



***PROJETO MECÂNICO***

***VASOS de PRESSÃO***

***e***

***TROCADORES DE CALOR CASCO e TUBOS***

***Revisão 2008***

***Carlos Falcão***

## Apresentação

A finalidade deste texto é orientar na utilização e interpretação dos principais códigos adotados em projeto de vasos de pressão e trocadores de calor casco e tubos, além de apresentar os assuntos que não fazem parte, ou são apresentados apenas parcialmente pelos códigos.

O texto é composto de dezesseis seções, cada uma tratando de um assunto específico, que representam a maioria dos tópicos importantes e necessários para o dimensionamento destes equipamentos.

Estão abordados os requisitos relevantes e usuais, para projeto, dos códigos ASME Seção VIII Divisão 1 e Divisão 2, PD 5500 (BS 5500) e da norma europeia EN 13445, bem como das publicações fundamentais como o WRC Bulletin 107 e Bulletin 297.

Será dada maior ênfase para o ASME Seção VIII Divisão 1, por ser o código de maior utilização no Brasil. Os códigos que praticamente não tem aplicação, ASME Seção VIII Divisão 3 e AD-Merkblätter, são tratados apenas superficialmente.

No caso de haver discordâncias entre o documento PD 5500 e a norma BS 5500 (ver item 1.5), publicados pelo BSI - British Standard Institution, neste texto prevalece a Edição de 1997 Amendment dezembro de 1999, desta última.

A edição de 2007 do ASME Seção VIII Divisão 2, foi modificada significativamente em relação às edições anteriores. Para possibilitar a adaptação às modificações, o ASME através do Code Case 2575, está permitindo, até julho de 2009, o uso da edição 2004 Addenda 2006. É desta forma que está considerado no texto aqui apresentado.

É claro que, devido à dinâmica dos códigos, das normas e publicações de projeto, incorporando periodicamente alterações e complementações, é necessário consultá-las nas suas últimas edições.

Maio de 2008

Texto registrado sob o número  
284827 do Livro 514 folha 487 do  
Escritório de Direitos Autorais da  
Fundação Biblioteca Nacional do  
Ministério da Cultura

## Sumário

<b>1. Critérios e Códigos de Projeto</b> .....	1
1.1 ASME Section VIII, Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels.....	1
1.2 ASME Section VIII, Division 2 – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules .....	3
1.3 ASME Section VIII, Division 3 – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for High Pressure Vessels .....	4
1.4 Critérios para escolha entre Divisão 1 e Divisão 2.....	4
1.5 PD 5500 (BS 5500)– Specifications for Unfired fusion welded pressure vessels	5
1.6 AD-Merkblätter .....	7
1.7 EN 13445 Unfired pressure vessels	7
1.8 Comparação de dimensionamento entre ASME Seção VIII, Divisões 1 e 2, PD 5500 (BS 5500), AD-Merkblätter.e EN 13445 para um casco cilíndrico submetido à pressão interna.....	9
1.9 Evolução do ASME Seção VIII Divisão 1.....	10
1.10 Critérios para equipamentos existentes – API-579.....	11
<b>2. Categorias, Combinação e Limites de Tensões</b> .....	15
2.1 Tensões primárias ( $P_m$ , $P_b$ e $P_L$ ) .....	15
2.2 Tensões secundárias ( $Q$ ) .....	16
2.3 Tensões de pico ( $F$ ) .....	16
2.4 Combinação e limites de intensidade de tensões .....	17
2.5 Bases para critério de tensões primárias e secundárias do ASME Seção VIII Divisão 2, PD 5500 (BS 5500) e EN 13445.....	19
<b>3. Tensões em Vasos de Pressão</b> .....	28
3.1 Cascos Cilíndricos .....	28
3.2 Casco Esféricos e Tampos Semi-esféricos.....	29
3.3 Tampos e Seções Cônicas .....	29
3.4 Tampos Torisféricos .....	30
3.5 Tampos Semi-elípticos .....	32
3.6 Tampos Toricônicos .....	32
3.7 Tensões em descontinuidades.....	33
<b>4. Materiais e Corrosão</b> .....	35
4.1 Corrosão por perda de espessura e vida útil .....	35
4.2 Resistência para condições de temperatura .....	36
4.3 Custo .....	37
4.4 Facilidade de fabricação .....	37
4.5 Disponibilidade no mercado .....	38
4.6 Serviços especiais e corrosão sob tensão .....	38
<b>5. Vasos Verticais</b> .....	41
5.1 Tensões circunferenciais devidas à pressão .....	41
5.2 Tensões longitudinais .....	41
5.3 Deflexão estática .....	44
5.4 Vibrações induzidas pelo vento .....	44

<b>6. Vasos Horizontais</b> .....	49
6.1 <i>Análise de tensões</i> .....	51
<b>7. Suportes de Vasos de Pressão</b> .....	65
7.1 <i>Suportes de vasos verticais</i> .....	65
7.2 <i>Suportes de vasos horizontais</i> .....	86
<b>8. Bocais e Reforços</b> .....	89
8.1 <i>Teoria das aberturas reforçadas</i> .....	90
8.2 <i>Critérios para reforços conforme ASME Seção VIII Divisão 1</i> .....	91
8.3 <i>Espessura mínima de bocais</i> .....	98
<b>9. Flanges</b> .....	100
9.1 <i>Tensões atuantes</i> .....	102
9.2 <i>Tipos de flanges</i> .....	103
9.3 <i>Dimensionamento de flanges</i> .....	104
9.4 <i>Parâmetros adicionais para dimensionamento</i> .....	114
9.5 <i>Flanges padronizados</i> .....	115
<b>10. Juntas de Vedação</b> .....	117
10.1 <i>Mecânica da vedação</i> .....	117
10.2 <i>Fatores de seleção</i> .....	118
10.3 <i>Materiais das juntas</i> .....	118
10.4 <i>Tipos e faces de flanges</i> .....	118
10.5 <i>Tipos de juntas</i> .....	120
10.6 <i>Dureza máxima das juntas metálicas</i> .....	122
10.7 <i>Problemas de vedação</i> .....	122
<b>11. Tensões Localizadas em Bocais e Suportes</b> .....	125
11.1 <i>Procedimentos de avaliação das tensões localizadas</i> .....	129
11.2 <i>Escopo de aplicação, limites e vantagens do Boletim 197, Boletim 297, PD 5500 (BS 5500) e EN 13445</i> .....	130
11.3 <i>Procedimento simplificado para cálculo das tensões localizadas em bocais</i> .....	131
11.4 <i>Procedimento simplificado para cálculo das tensões localizadas em suportes estruturais</i> .....	135
11.5 <i>Cálculo por elementos finitos</i> .....	137
<b>12. Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA)</b> .....	140
12.1 <i>Determinação da PMTA</i> .....	140
12.2 <i>PMTA dos componentes principais</i> .....	141
12.3 <i>PMTA dos componentes secundários</i> .....	141
12.4 <i>PMTA considerando cargas localizadas</i> .....	146
<b>13. Dimensionamento Mecânico de Trocadores de Calor Casco e Tubos</b> .....	147
13.1 <i>Condições de projeto</i> .....	152
13.2 <i>Dimensionamento mecânico</i> .....	152

<b>14. Fadiga e Concentração de Tensões</b> .....	167
14.1 Introdução a fadiga .....	167
14.2 Tensões médias e amplitude das tensões alternadas. Determinação do número de ciclos admissíveis .....	167
14.3 Danos acumulados .....	169
14.4 Critérios do ASME Seção VII, Divisão 2 e PD 5500 (BS 5500) para avaliação de fadiga .....	170
14.5 Critérios da EN 13445 para avaliação de fadiga.....	173
14.6 Tensões de pico.....	174
14.7 Fatores de concentração de tensões.....	174
<b>15. Fratura Frágil e Temperatura Mínima</b> .....	179
15.1 Mecânica da fratura .....	179
15.2 Critérios do ASME Seção VIII Divisão 1 e Divisão 2 para baixa temperatura.....	181
15.3 Critérios do ASME Seção VIII, Divisão 3 .....	188
15.4 Critérios do PD 5500 (BS 5500).....	188
15.5 Critérios do AD-Merkblätter.....	188
15.6 Critérios da EN 13445.....	188
<b>16. Eficiência de soldas</b> .....	193
16.1 Eficiência de soldas para ASME Seção VIII Divisão 1.....	193
16.2 Eficiência de soldas para ASME Seção VIII Divisão 2 e Divisão 3, PD 5500 (BS 5500), AD Merkblätter e EN 13445.....	197
<b>Referências</b> .....	198

# 1

## Critérios e Códigos de Projeto

Os vasos de pressão e trocadores de calor são equipamentos usados principalmente em indústrias de processo, refinarias de petróleo, petroquímicas e indústrias alimentícia e farmacêutica. Estes equipamentos devem ser projetados e fabricados de forma a evitar as suas principais causas de falha, que são:

- Deformação elástica excessiva, incluindo instabilidade elástica;
- Deformação plástica excessiva, incluindo instabilidade plástica;
- Altas tensões localizadas;
- Fluência a alta temperatura;
- Fratura frágil a baixa temperatura;
- Fadiga;
- Corrosão.

Como consequência de vários acidentes graves, ocorridos principalmente nos Estados Unidos no início do século XX, foram criados grupos de trabalho para definirem critérios seguros de projeto, fabricação e inspeção de vasos de pressão e, desta forma, surgiram os códigos de projeto.

O primeiro código americano, para vasos, foi editado pelo ASME (American Society of Mechanical Engineers), em 1925, intitulado “Rules for Construction of Pressure Vessels”, Section VIII, 1925 Edition.

Todos os códigos tem como finalidade estabelecer regras seguras para projeto e fabricação apresentando metodologia e critérios para dimensionamento, fabricação, realização de exames não destrutivos, além de materiais aplicáveis com respectivas tensões admissíveis.

Periodicamente os códigos são submetidos a revisões e novas edições para incorporarem novos tópicos e alterações decorrentes de avanço tecnológico.

Cada código adota critérios e metodologias próprias, sendo que atualmente os mais adotados são os americanos ASME Section VIII, Division 1 e Division 2 [referência 1], o inglês PD 5500 (BS 5500) [referência 2] e a norma europeia EN- 13445 [referência 54]. Existem outros códigos importantes como o ASME Seção VIII Division 3 [referência 1], o alemão AD-Merkblätter [referência 3] e o francês CODAP – Code de construction des Appareils a Pression, Division 1 et Division 2 [referência 61].

São apresentadas, a seguir as principais características dos códigos adotados com mais freqüência, referentes apenas a parte dedicada ao dimensionamento mecânico e com maior ênfase para os códigos ASME Seção VIII Divisão 1 e Divisão 2.

### **1.1 ASME Section VIII, Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels**

É o código de maior aplicação no Brasil. Estabelece regras apenas para dimensionamento dos componentes principais (casco, tampos, reduções, flanges bocais e reforços), submetidos a

## 2

### Categorias, Combinação e Limites de Tensões

Nas paredes dos vasos de pressão existem tensões de membrana e flexão devidas a pressão e esforços localizados. As tensões de membrana são tensões normais e atuam uniformemente distribuídas na seção transversal das paredes. As tensões de flexão também são normais, porém variam linearmente em relação ao eixo neutro da seção transversal da parede do equipamento.

Além disto, as tensões podem atuar uniformemente em toda a parede do equipamento (tensões gerais), oriundas de um carregamento uniforme como pressão, ou atuar localizadamente numa região restrita (tensões locais) como, por exemplo, tensões em bocais e aberturas.

Como vimos na seção anterior, alguns códigos de projeto como o ASME Seção VIII, Divisão 2 e Divisão 3, o PD 5500 (BS 5500) e EN 13445 apresentam procedimentos de cálculo mais apurado, com critérios baseados em classificação de tensões em categorias. São apresentadas, a seguir, as várias categorias de tensões, em conformidade com estes códigos.

#### 2.1 Tensões primárias ( $P_m$ , $P_b$ e $P_L$ )

São tensões causadas por esforços mecânicos permanentes, não incluindo as tensões devidas a concentrações e descontinuidades. Sua principal característica é não ser auto-limitante, isto é, não é reduzida ou anulada em função de deformações. Caso estas tensões levem ao escoamento do material poderão ocorrer deformações excessivas que causarão a ruptura e devem ser limitadas para evitar o colapso plástico da estrutura. São subdivididas nas categorias de tensões primárias gerais e locais.

##### 2.1.1 Tensões primárias gerais de membrana ( $P_m$ ) e primárias de flexão ( $P_b$ )

São tensões necessárias para equilibrar as forças mecânicas internas ou externas. Havendo deformação nas paredes do vaso as tensões não serão reduzidas e, freqüentemente, levam ao colapso da estrutura. Por exemplo, a pressão interna provoca deformação que tende a aumentar o diâmetro, sem que esta deformação provoque redução na pressão e consequentemente diminuição da tensão.

Estas tensões podem ser gerais de membrana ( $P_m$ ) ou de flexão ( $P_b$ ).

Como exemplo das tensões primárias gerais de membrana pode-se citar as causadas por pressão, peso próprio e cargas de vento.

Exemplos de tensões primárias de flexão são as causadas por pressão em placas planas e na região esférica de tampos conformados (ver seção 3).

## 3

### Tensões em Vasos de Pressão

Os vasos de pressão são invólucros, normalmente compostos por diferentes tipos de sólidos de revolução, projetados suportar um diferencial de pressão entre o lado interno e o externo, sendo a pressão interna geralmente a maior. Os componentes principais dos vasos são:

- Cilíndricos e esféricos, que compõe o corpo principal (casco);
- Hemisféricos, semi elípticos e torisféricos, para tampos;
- Cônicos e toricônicos, para tampos e reduções;
- Discos planos, para tampos e flanges cegos;
- Anéis para flanges.

Nesta seção serão apresentadas as tensões que atuam nos sólidos de revolução, quando submetidos à pressão, sob um ponto de vista simplificado de balanço de forças. Uma análise de tensões mais detalhada é feita adotando-se a teoria das tensões de membrana, para paredes finas, que está muito bem apresentada na literatura existente sobre o assunto [referências 6, 7 e 9].

Os códigos de projeto adotam, para a obtenção destas tensões as equações de Lamè, Von Karman e Tsien e outras aproximações.

As tensões que atuam nos elementos planos serão objeto de uma seção específica.

As formas e a geometria dos tampos estão mostradas na figura 3.6.

#### 3.1 Cascos Cilíndricos

As tensões nos corpos cilíndricos atuam nas direções longitudinal ( $\sigma_L$ ) e circunferencial ( $\sigma_C$ ), e podem ser observadas na figura 3.1. Do equilíbrio tem-se que as forças devidas à pressão são iguais às forças que atuam nas paredes do cilindro:

Atuando na seção longitudinal:

$$P \cdot 2 L r = \sigma_C \cdot 2 L t \Rightarrow \sigma_C = P r / t$$

No ASME Seção VIII Divisão 1 esta tensão é definida como:  $S = (P r / t) + 0,6 P$

Atuando na seção circunferencial:

$$P \pi r^2 = \sigma_L \cdot 2 \pi r t \Rightarrow \sigma_L = P r / 2 t$$

No ASME Seção VIII Divisão 1 esta tensão é definida como:  $S = (P r / 2 t) - 0,4 P$

## 4

### Materiais e Corrosão

O objetivo desta seção é fornecer os requisitos mínimos para a escolha mais adequada do material a ser empregado no equipamento. Serão apresentados quais os fatores mais importantes que influenciam nesta escolha, alguns problemas que ocorrem com frequência e qual a solução para contorná-los. Não será feita nenhuma descrição detalhada dos materiais e de suas propriedades, pois existe literatura específica sobre o assunto.

Os materiais mais usados em projetos de vasos de pressão são os aços carbono, aços liga e aços inoxidáveis, abrangendo uma ampla faixa de temperatura entre  $-250\text{ }^{\circ}\text{C}$  e  $1100\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

A escolha do material básico (aço carbono, aço inoxidável, ligas de níquel, etc.), em geral, é feita pela engenharia básica, que tem detém a tecnologia do processo a que o equipamento está submetido e tem conhecimento da natureza e concentração do fluido, PH, fatores de contaminação e taxas anuais de corrosão. Cabe ao projetista mecânico do equipamento a especificação final do material, de acordo com o código de projeto a ser adotado, considerando a resistência mecânica e outros fatores como temperatura e corrosão sob tensão, se houver.

Pela grande utilização dos códigos ASME, no Brasil, toda as especificações de materiais, aqui apresentadas, serão feitas com base nas especificações ASME Section II, Part A – Materials – Ferrous Materials, ASME Section II, Part B – Materials – Nonferrous Materials e ASME Section II, Part D – Materials – Properties. Os materiais destas especificações são iguais ou muito similares aos materiais ASTM (American Society for Testing and Materials) que podem ser utilizados desde que sejam exatamente iguais aos materiais ASME, ou quando houver alguma diferença, o fabricante requalificá-los conforme as exigências do ASME. A tabela 4.1 apresenta uma referência para a utilização destes materiais, para aços carbono, aços liga e aços inoxidáveis, em função da temperatura e do componente do equipamento.

Cada código de projeto requer especificações de materiais próprias, eventualmente permitindo o uso de especificações de outros organismos. O ASME permite o uso de materiais, para chapas, conforme as especificações européias EN 1028-2 e EN 1028-3, com alguns requisitos específicos.

Vários outros fatores, frutos da experiência e de resultados de testes, também são relevantes para a seleção do material e serão vistos a seguir.

#### **4.1. Corrosão por perda de espessura e vida útil**

Os equipamentos, em geral, são projetados para determinada vida útil, dependendo da sua classificação, que considera o custo, tipo de equipamento e sua importância para a instalação em que opera, além da corrosão, devida à perda de espessura, e que no projeto mecânico é compensada com a sobre-espessura para corrosão.

## 5

### Vasos Verticais

Os vasos verticais normalmente são cilíndricos e, no caso de haver seções com diferentes diâmetros, são utilizadas transições cônicas para a concordância entre as seções.

As tensões atuam no equipamento em duas direções: circunferencial e longitudinal.

Como já visto na seção 3, para a pressão interna, a tensão mandatória é a circunferencial, que é o dobro da longitudinal. No entanto, em vasos com grandes alturas como as torres de fracionamento, as tensões longitudinais de compressão, devidas a vários carregamentos como peso próprio do equipamento, peso de plataformas e acessórios, momento devido à vento e tubulações e, se for o caso, pressão externa podem ser mandatórias para a espessura requerida.

Normalmente o cálculo de um equipamento deste tipo, tanto para as seções cilíndricas como para as transições cônicas, inicia-se pela espessura requerida para a pressão interna ou externa e, posteriormente, verifica-se as tensões longitudinais.

O vento também pode causar vibração, havendo a possibilidade de ocorrer falha por ruptura ou fadiga.

As tensões atuantes são:

#### 5.1 Tensões circunferenciais devidas à pressão

$$\sigma_C = P R / t \text{ (cilindros);}$$

$$\sigma_C = P R / t \cos\alpha \text{ (cones)}$$

As tensões são positivas (tração) para pressão interna, e negativas (compressão) para pressão externa.

#### 5.2 Tensões longitudinais

As tensões longitudinais se subdividem em:

##### 5.2.1 Devidas à pressão:

$$\sigma_L = P R / 2 t \text{ (cilindros);}$$

$$\sigma_L = P R / 2 t \cos\alpha \text{ (cones)}$$

As tensões são positivas (tração) para pressão interna, e negativas (compressão) para pressão externa.

## 6

## Vasos Horizontais

Os vasos horizontais são cilíndricos e, geralmente, bi-apoiados em selas soldadas ao casco, conforme mostrado na figura 6.1. Além de submetido à cargas de pressão o vaso atua como uma estrutura tubular, com momentos e forças cortantes devidas à reação nos apoios.

O método de análise das tensões atuantes neste tipo de equipamento foi desenvolvido por L.P.Zick, em 1951, e publicado pelo The Welding Journal Research Supplement no artigo “Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports” [referência 16], considerando as selas posicionadas simetricamente no costado. Este artigo é tradicionalmente adotado como método de cálculo, sendo inclusive recomendado pelo ASME, adotado no PD 5500 (BS 5500) de uma forma mais apurada e ainda com procedimentos e configurações alternativas para vasos com selas não soldadas ao casco, vasos apoiados em dois pares de pernas (figura 6.16) e vasos suportados apenas por anéis (figura 6.17). Este método também está incorporado ao TEMA 8ª Edição.

A norma europeia EN 13445 [referência 54] também apresenta um procedimento de cálculo, com considerações próprias e diferentes das outras publicações. Para vasos apoiados em selas são considerados três tipos de suportaço:

- Tipo A: vasos apoiados simetricamente em duas selas;
- Tipo B: vasos apoiados simetricamente em três ou mais selas equidistantes;
- Tipo C: vasos apoiados em duas ou mais selas posicionadas arbitrariamente.

É interessante observar que os tipos B e C não são considerados pela literatura tradicional, sendo que o tipo C, quando apoiado em duas selas é o caso típico para alguns trocadores casco e tubos, conforme figura 6.2.

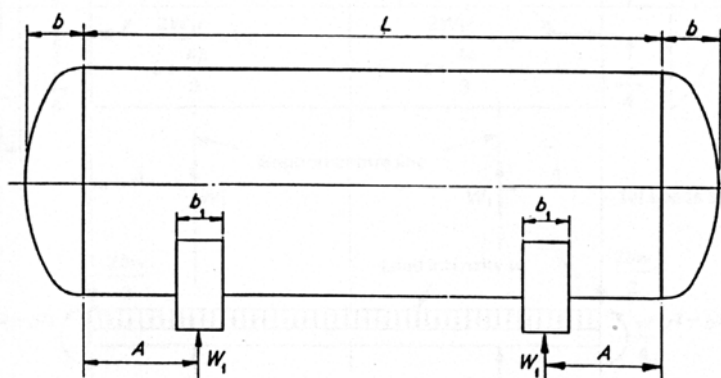


Figura 6.1 – Vaso horizontal apoiado em duas selas

## 7

## Suportes de Vasos de Pressão

Os vasos têm dispositivos de suportação, para apoio ou fixa o, que produzem tensões adicionais no seu casco. Os procedimentos de avalia o destas tensões, bem como o dimensionamento dos suportes propriamente ditos, não fazem parte do escopo dos principais códigos de projeto.

Os suportes devem ser projetados para absorverem os carregamentos de peso próprio do equipamento e de acessórios, cargas externas como esforços de tubula o nos bocais, além dos momentos devidos   força de vento.

Normalmente, as empresas projetistas, fabricantes e proprietários de equipamentos têm padroniza es para os suportes, com um pré-dimensionamento que apenas necessita de verifica o.

Nesta se o este assunto   explorado, para vasos verticais e horizontais.

## 7.1 Suportes de vasos verticais

Os vasos verticais são apoiados de várias maneiras diferentes, dependendo não são do caráter estrutural, como também das condi es e necessidades de espaço e do *lay-out* da instala o do equipamento. Normalmente estes apoios são:

- Para vasos médios e pequenos: sapatas ou anéis soldados diretamente no costado ou colunas (pernas) de sustenta o;
- Para vasos grandes e pesados, como torres de fracionamento e reatores: saias cilíndricas.

## 7.1.1 Sapatas de apoio e anéis enrijecedores

## 7.1.1.1 Sapatas

As sapatas de apoio podem ser conforme figura 7.1, com nervura simples ou dupla, podendo ainda ter uma chapa de reforço entre a sapata e o casco, para redu o das tensões. Em geral, são utilizadas para vasos pequenos, com diâmetros  $300 \text{ mm} \leq D \leq 3000 \text{ mm}$  e rela o altura/diâmetro  $2 \leq H / D \leq 5$ .

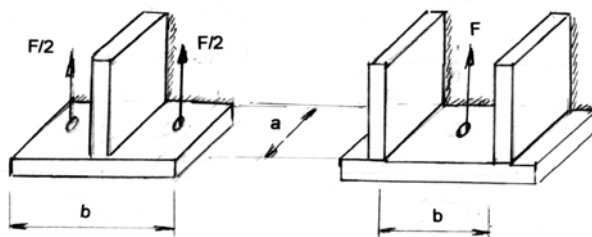


Figura 7.1 – Sapatas

## 8

**Bocais e Reforços**

A retirada de uma seção parcial da parede de um casco submetido à pressão interna, para a instalação de um bocal, gera uma concentração de forças na vizinhança da abertura. Tomando como exemplo um casco cilíndrico, conforme figura 8.1, a força total, devida à pressão, é uniformemente distribuída na parede com comprimento total L:

$$f = P A, \text{ onde } A \text{ é a área total da parede: } A = t L$$

Com a retirada de uma área (dt) para a abertura, a parcela de força correspondente a esta área é:

$$\Delta f = P d t$$

Esta parcela de força é transferida para uma região próxima da abertura, conforme mostrado na figura 8.1, gerando uma concentração de forças neste local:

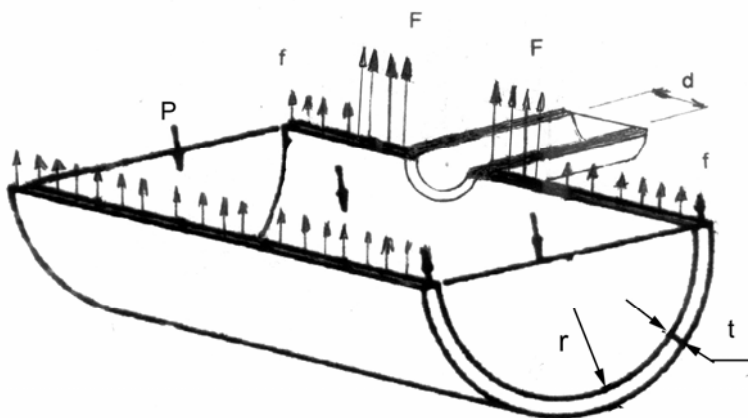
$$F = f + \Delta f$$

Para que a força se mantenha no nível original, é necessário que a parcela adicional de força seja anulada, através da introdução de um elemento que reforce esta região. A área de reforço, para atender a redução de forças é:

$$A_R = \Delta f / P \Rightarrow A_R = d t$$

De forma simplificada, conclui-se que a introdução de uma área, exatamente igual à área retirada, é suficiente para manter o nível de tensões uniforme em toda a extensão da parede do casco.

Na prática pode-se considerar esta área um pouco menor, já que parte do bocal também contribui para o reforço.



**Figura 8.1 – Concentração de forças em aberturas**

## 9

### Flanges

Os flanges são elementos de ligação entre as partes removíveis de um equipamento e também são utilizados para conexão de bocais com as tubulações externas. Podem ter dimensões padronizadas (ver item 9.5), normalmente utilizadas para bocais, ou serem dimensionados especialmente, como para interligação do casco com carretéis e cabeçotes de trocadores de calor casco e tubos. Uma conexão flangeada consiste do flange propriamente dito, da junta de vedação e dos parafusos.

São recomendados cuidados especiais na escolha do tipo de flange e da junta de vedação quando houver carregamentos cíclicos de pressão, gradientes térmicos ou cargas externas.

Estruturalmente são considerados como anéis elásticos, submetidos a um momento radial linear,  $M$ , conforme mostrado na figura 9.1.

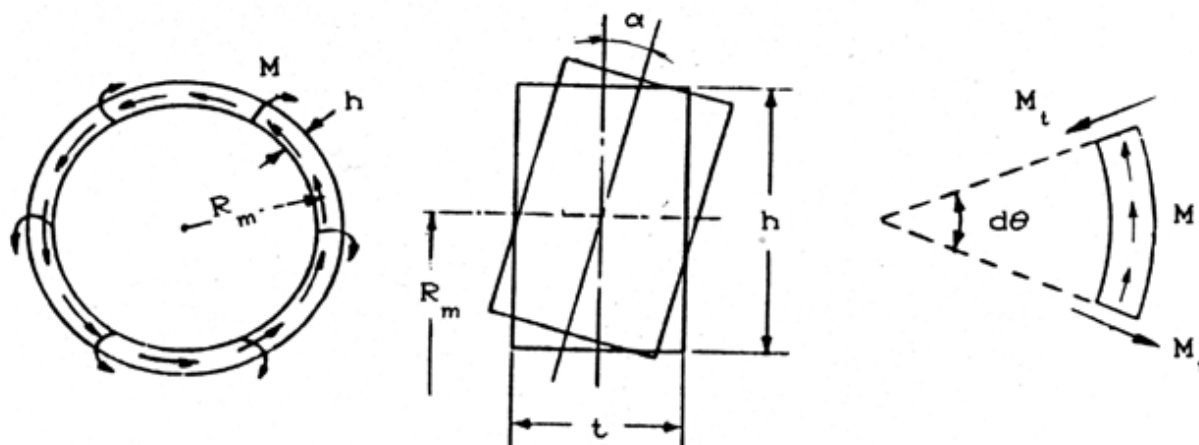


Figura 9.1

Devido à simetria axial, a seção transversal do anel tem rotação de um ângulo  $\alpha$  em torno do seu centróide. Devido a esta rotação, uma parte do anel tende a se aproximar da linha de centro, isto é diminuindo o raio externo e gerando tensões tangenciais de compressão, enquanto outra parte tem comportamento inverso, aumentando o raio externo e gerando tensões tangenciais de tração. Podemos observar que para o equilíbrio de momentos, num elemento  $d\theta$  tem-se:

$$M R_m d\theta = 2 M_t \text{sen}(d\theta/2)$$

Onde  $M_t$  é o momento interno da seção.

Como  $\text{sen}(d\theta/2) \cong d\theta/2$  temos:

$$M_t = M R_m$$

## 10

### Juntas de Vedação

A função de uma junta é manter uma boa vedação entre partes desmontáveis de um equipamento. Na verdade não existe vedação perfeita, com vazamento “zero”. No caso de vasos de pressão e trocadores de calor esta vedação é necessária na união dos flanges dos bocais com as tubulações, de tampos removíveis, de flanges que subdividem o equipamento em várias partes e na montagem de espelhos com cascos e carretéis.

Em alguns casos é possível a obtenção desta vedação sem o emprego de juntas, apenas forçando-se um encaixe adequado das superfícies usinadas. No entanto, devido á deformações sofridas pelos flanges e imperfeições de usinagem é preferível o emprego de juntas com a finalidade de obtenção de um funcionamento, com estanqueidade, mais seguro e econômico.

Devido ao constante avanço tecnológico, com introdução de novos materiais e tipos de juntas, é recomendável consultar os catálogos dos principais fabricantes de juntas e literatura específica [referência 43].

#### 10.1 Mecânica da vedação

Os principais esforços que atuam numa vedação estão mostrados na figura 10.1:

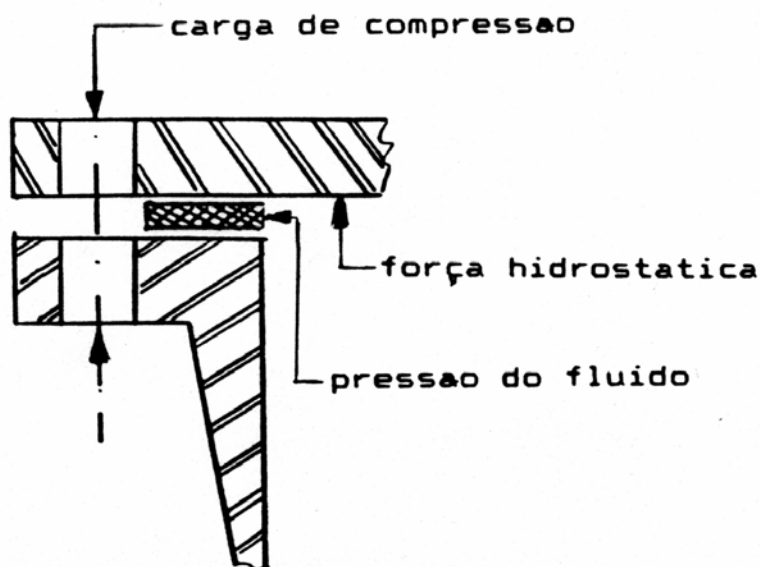


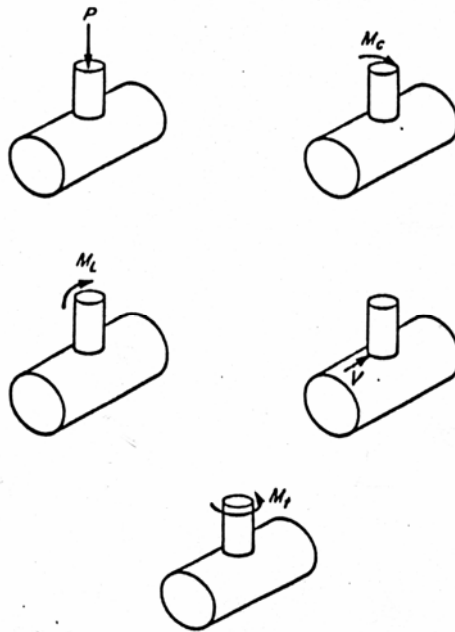
Figura 10.1 – Esforços atuantes

As cargas de compressão na junta são obtidas através do aperto dos parafusos do flange. Esta carga deve produzir um escoamento do material da junta, de forma que a mesma penetre nas imperfeições e irregularidades das superfícies que devem ser vedadas.

# 11

## Tensões Localizadas em Bocais e Suportes

Esforços devidos a cargas de tubulações em bocais e cargas em suportes soldados para fixação de tubulações e acessórios, provocam tensões adicionais de membrana, flexão e cisalhamento em cascos cilíndricos e esféricos. Os principais carregamentos aplicados aos cascos são vistos na figura 11.1.



P – força radial; M<sub>C</sub> – momento circunferencial; M<sub>L</sub> – momento longitudinal;  
M<sub>T</sub> – momento torçor; V – força tangencial;

**Figura 11.1 – Carregamentos localizados**

O método original de se computar estas tensões foi desenvolvido por P. P. Bijillard [referência 22] e é adotado, com modificações, nas normas, artigos e livros que tratam do assunto.

Os carregamentos geram cargas lineares no eixo circunferencial ( $\Phi$ ) e no eixo longitudinal ( $x$ ):

$N_{\Phi, x}$  - carga linear de membrana;  
 $M_{\Phi, x}$  - carga linear de flexão.

As tensões atuantes, devidas às cargas lineares, são:

$N_{\Phi, x} / T$  – tensão primária local de membrana, classificada como  $P_L$ , na seção 2.

$6 M_{\Phi, x} / T^2$  – tensão local de flexão, classificada como Q, na seção 2.

## 12

### Pressão Máxima de Trabalho Admissível (PMTA)

A pressão máxima admissível é um parâmetro importantíssimo no projeto de um vaso de pressão, pois determina a verdadeira capacidade do equipamento, em termos de pressão.

É determinada para todos os componentes principais, como casco, tampos, e para todos os componentes secundários, como flanges, bocais e reforços. Cada um destes componentes tem uma pressão máxima própria, sendo a PMTA do equipamento a menor destas pressões.

Em 1995, a Norma Regulamentadora do Ministério do Trabalho, NR-13 - Caldeiras e Vasos de Pressão foi revisada, incluindo a obrigação da determinação do valor da PMTA para todos os vasos em operação no Brasil, inclusive para os vasos já instalados.

Pode-se também entender a PMTA de um vaso, como sendo a pressão que leva o componente mais solicitado a ter uma tensão atuante igual à tensão admissível, na temperatura correspondente, e considerando-se ainda a eficiência de solda.

Normalmente as espessuras dos componentes principais (cascos e tampos), que quase sempre são feitos de chapa, são maiores do que as espessuras requeridas de cálculo, conseqüência da padronização comercial de espessuras. Sendo assim, estes componentes podem suportar uma pressão maior do que a de projeto. Exceções a este princípio são os flanges não padronizados, como os de interligação entre componentes principais, tampos planos e os espelhos de trocadores de calor que, por seu alto custo de fabricação, normalmente tem as espessuras exatas de cálculo.

#### 12.1 Determinação da PMTA

A PMTA deve ser determinada para pressão interna ou externa em cada componente, descontando-se a pressão devida à coluna de líquido correspondente ao componente analisado, e considerando-se duas condições:

- Equipamento novo e frio, com corrosão zero e tensões admissíveis na temperatura ambiente. Esta PMTA serve basicamente para determinar a pressão de teste hidrostático ou pneumático do vaso novo;
- Equipamento corroído e quente, descontando-se a espessura de corrosão e com tensões admissíveis na temperatura de projeto. Esta PMTA determina as condições de segurança do equipamento.

A PMTA final do equipamento será a menor das pressões máximas de cada componente, medida no ponto mais alto (topo) do vaso.

Para exemplificar a determinação da PMTA de um vaso, incluindo as pressões dos componentes secundários, será considerada a seguinte situação, avaliada progressivamente ao longo desta seção, com conclusão final no item 12.3.3:

## 13

### Dimensionamento Mecânico de Trocadores de Calor Casco e Tubos

Trocadores de calor tipo casco e tubo são freqüentemente utilizados, devidos ao baixo custo de fabricação e facilidade operacional.

São vasos de pressão constituídos de um feixe de tubos paralelos envolvidos por um casco, por onde circula um dos fluidos da troca térmica. Flangeados no casco existem carretéis e cabeçotes para promoverem a entrada, retorno e saída do outro fluido circulante. Os componentes principais do equipamento, com a nomenclatura usualmente adotada, podem ser vistos na figura 13.1.

Existem três tipos básicos de trocadores casco e tubos, em função do tipo de feixe tubular, conforme figura 13.2:

- Com espelhos fixos, nos quais a expansão térmica diferencial entre os cascos e os tubos, devida a temperaturas diferentes para os dois circuitos de fluido, induzem tensões longitudinais adicionais às de pressão, no casco e nos tubos, que necessitam verificação;
- Com cabeçote e espelho flutuante nos quais um dos espelhos tem movimento livre para permitir a expansão térmica dos tubos;
- Com tubos em “U” onde os tubos tem expansão térmica livre.

Normalmente, os trocadores de calor são especificados de acordo com os tipos padronizados pela norma TEMA (Standards of Tubular Exchanger Manufactures Association), que adota o ASME Seção VIII, Divisão 1 como código para dimensionamento dos componentes típicos de vasos de pressão, ou seja, cascos cilíndricos, tampos, flanges, tubos e bocais. Para os espelhos ver item 13.2.5.

O TEMA também complementa o cálculo mecânico nos pontos importantes para o funcionamento operacional do trocador, em que o código de projeto é omissivo e define aspectos de fabricação, tolerâncias, instalação, operação e manutenção e também parâmetros para troca térmica e dos fluidos. De acordo com esta norma os equipamentos podem ter diâmetro nominal do casco de 150 mm até 2540 mm e são classificados conforme o tipo de cabeçotes e cascos, com nomenclatura de acordo com a figura 13.3.

Por exemplo, um trocador com carretel removível com tampo plano, fluido com 1 passe no casco, espelho fixo e cabeçote de retorno boleado será um tipo AEM.

O custo de um trocador é determinante para a escolha do seu tipo, a menos que ocorram exigências mecânicas ou processuais. Em ordem crescente o custo dos trocadores é:

- Espelhos fixos;
- Tubos “U”;
- Espelhos fixos com junta de expansão;
- Espelhos/Cabeçotes flutuantes.

## 14

### Fadiga e Concentração de Tensões

Como a maioria dos vasos de pressão é projetada pelo ASME Seção VIII Divisão 1, não se considera análise de fadiga.

No entanto, quando se adota o ASME Seção VIII Divisão 2 ou Divisão 3, o PD 5500 (BS 5500) e a norma EN 13445 os efeitos dos carregamentos cíclicos devem ser considerados. Desta forma, serão apresentados os conceitos básicos destes códigos.

#### 14.1 Introdução à fadiga

Quando ocorre uma deformação plástica repetida, que causa ruptura, o equipamento tem falha por fadiga. Esta ruptura se inicia com uma pequena trinca, praticamente imperceptível, que se desenvolve num ponto de descontinuidade geométrica, por exemplo, um furo, mudança de espessura ou de forma no casco. Esta trinca aumenta rapidamente, devido ao efeito de concentração de tensões, até que ocorre a falha do material.

A fadiga pode ser causada por carregamentos auto limitados e não auto limitados, e podem ocorrer localizadamente num determinado ponto (por exemplo, na junção de um bocal com o casco) ou de maneira generalizada no equipamento como um todo.

São considerados dois tipos de fadiga:

- Fadiga no regime elástico;
- Fadiga no regime elástico-plástico.

O critério adotado para os vasos de pressão, que estabelece a resistência à fadiga para um determinado número de ciclos, está baseado no regime elástico.

A fadiga ocorre quando a tensão provocada por um carregamento cíclico tem flutuação (amplitude) superior ao limite de fadiga (*endurance limit*), ver figura 14.3, que é função de cada material e cujos valores são obtidos experimentalmente através de testes.

#### 14.2 Tensões médias e amplitude das tensões alternadas. Determinação do número de ciclos admissíveis

Para se estabelecer o número de ciclos que uma carga cíclica pode admitir é importante se entender o conceito de tensões médias ( $S_m$ ) e de amplitude das tensões alternadas ( $S_{alt}$ ). Imaginando que um equipamento, submetido a ciclos de flutuação de pressões, tenha como tensões principais  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ .

# 15

## Fratura Frágil e Temperatura Mínima

Materiais metálicos, principalmente os aços carbono, podem apresentar falhas por fratura frágil. Esta falha ocorre quando o equipamento está sujeito a temperaturas próximas da temperatura de transição e haja inicialização de trincas decorrentes da fragilização do material.

A temperatura de transição, também chamada de temperatura de ductilidade nula (*nil ductile transition temperature* – NDT), é aquela na qual o material deixa de ter comportamento dúctil (falha por deformações plásticas excessivas) para ter comportamento frágil (falhas por pequenas deformações causadas por tensões abaixo da tensão de escoamento). Esta temperatura é específica para cada material e estabelecida através de testes.

### 15.1 Mecânica da fratura

A fratura frágil ocorre com o aparecimento de uma trinca que tende a se propagar, causando a ruptura do material.

Em termos geométricos pode-se considerar a trinca como uma pequena elipse com pequena razão eixo menor/eixo maior. Um carregamento aplicado perpendicularmente à trinca gera tensões na sua vizinhança, conforme mostrado na figura 15.1, com as seguintes intensidades:

$$\sigma_x = [K_I / (2 \pi r)^{1/2}] [\cos (\theta/2)] [1 - \sin (\theta/2) \sin (3\theta/2)]$$

$$\sigma_y = [K_I / (2 \pi r)^{1/2}] [\cos (\theta/2)] [1 + \sin (\theta/2) \sin (3\theta/2)]$$

$$\tau_x = [K_I / (2 \pi r)^{1/2}] [\cos (\theta/2)] [\sin (\theta/2) \cos (\theta/2) \cos (3\theta/2)]$$

Onde  $K_I$  é o fator de intensidade de tensões.

$$K_I = \sigma F$$

$F$  é o fator de forma, obtido da teoria da elasticidade, que depende da geometria da trinca. A figura 15.2. mostra uma trinca típica em vasos de pressão. Para esta trinca o fator é:

$$F = [1,12 (\pi a)^{1/2}] / [0,125 \pi (3 + a^2 / c^2) - 0,12 \sigma^2 / S_y^2]^{1/2}$$

Onde:  $\sigma$  é a tensão atuante e  $S_y$  é a tensão de escoamento do material.

## 16

### Eficiência de Soldas

O dimensionamento da espessura requerida dos vasos de pressão depende da eficiência de solda, que é um dos parâmetros das expressões de cálculo.

A eficiência de solda é um fator de redução da tensão admissível do material que é soldado (metal base) em função do tipo e do nível de exame não destrutivo realizado na solda.

Cada código de projeto tem exigências para o exame não destrutivo das soldas e valores próprios para a eficiência.

Independentemente do código de projeto adotado, vasos que tenham serviço com hidrogênio ou serviço com H<sub>2</sub>S, devem ter radiografia total, exigida pelas normas para estes tipos de serviço (ver seção 4).

Exceto para os casos acima, e quando permitidas pelos códigos alternativas de exames não destrutivos, a escolha da eficiência de solda é uma questão econômica, já que quanto mais rígido é o exame, maior é o seu custo, porém menor é a espessura do componente.

No dimensionamento de espessuras, quando submetidas a esforços de compressão, como peso próprio para um vaso vertical, a eficiência considerada é 1,0, independentemente do nível de exame não destrutivo.

A explanação desta seção será simplificada, considerando apenas as soldas para os componentes principais de um vaso de pressão. Cascos, tampos e seções de transição, têm soldas longitudinais e circunferenciais, para junção das partes do próprio componente, e soldas circunferenciais para junção de um componente a outro, conforme figura 16.2.

Como o ASME Seção VIII, Divisão 1 é o código mais adotado e o que permite mais alternativas para os níveis de exames, será dada maior ênfase aos seus critérios e procedimentos.

#### **16.1. Eficiência de soldas para ASME Seção VIII Divisão 1**

Para vasos projetados conforme ASME Seção VIII Divisão 1, estas soldas devem ter radiografia total, quando o vaso contém fluido letal ou quando a espessura for maior que um determinado valor, específico para um grupo de materiais. Por exemplo, para os aços carbono com espessuras iguais ou superiores a 38,1 mm é exigida radiografia total.

Exceto para os casos acima, o código ainda permite exame radiográfico parcial ou soldas sem radiografia.

O exame radiográfico pode ser substituído por exame de ultra-som, desde que sejam atendidas várias exigências feitas pelo código.

## Referências

1. ASME – The American Society of Mechanical Engineers  
Boiler and Pressure Vessel Code
  - Section VIII, Division 1 – Rules for Construction of Pressure Vessels
  - Section VIII, Division 2 – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules
  - Section VIII, Division 3 – Rules for Construction of Pressure Vessels – Alternative Rules for High Pressure Vessels.
  - Section II – Materials
    - Part A – Ferrous Materials
    - Part B – Nonferrous Materials
    - Part D – Properties
2. PD 5500 e BS-5500 – Specification for Fusion Welded Pressure Vessels  
British Standards Institution
3. AD – Merkblätter
4. TEMA  
Standards of Tubular Exchanger Manufacturers Association – 8ª edição
5. ASME – The American Society of Mechanical Engineers  
An American National Standard
  - B16.1 – Cast Iron Pipe and Flanged Fittings
  - B16.5 – Pipe Flanges and Flanged Fittings
  - B16.11 – Forged Fittings Socket-Welding and Threaded
  - B16.20 – Metallic Basket for Pipe Flanges
  - B16.21 – Nonmetallic Flat Baskets for Pipe Flanges
  - B16.47 – Large Diameter Steel Flanges
  - B36.10 – Welded and Seamless Whrought Steel Pipe
  - B31.3 – ASME Code for Pressure Piping – Process Pipe
6. *Pressure Vessel Design Handbook*  
Henny H. Bednar  
Van Norstrand Reinhold Company
7. *Structural Analysis & Design of Process Equipment*  
Maan H. Jaward and James R. Farr  
John Wiley & Sons
8. *Process Equipment Design*  
Brownell and Young  
John Wiley & Sons

9. *Theory and Design of Modern Pressure Vessels*  
John Harvey  
Van Norstrand Reinhold Company
10. *Design of Process Equipment – Selected Topics*  
Kanti K. Mahajan  
Pressure Vessel Handbook Publishing Inc.
11. *Pressure Vessels – The ASME Code Simplified*  
Robert Chuse  
McGraw Hill Book Company
12. *Mechanical Design of Heat Exchangers and Pressure Vessels Components*  
Krishna P. Sing and Alan I. Soler  
Arcturus Publishers
13. MSS-SP-6 – Standards Finishes for Contact Faces of Pipe Flanges and Connecting-End Flanges of Valves and Fittings
14. BS-4076 – Specification of Steel Chimneys  
British Standards Institution
15. NBR-6123 – Forças devidas ao vento em edificações  
Associação Brasileira de Normas Técnicas
16. *Stresses in Large Horizontal Cylindrical Pressure Vessels on Two Saddle Supports*  
L. P. Zick  
Welding Journal of Research Supplement
17. *Tubular Steel Structures – Theory and Design*  
M. S. Troitsky  
The James F. Lincoln Welding Foundation
18. API-RP 941 – Steels for Hydrogen Service at Elevated Temperature and Pressures in Petroleum Refineries and Petrochemical Plants  
American Petroleum Institute
19. AISC – American Iron and Steel Construction  
Manual of Steel Construction
20. *Formulas for Stress and Strain*  
Roark and Young  
McGraw Hill
21. *Theory of Plates and Shells*  
Timoshenko and Krieger  
McGraw Hill

22. *Stresses from Radial Loads in Cylindrical Pressure Vessels*

P. P. Bijillard

*Stresses from Radial Loads and External Moments in Cylindrical Pressure Vessels*

P. P. Bijillard

*Computation of the Stresses from Local Loads in Spherical Pressure Vessels and Pressure Vessels Heads*

P. P. Bijillard

23. WRC – Bulletin 107 – Local Stresses in Spherical and Cylindrical Shells Due to External Loads

K.R.Wichman, A.G. Hopper e J.L.Mershon

Welding Research Council

24. WRC – Bulletin 297 – Local Stresses in Cylindrical Shells Due to External Loadings on Nozzle-Supplement to WRC – Bulletin 107

K.R.Wichman, A.G. Hopper , J.L.Mershon e C. Rodabaugh

Welding Research Council

25. *External Loading*

B. F. Langer

ASME Pressure Vessels and Piping – A Decade of Progress

26. *Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections*

E.O. Waters, D.B. Wesstrom, D.B. Rosshein e F.S.G. Williams

ASME Transaction Paper FSP-59-4

The American Society of Mechanical Engineers

*Modern Flange Design*

E.O. Waters, D.B. Wesstrom, D.B. Rosshein e F.S.G. Williams

Taylor Forge and Pipe Works – Bulletin 502

*Derivation of Code Formulas for Part B Flanges*

E.O.Waters

27. *Buckling of Torispherical Shells Under Internal Pressure*

J. Adachi and M. Benicek

ASME Pressure Vessels and Piping – A Decade of Progress

28. *Pressure Vessel and Piping: Design and Analysis – A Decade of Progress*

ASME – The American Society of Mechanical Engineers

29. *Stress Indices and Stress Intensification Factors of Pressure Vessel and Piping Components*

ASME – PVP – Vol. 50

The American Society of Mechanical Engineers

30. WRC – Bulletin 90 – Stress Concentration Factors for Stresses at Nozzle Intersection in Pressure Vessels  
F. A. Leckie and R. K. Penny  
Welding Research Council
31. *Aproximate Stress-Concentration Analysis for Pressurized Branch Pipe Connections*  
N. C. Lind  
ASME Pressure Vessel and Piping – A Decade of Progress
32. *Design of Vessels for Low-Cycle Fatigue*  
B. F. Langer  
ASME Pressure Vessel and Piping – A Decade of Progress
33. *Stress Concentration Factors*  
R. E. Peterson  
John Wiley & Sons
34. ASTM-E-399 – Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials  
American Society of Testing and Materials
35. *Principles of Fracture Safe-Design*  
William S. Pellini  
ASME Pressure Vessel and Piping – A Decade of Progress
36. *Review of Service Experience and Test Data on Openings in Pressure Vessels with Non-Integral Reinforcing*  
E. C. Rodabaugh  
WRC – Bulletin 166  
Welding Research Council
37. *Three-Dimensional versus Axisymmetric Finite-Element Analysis of a Cylindrical Vessel Inlet Nozzle to Internal Pressure – A Comparative Study*  
J. B. Truitt and P. P. Raju  
Transactions of ASME – Journal of Pressure Vessels Technology – Vol. 100, Maio 1978
38. *Stress Analysis of Flanged Pipe Joints by the “Frozen Stress” Photoelastic Method*  
G. Robertson  
Journal of Mechanical Engineering Science – 1960
39. *Methods of Determining the Stresses of Pipe Flanges*  
Timoshenko  
Mechanical Engineering – 1927
40. *Design of Welded Structures*  
Omer W. Blodgett  
The James Lincoln Arc Welding Foundation
41. *Process Vessel Design Manual*  
Dennis R. Moss  
Gulf Publishing Company

42. *Specification for Structural Steel Buildings*  
Allowable Stress Design and Plastic Design  
AISC
43. *Juntas Industriais*  
José Carlos Veiga  
TEADIT
44. EJMA  
Standards of The Expansion Joint Manufacturers Association
45. NR-13 – Caldeiras e Vasos de Pressão  
Norma Regulamentadora – Ministério do Trabalho
46. WRC – Bulletin 435 – Evaluation of Design Margins for Section VIII Div. 1 and Div. 2 of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code  
K.Mokhtarian  
Welding Research Council
47. API Recommended Practice 579  
Fitness for Service  
American Petroleum Institute
48. Criteria of The ASME Boiler and Pressure vessel Code for Analysis in Section III and VIII Division 2  
The American Society of Mechanical Engineers
49. *The Design of Tube Plates in Heat Exchangers*  
K.A.G.Miller  
The Institution of Mechanical Engineers
50. *The Design of Floatingheads for Heat Exchangers*  
J.E.Soerenhs  
ASME Paper 57-A-247  
The American Society of Mechanical Engineers
51. API-560 – Fired Heater for General Refinery Services  
American Petroleum Institute
52. *Determination of Aerodynamic Behavior of Cantilivered Staks and Towers of Circular Cross Section*  
E. P. Zorrilla  
ASME Paper n° 71-PET-36
53. WRC Bulletin 368 – Stresses in the Intersecting Cylinders Subject to Pressure  
K.Mokhtarian, J.S. Endictt  
Welding Research Council
54. EN 13445 Unfired pressure vessels  
CEN – Comité Européen de Normalization

55. NACE RP0472 – Methods and Controls to Prevent In-Service Environmental Cracking of Carbon Steel Weldments in Corrosive Petroleum Refining Environments  
NACE - National Association of Corrosion Engineers
56. NACE MR0175 – Sulfide Stress Cracking Resistant Metallic Materials for Oilfield Equipment  
NACE - National Association of Corrosion Engineers
57. NACE Publication 8X194 – Materials and Fabrication Practices for New Pressure Vessels Used in Wet H<sub>2</sub>S Refinery Service  
NACE - National Association of Corrosion Engineers
58. NACE TM0284 – Evaluation of Pipeline Steels and Pressure Vessels Steel for Resistance to Hydrogen Induced Cracking  
NACE - National Association of Corrosion Engineers
59. *Calculations Bases of EN 1591 -1 method*  
Yann Guérout  
ASE - Advanced Solution Engeeniring
60. *Part UHX – White Paper*  
Urey R. Miller
61. CODAP – Code de construction des Appareils a Pression non soumis à l'action de la flamme, Division 1 et Division 2  
SNCT Publications