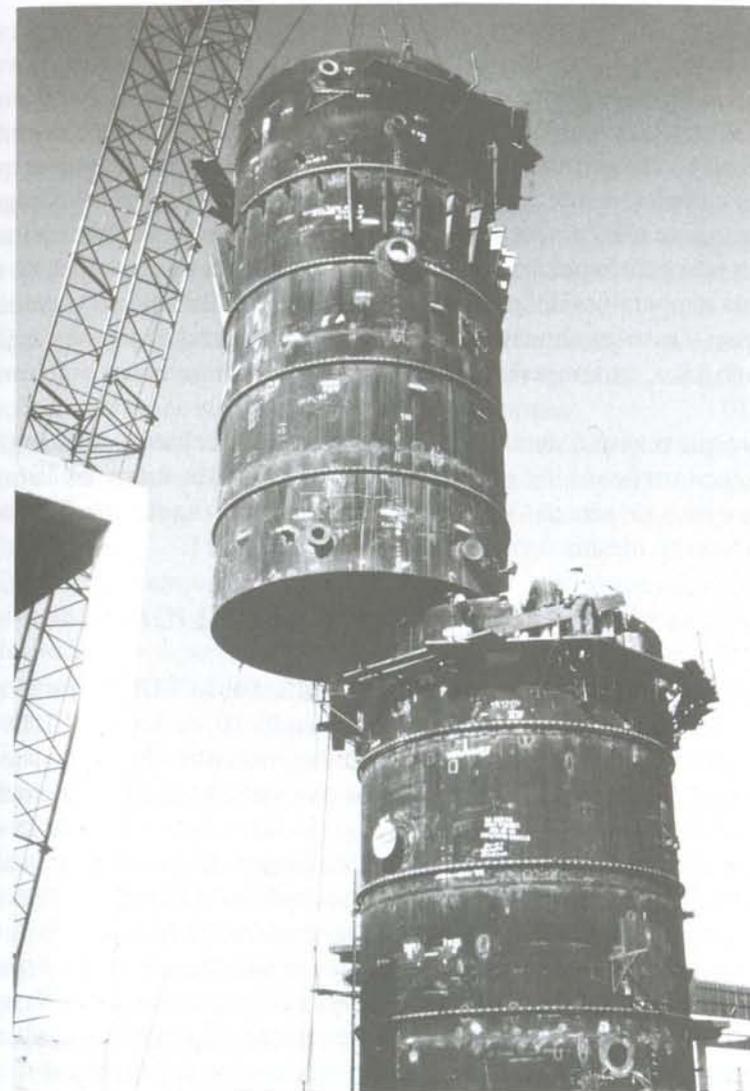


Fig. 12.16 Montagem no campo de um grande vaso de pressão: colocação da seção superior de uma torre da Refinaria do Vale do Paraíba. Cortesia de CONFAB Industrial S.A.

das termicamente no campo somente as soldas de ligação dessas seções entre si, que necessitem de tratamento. Faz-se o alívio de tensões no vaso completo para os vasos recebidos em muitas partes, para os quais todas (ou quase todas) as soldas são feitas no campo, sendo esse o caso, por exemplo, das esferas de armazenagem de gases liquefeitos recebidas no campo em gomos separados. O tratamento parcial é feito pelo aquecimento local, por meio de maçaricos ou de resistência elétrica, com os cuidados já referidos no Item 12.10.

O tratamento no campo do vaso completo — ou de grandes seções do vaso — é feito, via de regra, colocando-se um ou mais maçaricos no interior do vaso. Para isso é necessário — e deve ser previsto no projeto — um bocal ou boca de visita, com o diâmetro mínimo de 20", situado no ponto mais inferior do vaso. O código ASME, Seção VIII, permite esse sistema de tratamento, exigindo porém que o vaso seja antes completamente recoberto por isolamento térmico para homogeneizar a temperatura, que não haja incidência direta de chama sobre qualquer parte do vaso e que a pressão gerada pelos gases dos maçaricos não ultrapasse a metade da *PMTA* do vaso na temperatura de tratamento. Para qualquer tratamento térmico feito no campo, com o vaso geralmente sobre a sua base, é necessária a verificação da estabilidade do vaso, na temperatura máxima do tratamento, como já foi referido no Item 12.10.

Sempre que o vaso é montado no campo, ou é feita alguma soldagem ou outro trabalho que interfira — ou possa interferir — com a sua estanqueidade, deve ser realizado o teste de pressão, ou repetido o teste já feito na fábrica. Esse teste deve ser executado da mesma forma já descrita no Item 12.11.

## 12.14 SISTEMA DE CONTROLE DA QUALIDADE

A partir da edição de 1977 do código ASME, Seção VIII, foram introduzidos apêndices de uso obrigatório (*Mandatory Appendix 10*, da 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 da 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.

De acordo com o código ASME, Seção VIII, Divisão 1 (parágrafo UG-91), denomina-se de "inspetor" uma pessoa de um órgão público, companhia de seguros, ou de uma firma ou agência de inspeção, habilitada a realizar inspeções em vasos de pressão; não poderá ser um empregado do fabricante ou do montador.<sup>3</sup> É exigência do código (parágrafo UG-92, da Divisão 1) que o inspetor tenha livre acesso a todas as dependências da fábrica relacionadas com a fabricação do vaso.

<sup>3</sup>A norma internacional "ISO", para vasos de pressão, exige formalmente que o inspetor seja independente do fabricante (ou do montador) e também do comprador do vaso, não podendo ser empregado ou subordinado a nenhum desses. É feita, entretanto, uma exceção para vasos de pressão adquiridos por órgãos governamentais, podendo, nesse caso, o inspetor pertencer ao próprio Governo.

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 da 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 soldados 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.

As exigências acima listadas referem-se não somente aos trabalhos de oficina, como também aos trabalhos de campo — quando existentes —, substituindo-se, neste caso, a palavra “fabricante” por “montador”.

## Bibliografia

- ARAUJO FILHO, Heitor Augusto de. *Vasos de Pressão Horizontais*. Simpósio Brasileiro de Tubulações e Vasos de Pressão. Rio de Janeiro, 1980.
- BAKER, KOVALEWSKY & RISK. *Structural Analysis of Shells*. Robert Krieger Publishing Co. Malabar, Flórida, 1986.
- BARROS, Stênio Monteiro de. *Soldagem*. Petrobrás — Petróleo Brasileiro S.A. Sedes/CENSUD. Rio de Janeiro.
- BEDNAR, Henry H. *Pressure Vessels Design Handbook*. Van Nostrand Reinhold Co. New York, 1981.
- BICKEL, M.B. & RUIZ RUBIO, Carlos. *Pressure Vessels Design and Analysis*. MacMillan. Londres, 1967.
- BRITISH STANDARD INSTITUTION. Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels — BS-5500. Londres, 1976.
- BROWNELL, Lloyd E. & YOUNG, Edwin H. *Process Equipment Design — Vessel Design*. John Wiley & Sons Inc. New York, 1959.
- CHUSE, Robert. *Pressure Vessels — The ASME Code Simplified*. McGraw-Hill Book Co. New York, 1977.
- DENSMORE, R.H. These Factors Affect Exchangers Cost. *Revista Petroleum Refiner*. Houston, set. 1959.
- FANARATIS, John P. & BEVEVINO, James W. Designing Shell and Tubes Heat Exchangers. *Revista Chemical Engineering*. New York, jul. 1976.
- GUTTERMAN, G. Specify the Right Heat Exchanger. *Revista Hydrocarbon Processing*. Houston, abr. 1980.
- HARVEY, John F. *Theory and Design of Modern Pressure Vessels*. Van Nostrand Reinhold Co. New York, 1974.
- HEINZE, A.J. Pressure Vessel Design for Process Engineers. *Revista Hydrocarbon Processing*. Houston, maio 1979.
- JAWARD, Maan & FARR, James. *Structural Analysis and Design of Process Equipment*. John Wiley & Sons Inc. New York, 1989.

- KARCHER, G.G. & ECOFF Jr., R.A. Recent Advances in the ASME Sec. VIII, Div. 1 and Div. 2 — Pressure Vessels Code. *Journal of Pressure Vessels Technology*. New York, fev. 1981.
- MACCARY, Raymond R. How to Select Pressure Vessel Size. *Revista Chemical Engineering*. New York, out. 1960.
- MEGYESY, Eugene F. *Pressure Vessels Handbook*. Pressure Vessels Handbook Publishing Inc. Tulsa, 1977.
- NICHOLS, R.W. *Pressure Vessels Engineering Technology*. Elsevier Publishing Co. Ltd. Londres, 1971.
- REVISTA HYDROCARBON PROCESSING. *Worldwide Pressure Vessel Code*. Houston, dez. 1978.
- RUIZ RUBIO, Carlos. *Proyecto y Construcción de Recipientes a Presión*. Urmo S.A. Ediciones, Bilbao, 1976.
- SCHWIEGER, Robert. Heat Exchangers — Special Report. *Revista Power*. New York, jun. 1970.
- SILVA, Adelino Carlos Leandro da. *Vasos de Pressão — Teoria*. Petrobrás — Petróleo Brasileiro S.A. Sedes/CEN-SUD. Rio de Janeiro.
- SILVEIRA, José Paulo & BARROS, Stênio Monteiro de. *Tensões residuais e deformações em soldagens*. Petrobrás—Petróleo Brasileiro S.A. Diven/SEN-RIO. Rio de Janeiro.
- SILVEIRA, Leonardo Toledo da. *Permutadores de Calor*. Petrobrás—Petróleo Brasileiro S.A. Diven/SEN-RIO. Rio de Janeiro.
- SMOLEN, Alfred M. & MASE, John R. ASME Pressure Vessel Code: Which Division to Choose? *Revista Chemical Engineering*. New York, jan. 1982.
- SYNDICAT NATIONAL DE LA CHAUDRONNERIE, TÔLERIE ET TUYAUTERIE INDUSTRIELLE. *Construction des Appareils a Pression. Règles de Calcul*. Paris.
- TELLES, Pedro C. da Silva. *Materiais para Equipamentos de Processo*. Editora Interciência. 5.ª ed. Rio de Janeiro, 1989.
- TELLES, Pedro C. da Silva. *Tubulações Industriais — Materiais, Projeto, Montagem*. LTC — Livros Técnicos e Científicos Editora — 10.ª edição Rio de Janeiro, 2001.
- & BARROS, Darcy G. de Paula. *Tabelas e Gráficos para Projetos de Tubulações*. Editora Interciência. 5. ed. Rio de Janeiro, 1991.
- THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME Boiler and Pressure Vessels Code — Alternative Rules for Pressure Vessels — Sec. VIII — Div. 2*. New York, 1989.
- . *Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for design by analysis in Sections III and VIII, Div. 2*. New York, 1969.
- . *Design Criteria of Boiler and Pressure Vessel*. New York, 1977.
- . *Vasos de Pressão — Seção VIII — Divisão 1* (Tradução patrocinada pelo Instituto Brasileiro de Petróleo. 2 v.). Rio de Janeiro, 1986.
- WELDING RESEARCH COUNCIL. *Stress in Spherical and Cylindrical Shells due to Extended Loading*. Boletins 107 e 297. New York.

WEYMUELLER, Carl R. *Welding the Clad Steels*. *Revista Welding Design & Fabrication*. New York, mar. 1979.

## Normas Técnicas da Petrobrás

- N-253 Projeto de Vasos de Pressão
- N-266 Apresentação de Projetos de Vasos de Pressão
- N-268 Fabricação de Vasos de Pressão
- N-269 Montagem de Vasos de Pressão
- N-466 Projeto Mecânico e Trocadores de Calor de Casco e Tubos
- N-1210 Materiais para Equipamentos de Caldeiraria
- N-1492 Folha de Dados de Trocadores de Calor
- N-1281 Projeto de Esferas de Armazenagem de Gases
- N-1500 Folha de Dados de Vasos de Pressão
- N-1520 Folha de Dados de Esferas para Armazenagem de Gases
- N-1586 Folha de Dados de Resfriadores a Ar
- N-1704 Vasos de Pressão para Serviço com Hidrogênio
- N-1705 Vasos de Pressão para Serviço com Cásticos
- N-1706 Vasos de Pressão para Serviços Sujeitos à Corrosão sob Tensão
- N-1707 Vasos de Pressão com Revestimentos de Aços Inoxidáveis e Ligas de Níquel
- N-1734 Trocadores de Calor para Água Salgada
- N-1853 Projeto Mecânico de Resfriadores a Ar
- N-2012 Detalhes de Bocais de Vasos de Pressão
- N-2013 Detalhes de Suportes para Vasos de Pressão Horizontais
- N-2014 Suportes para Vasos de Pressão Verticais
- N-2049 Acessórios Internos em Vasos de Pressão
- N-2054 Acessórios Externos em Vasos de Pressão

# Índice Alfabético

## A

Aberturas nos vasos de pressão, 117  
 - exigências do Código ASME, Seção VIII, 118, 119  
 - reforços nas, 120  
 Acabamento dos vasos, 288  
 Acessórios em vasos de pressão  
 - externos, 161  
 - disposição geral, 166  
 - fabricação de, 282  
 - internos, 150  
 Aço(s)  
 - carbono, 52  
 - acalmados e efervescentes, 53  
 - dimensões e pesos de chapas e de tubos, 64  
 - especificações, 61  
 - limites de carbono, 52  
 - limites de temperatura, 53, 54  
 - resistência mecânica, 53  
 - tratamentos térmicos, 54  
 - inoxidáveis, 58  
 - austeníticos, 58  
 - - sensibilização, 58, 60  
 - composição química, 59  
 - emprego dos, 58, 60  
 - especificações, 63  
 - ferríticos, 61  
 - limites de temperatura, 59  
 - martensíticos, 61  
 - recomendações de emprego quanto à corrosão intergranular, 60  
 - tipos principais, 58  
 - liga, 54, 56  
 - emprego dos, 55  
 - especificações, 61  
 - Mn, 56  
 - Mo e Cr- Mo, 56, 57  
 - Ni, 56  
 Air coolers (veja Resfriadores a ar)  
 Alívio de pressão, dispositivos de, 164  
 Alumínio e ligas de, 68  
 Anéis  
 - de reforço de vácuo, 161  
 - cálculo (Código ASME, Seção VIII, Div. 1), 240  
 - de suporte de peças internas, 153

## B

Bandejas para vasos de pressão, 151  
 Berços de suporte, 148  
 Bocais para vasos de pressão, 124  
 - com revestimento de concreto, 186

- com revestimentos não-metálicos, 184  
 - de construção cladeada, 177  
 - em vasos com camisa externa, 191  
 - flanges para, 130  
 - localização, 167  
 - sistemas construtivos, 125  
 Bocas de visita e de inspeção, 127  
 - diâmetros usuais, 128  
 - exigências do Código ASME, Seção VIII, 127  
 - localização das, 169  
 - flanges para, 128

## C

Calandragem de chapas, 265  
 Cálculo (s)  
 - de vasos de pressão (Código ASME, Seção VIII, Div. 1), 214-247  
 - - anéis de reforço de vácuo, 240  
 - - cascos cilíndricos para pressão externa, 231  
 - - cascos cilíndricos para pressão interna, 214  
 - - cascos esféricos para pressão externa, 236  
 - - cascos esféricos para pressão interna, 222  
 - - prático dos anéis de reforço em aberturas, 246  
 - - tampos e transições cônicas para pressão externa, 238  
 - - tampos e transições cônicas para pressão interna, 226  
 - - tampos elípticos para pressão externa, 237  
 - - tampos elípticos para pressão interna, 223  
 - - tampos em calota esférica, aparafusados, 242  
 - - tampos planos, 230  
 - - tampos torisféricos para pressão externa, 237  
 - - tampos torisféricos para pressão interna, 224  
 - mecânico de trocadores de calor (Norma TEMA), 248-257  
 - - casco e carretel, 249  
 - - espelhos, 253  
 - - feixe tubular, 252  
 - - tampa do carretel, 256  
 Calota esférica (tampos) — Cálculo pelo Código ASME, Seção VIII, Div. 1, 242  
 Camisa externa em vasos de pressão, 189  
 Cargas que atuam em vasos de pressão, 112  
 - combinação de cargas, tensões e espessuras, 113  
 Carretel de trocadores de calor, 19  
 - cálculo mecânico pela norma TEMA, 249  
 Cascos em vasos de pressão, 7  
 Cerâmica (revestimentos de), 185  
 Chapas cladeadas (vasos de), 173  
 - solda em chapas cladeadas, 174  
 Chapas de aço  
 - conformação, 265  
 - corte, 263  
 - dimensões e pesos, 64

- reparação de defeitos, 262  
 - traçagem, 263  
 Cilindros  
 - cálculo para pressão externa, 231  
 - cálculo para pressão interna, 214  
 Cobre e ligas, 65  
 Código ASME, Seção VIII  
 - aberturas em vasos de pressão, 118, 119  
 - bocas de visita e de inspeção, 127  
 - bordas de chapas (exame e preparação de), 264  
 - cálculo  
 - - de anéis de reforço de vácuo, 240  
 - - de cascos cilíndricos para pressão externa, 231  
 - - de cascos cilíndricos para pressão interna, 214  
 - - de cascos esféricos para pressão externa, 236  
 - - de cascos esféricos para pressão interna, 222  
 - - de tampos e transições cônicas para pressão externa, 238  
 - - de tampos e transições cônicas para pressão interna, 226  
 - - de tampos elípticos e torisféricos para pressão externa, 237  
 - - de tampos elípticos para pressão interna, 223  
 - - de tampos em calota esférica, aparafusados, 242  
 - - de tampos planos, 230  
 - - de tampos torisféricos para pressão interna, 224  
 - - de vasos de pressão, pela Divisão 1, 214  
 - - do reforço em aberturas, 241  
 - - prático dos anéis de reforço em aberturas, 246  
 - - camisa externa, 191  
 - - coeficientes de eficiência de soldas, 220  
 - - conformação a frio, 269  
 - - corte de chapas, 264  
 - - dispositivos de alívio de pressão, 164  
 - - espessuras mínimas, 18  
 - - fabricação de flanges, 282  
 - - flanges, 131  
 - - inspeção radiográfica, 280  
 - - ligação cone-cilindro, 13  
 - - marcação de chapas, 263  
 - - marcação de soldas, 276  
 - - materiais para vasos de pressão, 48  
 - - materiais de soldagem, 274  
 - - origem do, 84  
 - - partes do Código ASME, 85  
 - - pressão de abertura de válvulas de segurança, 106  
 - - pressão de projeto, 106  
 - - pressão de teste hidrostático, 109  
 - - pressão máxima de trabalho admissível, 107  
 - - qualificação de procedimentos de soldagem, e de soldadores e operadores, 271  
 - - reforços em aberturas, 120  
 - - reparação de defeitos em chapas, 262  
 - - responsabilidade sobre a soldagem, 279  
 - - sistema de controle da qualidade, 292  
 - - soldas, 136  
 - - tampos torisféricos, 10  
 - - tensões admissíveis para aços-carbono e aços-liga, 216  
 - - tolerâncias dimensionais, 277  
 - - transições de espessura, 16  
 - - tratamentos térmicos dos aços-carbono e dos aços-liga, 54, 57  
 Coeficientes de segurança, 86  
 - fatores de influência, 87  
 Colunas de suporte de vasos, 148  
 Comprimento entre tangentes, 9  
 Concreto (revestimento de), 185  
 - armação para, 186  
 Conformação de chapas, 265  
 Corrosão  
 - intergranular (recomendações para aços inoxidáveis), 60  
 - margem para, 17  
 - vasos para serviços corrosivos, 191  
 Corrosion allowance (veja Margem para corrosão)  
 Corte de chapas de aço, 263  
 Criogênicas (temperaturas), materiais para, 75

## D

Desenhos de vasos de pressão, 197-213  
 - de detalhes, 210  
 - de detalhes de soldagem, 208  
 - de fabricação, 206  
 - de processo, 200  
 - folhas de dados, 198  
 - mecânicos, 202  
 - tipos de desenhos, 197, 208  
 Distribuidores internos, 151  
 Drenos, 168

## E

Elípticos (tampos), 9, 223, 237  
 - "falsa elipse", 10  
 Encurvamento de tubos, 268  
 Equipamentos de processo, 1  
 Escadas em vasos de pressão, 169  
 Esferas, 8  
 - cálculo para pressão externa, 236  
 - cálculo para pressão interna, 222  
 Espelhos, cálculo pela norma TEMA, 253  
 Espessuras  
 - de cascos e de tampos, 17  
 - mínima estrutural, 17  
 - mínimas exigidas (Código ASME, Seção VIII), 18  
 - transições de espessura, 16  
 Exames não-destrutivos de soldas, 279

## F

Fabricação (veja também "Montagem" e "Solda")  
 - acabamento e inspeção final dos vasos, 288  
 - conformação de chapas, 265  
 - corte de chapas, 263  
 - de acessórios, 282  
 - de flanges, 131, 282  
 - de tampos, 30  
 - desenhos de, 206  
 - etapas de fabricação e montagem, 258  
 - exames não-destrutivos das soldas, 279  
 - preparação para a soldagem, 270  
 - projeto para a, 41  
 - sistema de controle da qualidade, 292  
 - soldagem de vasos de pressão, 272  
 - testes de estanqueidade, 286  
 - tolerâncias de montagem, 276  
 - trabalhos com a matéria-prima, 260  
 - trabalhos de campo, 289  
 - traçagem, 263  
 - tratamentos térmicos, 283  
 Faces de flanges, 130  
 "Falsa elipse", 10  
 Feixe tubular  
 - arranjo de tubos, 156  
 - cálculo mecânico (norma TEMA), 252  
 - desmontagem, 157  
 - detalhamento, 154  
 - diâmetros e espessuras de tubos, 156  
 - espelhos, 253  
 - exigências da norma TEMA, 158  
 - fixação de tubos nos espelhos, 154  
 Flanges  
 - classes de pressão, 132  
 - exigências do Código ASME, Seção VIII, 132  
 - fabricação de, 131, 282  
 - faces de, 134  
 - juntas para, 134  
 - parafusos para, 134

- tipos de, 130
- Folhas de dados, 198
- para trocadores de calor, 200
- para resfriadores a ar, 200
- Forjados integrais (vasos de pressão), 31
- Formatos dos vasos de pressão, 7

**G**

- Gases liquefeitos
- esferas para, 8
- vasos para, 195
- Grades internas, 151

**H**

- Hemisféricos (tampos), 11
- Hidrogênio (serviço com)
- materiais para, 77
- vasos para, 194
- Hidroestático (teste)
- execução, 286
- em trocadores de calor, 287
- natureza e finalidade, 109
- pressão de, 109

**I**

- Identificação de materiais, 261
- Inspeção
- de soldas, 208
- final do vaso, 288
- métodos de, 279
- radiográfica, 280
- Internas (peças), 150, 154
- anéis de suporte, 153
- bandejas, 151
- fixação de, 151, 154
- em trocadores de calor, 154
- grades, 151
- principais tipos, 151
- projeto de, 38
- Isolamento térmico
- suportes de, 161

**J**

- Juntas para flanges, 134

**L**

- Limitação da quantidade de carbono nos aços, 53
- Limites de temperatura
- para aços-carbono, 53
- para aços inoxidáveis, 59
- para aços-liga Mo e Cr-Mo, 70

**M**

- Margem para corrosão, 17
- Matéria-prima, trabalhos preparatórios com a, 260
- Materiais para vasos de pressão, 46-80
- critérios de especificação da norma N-253 da Petrobrás, 79
- Especificações de material, 47
- fatores de influência para a seleção de, 48
- para baixas temperaturas, 71
- para revestimentos internos, 47, 75
- para serviço com hidrogênio, 77
- para temperaturas elevadas, 70

- plásticos reforçados, 69
- seleção de, 48
- Mecânico (projeto de vasos de pressão), 36
- desenhos, 202
- Metais não-ferrosos, 65
- Montagem de vasos de pressão (veja também "Fabricação")
- no campo, 289
- tolerâncias dimensionais, 276
- Multifolheados (vasos de pressão), 31

**N**

- Níquel e ligas de níquel, 68
- Normas de projeto de vasos de pressão
- Código ASME (veja este título)
- Código ASME, Seção VIII, Divisão 1, 97
- Código ASME, Seção VIII, Divisão 2, 99
- comentários sobre as normas, 82
- natureza e finalidades das normas, 81
- norma alemã, A. D. Merkblatt, 102
- norma inglesa B.S. 5500, 101
- principais normas, 85
- resumo histórico, 83
- TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association), 25, 158, 248
- Nozzles (veja bocais)

**O**

- Operação
- pressão de, 104
- temperatura de, 104

**P**

- Parafusos para flanges, 134
- Parede de pressão, 3
- Placa de identificação, 163
- Plásticos (materiais), 69
- revestimentos internos de, 183
- Plataformas para vasos de pressão, 167
- Prensagem de chapas, 266
- Pressão
- de abertura de válvula de segurança, 107
- de operação, 104
- de operação, de teste, e máxima de trabalho admissível, comparação entre, 110
- de projeto, 105
- de teste hidrostático, 109
- dispositivos de alívio de, 164
- diversos conceitos de, 104
- máxima de trabalho admissível, 107
- temperatura de projeto, e, 105
- Processo
- desenhos de, 200
- equipamentos de, 1
- indústrias de, 1
- projeto de, 35
- Projeto de vasos de pressão (veja também "Cálculo")
- acompanhamento do, 38
- dados de processo, 34
- dados gerais de projeto, 33
- etapas do projeto, 33
- generalidades sobre, 5
- informações recebidas e transmitidas para o projeto, 211
- interdependência entre o projeto de um vaso de pressão e o projeto global de uma instalação, 209
- normas de projeto, 85
- pressão de projeto, 105
- projeto para fabricação, 41
- projeto de peças internas, 38

- projeto de processo, 35
- projeto mecânico, 36
- projeto térmico, 36
- temperatura de projeto, 105
- rotinas de projeto e de construção, 43

**Q**

- Qualificação de procedimentos de soldagem e de soldadores e de operadores, 271

**R**

- Radiografia de soldas, 280
- Rebordeamento de chapas, 266
- Reforços em aberturas, 120
- cálculo (Código ASME, Seção VIII, Div. 1), 241
- exigências do Código ASME, Seção VIII, Div. 1, 122, 123, 124
- tipos de reforços, 122
- Reforços na ligação cone-cilindro, 13
- exigências do Código ASME, Seção VIII, Div. 1, 13
- Relaxamento espontâneo (tensões secundárias), 93
- Reparação de defeitos em chapas, 262
- Resfriadores a ar, 23
- folhas de dados, 200
- Respiros em vasos de pressão, 169
- Revestimentos internos,
- chapas cladeadas, 173
- de concreto e de cerâmica, 185
- de tiras soldadas, 180
- materiais para, 47, 75
- não-metálicos, 182
- por deposição de solda, 182

**S**

- Saia de suporte para vasos de pressão, 145
- Seleção de materiais, 48
- Seleção de tipos de trocadores de calor, 26
- Shakedown (veja Relaxamento espontâneo)
- Sensitização de aços inoxidáveis, 60
- Sistema de controle da qualidade, 292
- Soldagem (veja Soldas)
- Soldas em vasos de pressão, 136
- chanfros para solda, 136
- coeficientes de eficiência de (Código ASME, Seção VIII, Div. 1), 220
- de campo, 290
- deformações e contrações, 142
- desenhos de detalhes de soldagem, 208
- dispositivos auxiliares de soldagem, 271
- dissimilares, 144
- em cascos e tampos, 137
- em chapas cladeadas, 174
- entre cascos e bocais, 137
- entre cascos e espelhos ou tampos planos, 137
- entre corpos cilíndricos, 137
- entre pescocoços e flanges, 138
- exames não-destrutivos, 279
- execução da, 274
- exigências do Código ASME, Seção VIII, Div. 1, 136, 137, 140, 142, 144, 270, 271, 272, 274, 276, 277, 279, 280, 281
- facilmente radiografáveis ou não, 280
- localização das, 144
- posição de soldas em tampos, 30
- processos de soldagem, 273
- qualificação de procedimentos de soldagem e de soldadores e operadores, 271
- revestimento por deposição de solda, 182

- seqüência de soldagem, 271
- tratamentos térmicos, 275
- Suportes de isolamento térmico, 161
- Suportes de vasos de pressão, 145
- de colunas ou sapatas, 148
- de saias, 145
- para vasos horizontais, 148
- para vasos verticais, 145

**T**

- Tampos para vasos de pressão
- cônicos (e transições), 11, 13
- cálculo (Código ASME, Seção VIII), 226, 238
- elípticos, 9
- cálculo (Código ASME, Seção VIII), 223, 237
- exigências do Código ASME, Seção VIII, 10, 11, 13
- fabricação, 266
- hemisféricos, 11, 236
- cálculo (Código ASME, Seção VIII), 222
- localização das soldas, 30
- planos, 12
- cálculos (Código ASME, Seção VIII), 230
- reforços na ligação cone-cilindro, 13, 227
- tipos de tampos, 9
- torresféricos, 9
- cálculo (Código ASME, Seção VIII), 224, 237
- TEMA (Tubular Exchangers Manufacturers Association)
- cálculo da tampa do carretel, 256
- cálculo dos espelhos, 253
- cálculo mecânico de trocadores de calor, 248
- classes de trocadores de calor, 249
- exigências construtivas, 158
- folhas de dados de trocadores de calor, 198
- projeto de casco e carretel, 249
- projeto de feixe tubular, 252
- tipos padronizados de trocadores de calor, 25
- Temperatura
- baixas temperaturas (materiais para), 71, 73, 75
- de operação, 104
- de projeto, 105
- diversos conceitos de, 104
- elevada (materiais para), 70
- Tensões admissíveis, 86
- fatores de influência, 87
- para aços-carbono e aços-liga, pelo Código ASME, Seção VIII, Div. 1, 216
- Tensões de membrana e de flexão, 89
- Tensões em vasos de pressão, 89
- Tensões localizadas máximas, 93
- Tensões primárias, 89
- Tensões secundárias, 91
- relaxamento espontâneo, 93
- Teste de estanqueidade
- execução, 286
- em trocadores de calor, 287
- hidrostático, 286
- natureza e finalidade, 109
- pneumático, 286
- pressão de teste, 109
- tipos de testes, 286
- Titânio, 69
- Tolerâncias de fabricação e montagem, 276
- Tração sobre chapas, 263
- Transições Cônicas (veja tampos cônicos)
- Transições de formato e de espessura, 13
- exigências do Código ASME, Seção VIII, 13, 16
- Tratamentos térmicos, 283
- alívio de tensões, 283
- para aços-carbono, 54
- exigências do Código ASME, Seção VIII, 54, 57, 284
- tratamento de campo, 290

## 302 / Índice

- Trocadores de calor
  - bitubulares, 22, 29
  - cálculo mecânico pela norma TEMA, 248
  - com ambos os espelhos fixos, 21, 28
  - com espelho flutuante, 19, 27
  - com feixe tubular em U, 21, 27
  - compensação da dilatação casco/feixe, 19
  - condições de projeto, 115
  - definição, 5
  - exigências construtivas da norma TEMA, 158
  - exigências da norma TEMA sobre feixe tubular, 158
  - feixe tubular, 19, 154
  - folhas de dados, 198
  - partes principais, 19
  - peças internas, 154
  - seleção de tipos, 26
  - resfriadores a ar, 23, 29
  - tipos padronizados pela norma TEMA, 25
  - teste de estanqueidade, 287
- Tubos
  - dimensões e pesos de tubos de aço-carbono, 66
  - encurvamento de tubos, 268
- V**
- Vácuo (reforços de)
  - cálculo pelo Código ASME, Seção VIII, Div. 1, 240
- Válvulas de segurança
  - instalação, pressão de abertura, 105, 164
- Vasos de pressão
  - aberturas em, 117
  - bocais para, 120, 124
  - bocas de visita e de inspeção, 127
  - cargas que atuam em, 112
  - cascos, 7
  - casos gerais de emprego, 3
  - classes de, 2
  - com camisa externa, 189
  - construídos de chapas cladeadas, 173
  - definição, 1
  - detalhes em vasos convencionais, 117
  - detalhes em vasos especiais, 173
  - disposição geral de acessórios, 166
  - espessuras de cascos e tampos (*veja também "Cálculos"*), 17
  - fabricação de (*veja este título*)
  - flanges, 130
  - forjados integrais, 31
  - formato dos, 7
  - materiais para, 46
  - multifolheados, 32
  - para baixas temperaturas, 191
  - para gases liquefeitos sob pressão, 195
  - para serviço com hidrogênio, 194
  - para serviços corrosivos, 191
  - peças externas, 161
  - peças internas, 150, 154
  - projeto dos (*veja este título*)
  - reforços em aberturas, 120
  - revestimentos
    - chapas cladeadas, 173
    - de concreto e cerâmica, 185
    - não-metálicos, 182
    - de tiras soldadas, 180
  - soldas em vasos de pressão (*veja este título*)
  - suportes para, 145
  - tampos dos, 9
  - tensões em vasos de pressão, 89
  - transições de formato e de espessura, 13
  - tratamentos térmicos, 283

# VASOS DE PRESSÃO

**Pedro C. Silva Telles**

Este livro trata do projeto mecânico, do detalhamento, da fabricação, da montagem e inspeção de vasos de pressão em geral: vasos propriamente ditos, reatores, torres de destilação e de fracionamento, esferas para gases etc., e também permutadores de calor, aquecedores, resfriadores, refeedores, condensadores e outros equipamentos de processo.

O livro destina-se aos estudantes de engenharia e aos profissionais de nível superior e de nível médio que trabalham em firmas de projeto, fabricação e montagem de vasos de pressão, em firmas de inspeção, bem como aos usuários em geral de vasos de pressão.

**LTC** LIVROS TÉCNICOS E CIENTÍFICOS EDITORA

ISBN 978-85-216-1294-0



9 788521 612940