

Sys 2128683

I.

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO MECÂNICO

PROJETO ESTRUTURAL DE

RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

AUTOR: LUIZ CANJIRO TODA

ORIENTADOR: PROF. RONALDO DE BREYNE SALVAGNI

1 9 8 2

SUMÁRIO

Os Vasos de Pressão possuem formatos variados dentro da ampla gama de projetos deste tipo já executados pela engenharia.

O projeto de tal equipamento inclui não só o dimensionamento dos componentes, mas também o estabelecimento dos limites além dos quais falhas e rupturas poderiam ocorrer na sua estrutura; para tanto, o conhecimento experimental do material na sua seleção e uma análise de tensões se fazem necessários. Um conhecimento aprofundado do comportamento do material selecionado é exigido não só para se evitar falhas mas também para se obter uma utilização econômica deste material.

Sob a luz dos itens acima citados e que são englobados pelo projeto, objetiva-se com este trabalho enfocar a teoria e o dimensionamento prático dos vasos de pressão.

A Parte Teórica apresenta quais os tipos de tensões existentes em vasos cilíndricos.

A Parte Projeto traz, além da obtenção de um Reservatório de Ar Comprimido conforme norma técnica existente, uma análise de tensões em regiões próximas a descontinuidades geométricas, em conjunto com a parte teórica.

Este estudo corresponde ao Trabalho Final da cadeira Projeto Mecânico PMC-518 e PMC-519 do Departamento de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

ÍNDICE

A. PARTE TEÓRICA

1. Características dos Materiais Metálicos	1
2. Determinação de Tensões em Estruturas	5
2.1. Strain Gages	5
2.2. Fotoelasticidade	6
3. Tipos de Solicitações e Tensões	8
4. Aproximações de Projeto	11
5. Teoria Geral de Membrana em Vasos Submetidos a Pressão Interna	12
6. Vaso Cilíndrico Submetido a Pressão Interna	15
7. Vaso Esférico Submetido a Pressão Interna	16
8. Vaso Elipsoidal Submetido a Pressão Interna	17
9. Coeficiente de Poisson	23
10. Dilatação Radial em Vasos de Pressão	25
11. Teoria da Viga Sobre Suporte Elástico	27
11.1. Introdução	27
11.2. Viga Sobre Suporte Elástico	28
11.3. Viga Infinitamente Longa	30
11.4. Viga Semi-Infinita	34
11.5. Vaso Cilíndrico com Carga Axi-Simétrica	37
12. Descontinuidade de Tensões em Junções Costado-Tampo	41
12.1. Vaso Cilíndrico com Tampo Hemisférico	42
12.2. Vaso Cilíndrico com Tampo Elipsoidal	44
13. Aberturas Circulares em Costados Cilíndricos	45
14. Reforços em Aberturas	48
15. Concentração de Tensões em Variação de Espessura	50
16. Suporte do Vaso de Pressão - Saia	52

B. PROJETO ESTRUTURAL DE RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

P1. Temperatura de Projeto	55
P2. Pressão de Projeto	55
P3. Materiais e Tensões Admissíveis	55
P4. Dimensões Gerais do Reservatório	56
Diâmetros Nominais das Aberturas	56
P5. Método de Fabricação e Tipo de Inspeção	57
P6. Costado Cilíndrico	61
P7. Tampo Elipsoidal	62
P8. Seleção da Espessura de Chapa	63
P9. Reforços em Aberturas	64
P9.1. Conexão Flangeada de 12"	67
P9.2. Bocal de Visita	72
P10. Verificação dos Flanges	74
P10.1. Flange de 12"	78
P10.2. Flange de 18"	82
P11. Tensões de Membrana nos Tamos	84
P12. Tensões Descontínuas e de Membrana no Costado	

C. ANEXO

D1. Reservatório de Ar Comprimido
D2. Detalhe Bocal de Visita 18"
D3. Detalhe de Bocal 12"
D4. Áreas de Reforço em Aberturas
D5. Dimensões e Cargas nos Flanges

A. PARTE TEÓRICA

1. CARACTERÍSTICAS DOS MATERIAIS METÁLICOS

Tensão é definida genêricamente como a resistência interna de um corpo a uma força externa aplicada sobre ele, por unidade de área.

Deformação média é a variação de uma dimensão qualquer desse corpo, por unidade da mesma dimensão, quando o corpo é submetido a um esforço qualquer.

A interação básica entre tensão e deformação é ilustrada pelo corpo de prova convencional da Fig. 1.1-a e 1.1-b.

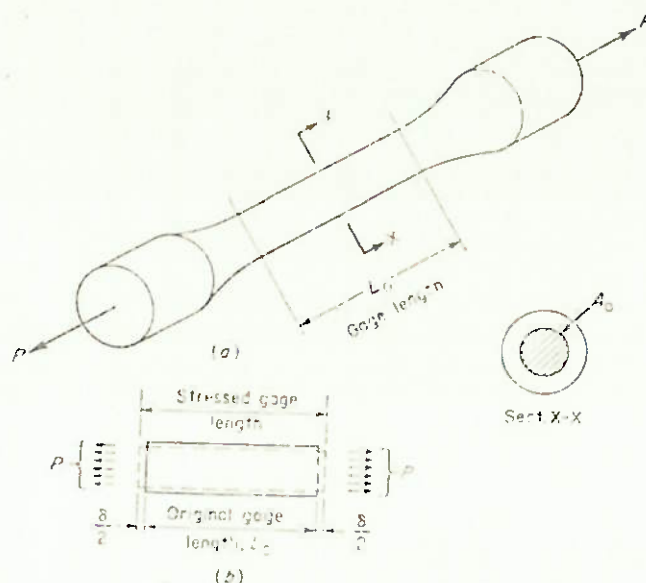


Figura 1.1. Corpo de Prova Tracionado.

Se esse corpo de prova está submetido à força P coincidente com o seu eixo longitudinal e normal à sua seção transversal A_0 , a tensão média ou resistência do corpo uniformemente distribuída é dada por

$$\sigma = P/A_0 \quad \text{Eq. 1.1}$$

Com a aplicação do esforço P o corpo sofre uma variação δ de comprimento, e a deformação é dada por

$$e = \delta/L_0 \quad \text{Eq. 1.2}$$

Verifica-se que a tensão tem a dimensão de força por unidade de área e a deformação é uma grandeza adimensional. Nas condições da Fig. 1.1 pode-se construir um diagrama tensão X deformação pelas medidas diretas de carga e de deformação que cresce continuamente até se verificar a ruptura.

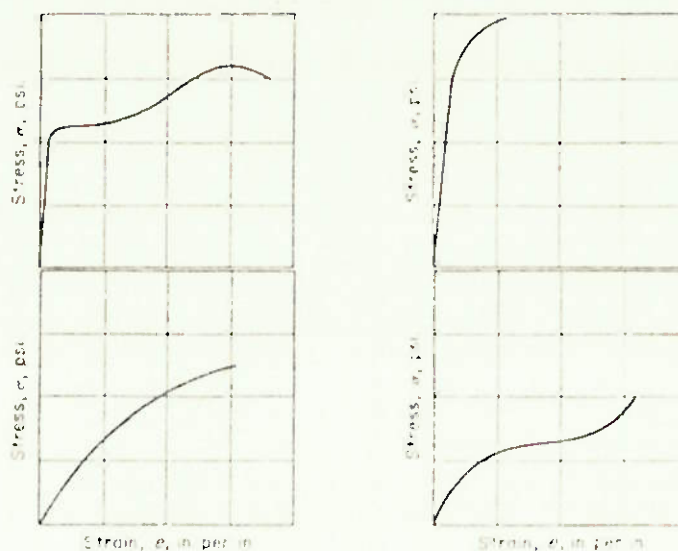


Figura 1.2. Alguns Tipos de Diagramas σ X ϵ .

Verifica-se que inicialmente o comportamento dos diagramas é linear e é representado pela equação

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad \text{Eq. 1.3}$$

Equação que expressa a Lei de Hooke. A constante E é conhecida como Módulo de Elasticidade ou de Young.

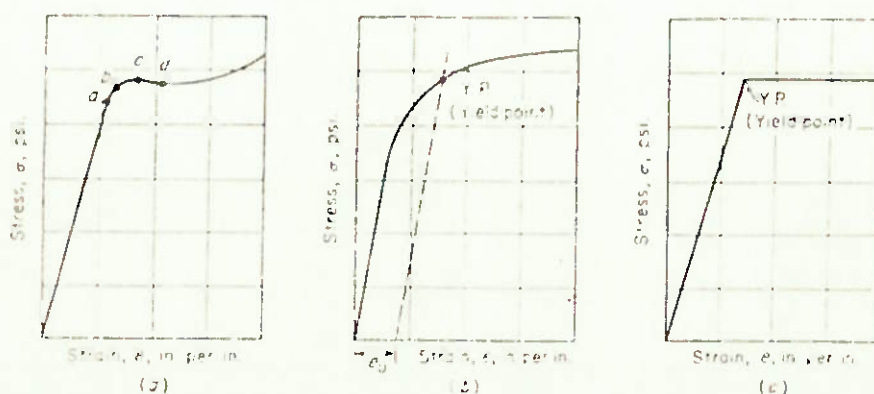


Figura 1.3. Pontos Característicos do Diagrama.

Na figura acima distingue-se o ponto a denomina-

do Limite de Proporcionalidade e dado pela maior tensão que o material suporta sem se desviar da linearidade.

O Limite Elástico, representado por b, é a tensão máxima que o material suporta sem deformações permanentes. A posição dos dois pontos, a e b, é difícil de ser determinada com precisão, às vezes se confundindo.

Terminada a zona elástica chega-se ao regime plástico. Nesta fase ocorre o escoamento. O Limite de Escoamento superior e inferior é representado por c e d respectivamente. O limite inferior d é o utilizado para caracterizar o escoamento em materiais utilizados em estruturas.

É costumeiro definir a Tensão de Escoamento como a tensão que provoca deformações previamente estabelecidas como se observa em Fig. 1.3-b.

A Fig. 1.3-c mostra como se pode representar o diagrama tensão X deformação devido à proximidade de a e c.

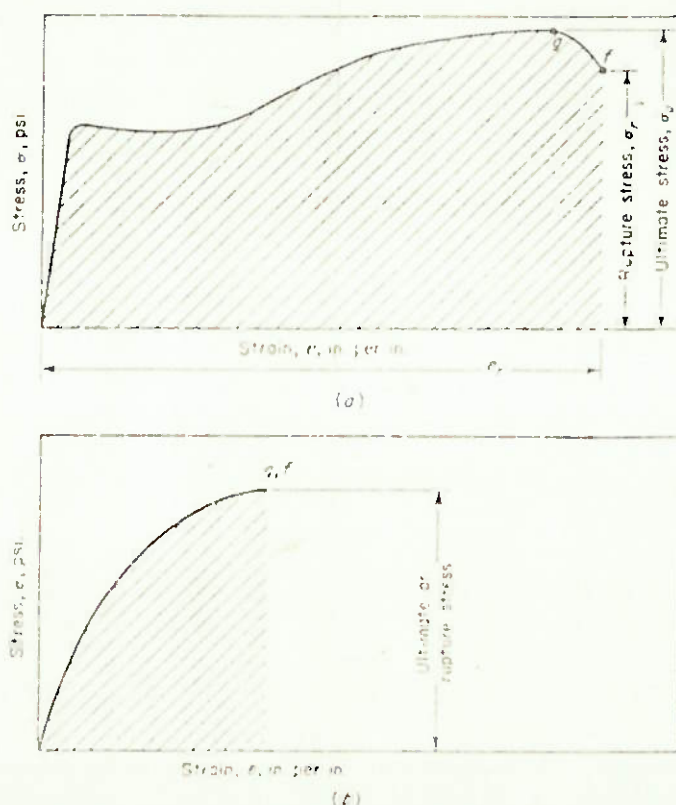


Figura 1.4. Determinação da Energia de Deformação Plástica.

A Fig. 1.4-a mostra o ponto g ou o Limite de Resistência que é a máxima tensão com que se pode contar com alguma reação do material em teste.

A partir do Limite de Resistência o alongamento cresce com a diminuição da tensão até que se verifica a ruptura do material representada pelo ponto f .

A mais importante propriedade dos materiais utilizados em vasos de pressão é a Dutilidade. Tanto do ponto de vista de projeto como de fabricação esta propriedade contribui como um ajustador de tensões localizadas ou não, e que eventualmente não foram consideradas em projeto.

A medida da Dutilidade pode ser feita em porcentagem do comprimento do corpo de prova na ruptura com relação ao comprimento inicial ou em porcentagem da área transversal do corpo de prova na ruptura com relação à área transversal inicial.

$$D_c = \frac{(L_f - L_o)}{L_o} 100 \quad \text{Eq. 1.4}$$

$$D_a = \frac{(A_o - A_f)}{A_o} 100 \quad \text{Eq. 1.5}$$

Resiliência é a capacidade de um metal absorver energia quando deformado elásticamente e liberá-la quando descarregado. A sua medida é feita pelo Módulo de Resiliência, que é a energia de deformação por unidade de volume necessária para tensionar o metal da origem até o limite de proporcionalidade. Uma vez que a carga seja aplicada gradualmente este módulo pode ser dado por

$$T_p = \frac{\sigma_{p_e}^2}{2} \quad \text{ou} \quad T_p = \frac{\sigma_p^2}{2 \cdot E} \quad \text{Eq. 1.6}$$

2. FORMAS DE DETERMINAÇÃO DE TENSÕES EM ESTRUTURAS

As formas usadas para se determinar praticamente tensões em estruturas são apresentadas resumidamente.

2.1. Strain Gages

Este método consiste em medir as deformações superficiais em uma estrutura existente ou em um modelo em escala. Estas medidas podem ser feitas por métodos mecânicos, strain gages mecânicos, ou elétricos através de resistências distensíveis. Recentemente os dispositivos elétricos têm suplantado os mecânicos devido à facilidade de aplicação e adaptação em lugares de difícil acesso tais como em interiores de vasos de pressão e em cantos vivos.

A Fig. 2.1 mostra um dos mais utilizados Strain Gages elétricos.

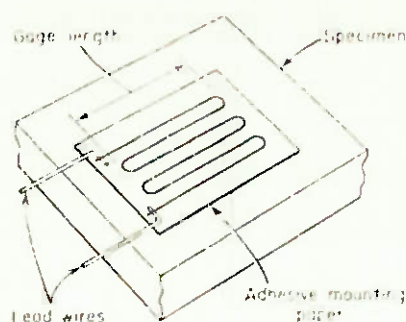


Figura 2.1. Arranjo Esquemático do SR-4
Strain Gage Elétrico.

O dispositivo consiste em curtos comprimentos de resistências elétricas, formando uma Ponte de Wheatstone, presos à estrutura com adesivo de tal forma que qualquer variação de dimensões da superfície deformará o Strain Gage. A mudança em comprimento e em área transversal do fio causará uma variação da resistência elétrica. Esta mudança de resistência elétrica causará a variação do potencial elétrico nos terminais do dispositivo. Este valor, calibrado, corresponderá a uma certa deformação que com as fórmulas dadas anteriormente determinará a tensão local.

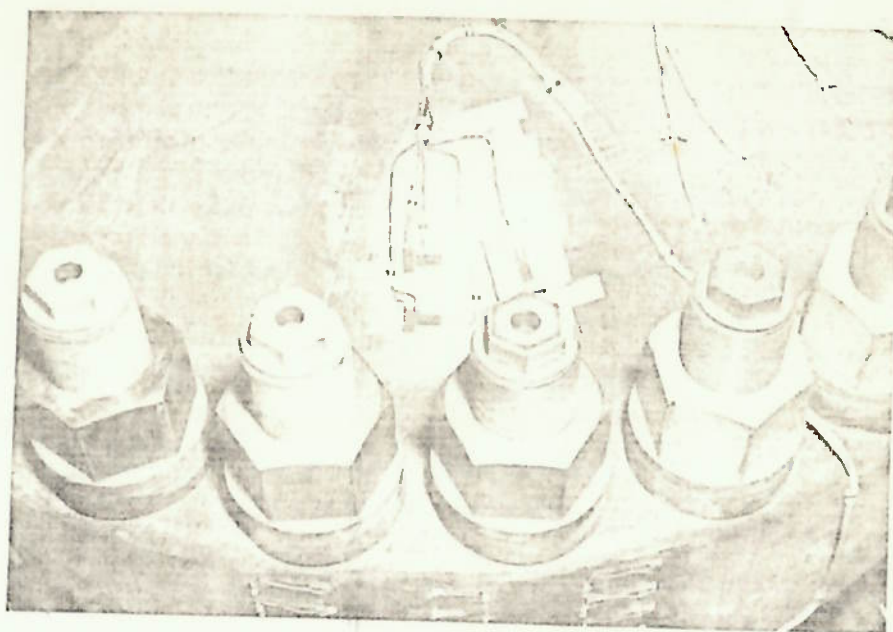


Figura 2.2. Medidas com Strain Gage elétrico em Tampo Flangeado de um Vaso de Reator Nuclear.

2.2. Fotoelasticidade

Consiste em medidas ópticas de diferenças de tensões principais em modelo de material transparente e isotrópico o qual se torna duplamente refringente quando luz polarizada o atravessa. Em modelos bidimensionais este método dá a media de tensões através de uma espessura, em modelos tridimensionais esta tensão pode ser determinada.

Normalmente estes modelos são relativamente pequenos e baratos.

Extensões deste método têm sido desenvolvidos; consistem em colar finas folhas de material fotoelástico na estrutura existente a ser analisada. Os alongamentos superficiais da estrutura são transmitidos à capa de plástico e as medidas são feitas com luzes incidentes sobre o material fotoelástico.

De modo genérico as franjas escuras indicam distribuição uniforme de tensões como mostrado na Fig. 2.3. Estas tensões são também uniformes nas seções transversais verticais. Onde as franjas são vistas de modo não uniforme existem as concentrações de tensões. Estas concentrações de tensões, como se observa na figura, ocorrem em regiões de cargas concentradas ou de mudanças abruptas de geometria.

O Método da Fotoelasticidade é particularmente útil na análise de tensões em formas complexas. Dá também uma visão geral da distribuição das tensões e indica onde existem maiores tensões concentradas e mudanças nos contornos podem ser realizadas para diminuí-las ; onde as tensões são menores e material pode ser removido sem detrimento da resistência geral da estrutura.

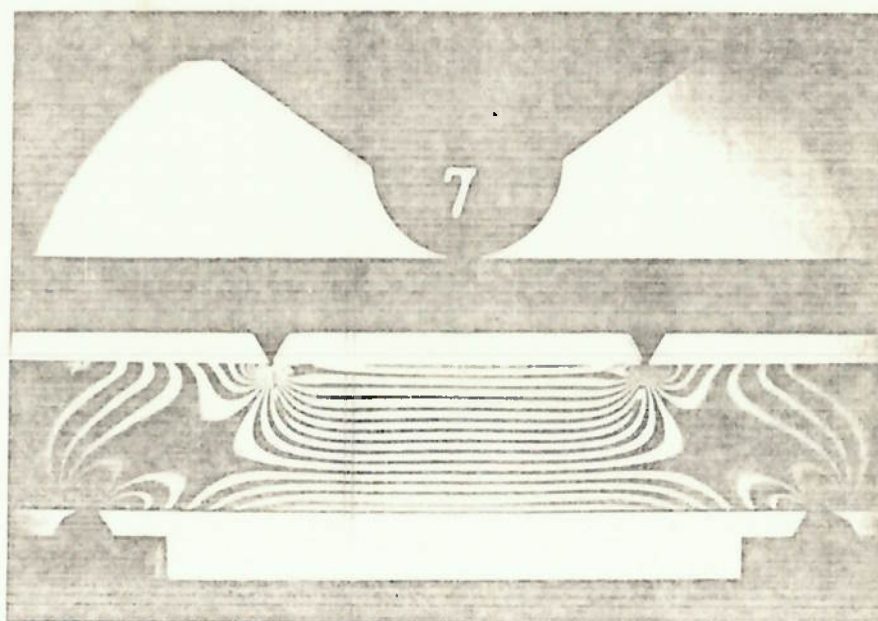


Figura 2.3. Modelo Fotoelástico de uma Barra com Seção Transversal Retangular.

3. TIPOS DE SOLICITAÇÕES E TENSÕES

Estruturas estão sujeitas a dois tipos básicos de cargas: a saber, estáticas e dinâmicas (variáveis, cíclicas, impacto). Algumas estruturas carregadas variáveis ou cíclicamente podem ser admitidas como carregadas estáticamente sem introdução de sérios erros. Tais estruturas, se feitas de material dútil, cedem por pequenos escoamentos localizados. A ductilidade permite uma redistribuição das tensões concentradas atenuando, nestes locais, a solicitação do material. Isto faz da Dutilidade a mais importante propriedade de um material de um vaso de pressão.

Entretanto, quando a carga é tal que o componente é submetido a um considerável número de ciclos de tensões, e mesmo que o material tenha boa ductilidade, erros apreciáveis podem ser introduzidos se se considerarem cargas estáticas. Sob tais condições as falhas ocorrem devido à condição denominada Fadiga. A falha por fadiga é devida principalmente a tensões altamente localizadas as quais causam fraturas microscópicas que se expandem até que o componente esteja inutilizado. Este tipo de falhas é de particular importância em vasos de pressão para armazenamento hidráulico e pneumático.

Cargas de impacto ou choque podem ser impostas a estruturas por terremotos, explosões, ou colisões de equipamentos móveis. Isto exige considerações de projeto para a transferência da energia cinética envolvida, absorção desta energia pelo vaso e eventuais estruturas adjacentes; o uso de materiais com resiliência adequada se faz necessário.

As distribuições de tensões próximas ao ponto de aplicação de cargas pode variar bastante do padrão baseado em equações comuns e estas tensões localizadas podem ter valores relativamente grandes. Mesmo que o material possua boas propriedades mecânicas e ocorra uma redistribuição de tensões, a ruptura pode ocorrer.

Em materiais relativamente frágeis ou em materiais dúteis sujeitos a carregamentos cíclicos, tensões ao redor dos pontos de aplicação de carga determinam a resistência do material a ser utilizado. Isto é particularmente importante em vasos projetados com paredes finas e que não podem resistir a grandes esforços perpendiculares à sua superfície.

As equações básicas de determinação de tensões são baseadas na suposição de que as tensões em um componente são causadas por cargas externas e não consideram tensões concentradas. Embora as tensões descontínuas sejam secundárias, por serem limitadas pelas propriedades mecânicas do material, elas são de importância para materiais frágeis e mesmo dúteis submetidos a carga de fadiga.

Igualmente importante é a ocorrência de estado tri-axial de tensões em seções espessas, o que incorre na limitação de redistribuição de picos localizados de tensão. Esta é a principal razão por que o alívio de tensões por tratamentos térmicos em vasos de paredes espessas é sempre recomendado pelos códigos de construção. Nos vasos de parede delgada o estado de tensões é essencialmente bi-dimensional.

Quanto à influência dos formatos geométricos dos componentes sobre as tensões temos que as formas comuns de cálculos de tensões pressupõem que os planos das seções do material permanecem indeformados. Estas equações não nos fornecem as tensões verdadeiras que agem nas formas geométricas descontínuas pois os valores de tensão ali determinados praticamente são muito maiores do que os valores dados por estas equações.

Estas tensões são muito mais importantes com os materiais mais frágeis, mesmo submetidos a cargas estáticas

porque a transferência de tensões da parte mais solicitada para a menos solicitada não terá possibilidade de ocorrer e a fratura do componente sucederá. Elas são igualmente significativas, sob o ponto de vista de fadiga, quando cargas cíclicas são aplicadas.

O problema de avaliação destas tensões localizadas em vasos de pressão tem assumido maior importância na medida em que a indústria petroquímica tem exigido altíssimas pressões de operação, a expansão da indústria criogênica tem trazido condições de operação com temperaturas ao redor de -320°C e a nuclear opera, em conjunto, com altas pressões, temperaturas extremas e condições de irradiação (p.e. de neutrons) cíclica sobre os materiais.

Todas estas exigências têm focado considerável atenção na Análise de Tensões, novos materiais de construção e novas soluções de projeto para os vasos de pressão.

4. APROXIMAÇÕES DE PROJETO

O projeto da maioria das estruturas é baseado em fórmulas que são tidas como aproximadas. Os ítems desconhecidos, tal como a extensão de escoamento, são compensados com o uso de tensões em condições de trabalho admitidos com certeza serem inferiores àquele que ocasionaria a ruptura do componente. Este fator de segurança cobre o desconhecido na operação do vaso e embora tenha o mérito de trazer bons resultados também traz novos dados para métodos analíticos e experimentais mais refinados. Cada vez mais conhecimentos na área de análise de projetos e comportamento de materiais são colocados à disposição do economico uso na engenharia.

As exigências de segurança de reatores nucleares, submersíveis de alta profundidade, veículos espaciais e equipamentos da indústria química têm acelerado a obtenção destes novos conhecimentos.

Materiais de alta resistência criados com elementos de liga, processos de manufatura ou tratamentos térmicos são desenvolvidos para satisfazer as necessidades da engenharia. Eles são continuamente testados para estabelecer os seus limites de resistência e adaptados aos projetos de vasos de pressão na medida em que o seu conhecimento na fabricação e na experiência o justifiquem.

Aperfeiçoamentos analíticos e experimentais da Análise de Tensões tem permitido uma utilização mais perfeita das propriedades dos materiais. Muitas equações anteriormente insolúveis da Elasticidade são resolvidos por computadores.

Técnicas mais apuradas tem permitido análises mais detalhadas de tensões em descontinuidades estruturais dos vasos de pressão. Isto é importantíssimo porque 80% de todas as falhas ocorridas são causadas pelas concentrações de tensão nestes detalhes construtivos. Por isso, a minimização destes problemas trará vida mais longa ao vaso, proporcionando projetos de maior confiança.

5. TEORIA GERAL DE TENSÕES DE MEMBRANA EM VASCOS SUBMETIDOS A PRESSÃO INTERNA

As tensões de membrana em vasos de revolução, incluindo os de complicada geometria, podem ser avaliadas pelas equações da estática desde que as cargas envolvidas sejam simétricas ao redor do eixo longitudinal do vaso. A carga de pressão não necessita ser a mesma em todo o espaço de revolução, mas só nos planos perpendiculares ao eixo longitudinal 0-0 como mostrado na Fig. 5.1

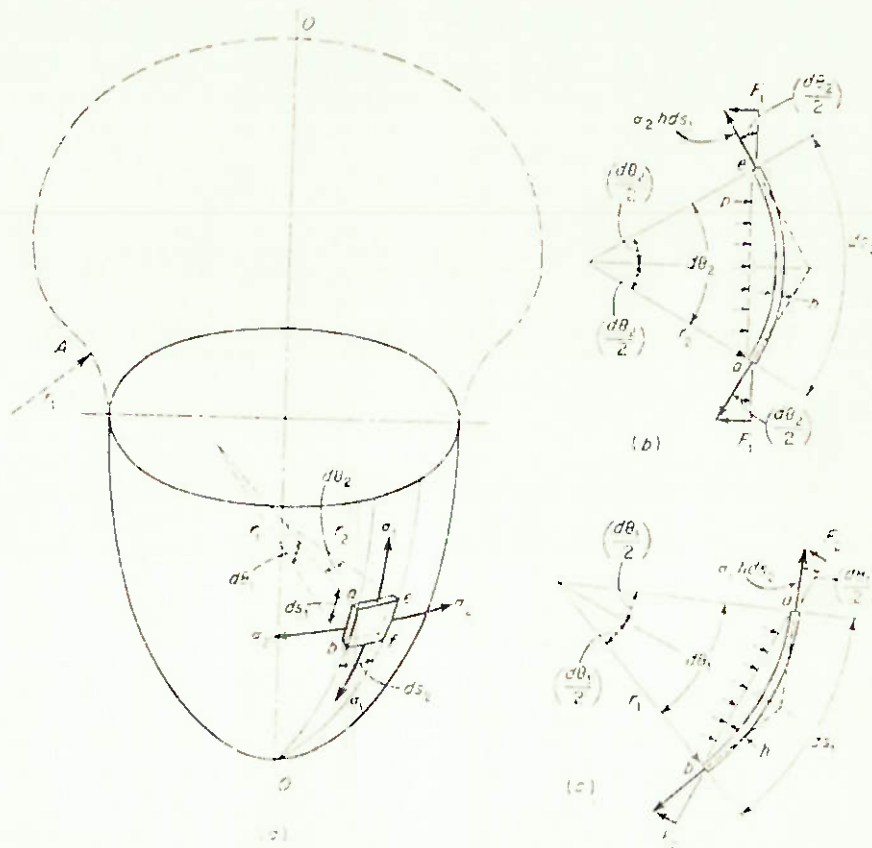


Figura 5.1. Tensões de Membrana em Vasos de Revolução.

No vaso da Fig. 5.1-a se um elemento a-b-e-f é cortado por duas seções meridionais ab e ef, e por duas seções ae e bf normais a estes meridianos, pode-se notar que uma condição de simetria existe e somente tensões normais agem nos lados deste elemento.

Nomenclatura referente à Fig. 5.1:

σ_1 = tensão longitudinal ou tensão na direção meridional

σ_2 = tensão circunferencial

h = espessura da parede do vaso

ds_1 = comprimento dos lados ab e ef do elemento na direção meridional

ds_2 = comprimento dos lados ae e bf do elemento na direção circunferencial

r_1 = raio de curvatura longitudinal ou meridional

r_2 = raio de curvatura circunferencial

p = pressão

Da Fig. 5.1-a o total de forças atuantes nos lados do elemento são

$$\sigma_1 \cdot h \cdot ds_2 \quad \text{e} \quad \sigma_2 \cdot h \cdot ds_1$$

A força $\sigma_2 \cdot h \cdot ds_1$ tem uma componente na direção normal ao elemento. Esta força, conforme Fig. 5.1-b é dada por

$$2 \cdot F_1 = 2 \cdot \sigma_2 \cdot h \cdot ds_1 \cdot \text{sen}(d\theta_2/2) \quad \text{Eq. 5.1}$$

Similarmente a força $\sigma_1 \cdot h \cdot ds_2$ tem uma componente na direção normal ao elemento. Esta força, decorrente da tensão longitudinal, conforme Fig. 5.1-c é dada por

$$2 \cdot F_2 = 2 \cdot \sigma_1 \cdot h \cdot ds_2 \cdot \text{sen}(d\theta_1/2) \quad \text{Eq. 5.2}$$

A força devida à pressão, normal ao elemento, é dada por

$$P = p \{2 \cdot r_1 \cdot \text{sen}(d\theta_1/2)\} \{2 \cdot r_2 \cdot \text{sen}(d\theta_2/2)\}$$

A força devida à pressão está em equilíbrio com as duas componentes de força dadas por Eq. 5.1 e Eq. 5.2. Este equilíbrio de forças é representado pelo seguinte

$$2.\sigma_2.h.ds_1.\text{sen}(d\theta_2/2) + 2.\sigma_1.h.ds_2.\text{sen}(d\theta_1/2) =$$

$$= p[2.r_1.\text{sen}(d\theta_1/2)][2.r_2.\text{sen}(d\theta_2/2)]$$

Eq. 5.4

Observando-se que

$$\text{sen}(d\theta_1/2) = \frac{ds_1}{2.r_1} \quad \text{e} \quad \text{sen}(d\theta_2/2) = \frac{ds_2}{2.r_2}$$

podemos simplificar a equação do equilíbrio de forças Eq. 5.4 para o seguinte

$$\frac{\sigma_1}{r_1} + \frac{\sigma_2}{r_2} = \frac{p}{h}$$

Eq. 5.5

O sinal da derivação acima é positivo por que ambos os raios de curvatura se posicionam em pontos internos ao vaso. Estes sinais de curvatura serão negativos, por exemplo, na região A do vaso indicada na Fig. 5.1-a. Antes de atingir valores negativos a curvatura passará por um ponto de inflexão no qual seu valor será infinito.

A Eq. 5.5 pode ser utilizada em vasos de pressão divididos em compartimentos, operando em condições distintas, e que por isto necessitam de diferentes espessuras em suas partes.

A tensão σ_3 , radial ao vaso, varia com p no lado interno da parede do vaso até 0 no lado externo. Frequentemente esta tensão pode ser desprezada pois seu valor é desprezível frente às outras tensões. Nestes casos o estado de tensões é predominantemente duplo.

6. VASO CILINDRICO SUBMETIDO A PRESSÃO INTERNA

No caso de um comprimento cilíndrico de um vaso submetido a pressão interna p , os raios de curvatura longitudinal e circunferencial terão valores constantes, a saber

$$r_1 = \infty$$

$$r_2 = r$$

Substituindo estes parâmetros na Eq. 5.5 podemos avaliar a tensão circunferencial na parede do cilindro

$$\frac{\sigma_1}{\infty} + \frac{\sigma_2}{r} = \frac{p}{h} \quad \text{Eq. 6.1}$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot r}{h} \quad \text{Eq. 6.2}$$

A tensão longitudinal de tração pode ser encontrada igualando-se as forças longitudinais com o total de força devida à pressão interna agindo na seção transversal da parede do vaso. Este equilíbrio de forças é dado por

$$\sigma_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot h = p \cdot \pi \cdot r^2 \quad \text{Eq. 6.3}$$

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \quad \text{Eq. 6.4}$$

Percebe-se que a tensão longitudinal na parede de vaso cilíndrico é duas vezes menor que a circunferencial.

7. VASO ESFÉRICO SUBMETIDO A PRESSÃO INTERNA

No caso de uma esfera os raios de curvatura são iguais e constantes, a saber

$$r_1 = r_2 = r$$

Da simetria geométrica segue-se que também as tensões são iguais

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma$$

Substituindo os parâmetros acima na Eq. 5.5 obteremos

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h}$$

Eq. 7.1

É de particular importância, no projeto de vasos de pressão, o conhecimento de que as tensões em uma esfera são as mínimas que poderiam ocorrer em um outro vaso de formato qualquer, nas mesmas condições. Por isto, para a engenharia, a esfera possui o formato ideal e é amplamente utilizada na construção de costados e tampos hemisféricos.

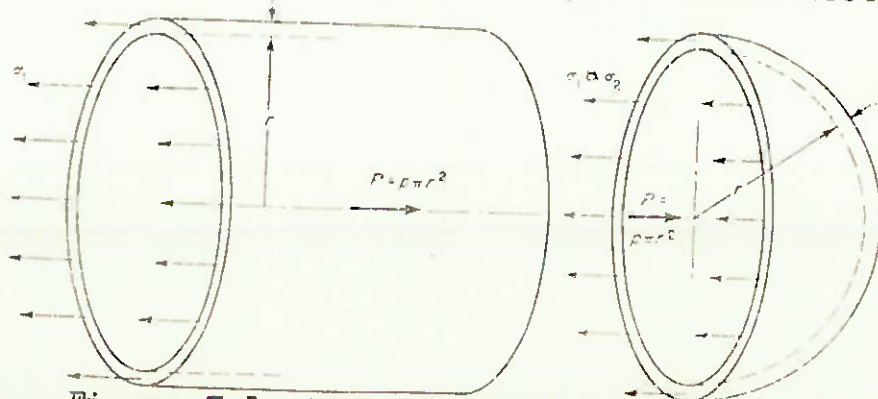


Figura 7.1. Tensões Longitudinais em um

Cilindro e em uma Esfera

8. VASO ELIPSOIDAL SUBMETIDO A PRESSÃO INTERNA

Formas elipsoidais são frequentemente utilizadas como tampos de costados cilindricos em geradores de vapor, reatores e reservatórios. Em tais construções apenas a metade de um elipsóide é utilizado como um tampo.

Desde que o raio de curvatura de tal superfície varia de ponto para ponto, a solução da equação dada por Eq. 5.5 se torna um tanto mais complexa do que a das demais formas geométricas de curvaturas constantes.

Uma elipse de eixo maior $2.a$ e de eixo menor $2.b$ é dada em coordenadas ortogonais pela equação

$$b^2.x^2 + a^2.y^2 = a^2.b^2 \quad \text{Eq. 8.1}$$

a qual é representada na Fig. 8.1

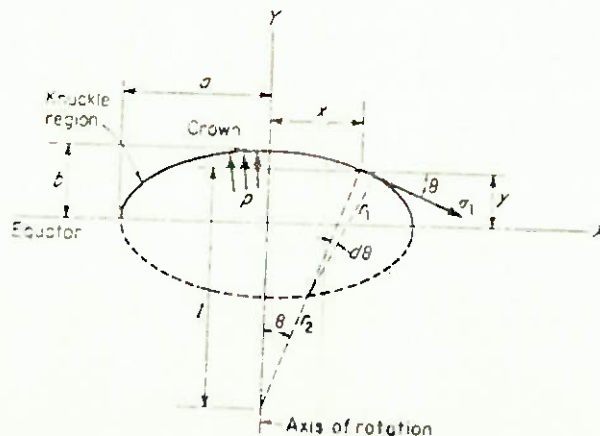


Figura 8.1. Tensões em um Elipsóide.

Do Cálculo se tem que o raio de curvatura de uma superfície em qualquer ponto é dado por

$$\rho = \frac{\left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right]^{3/2}}{\frac{d^2y}{dx^2}} \quad \text{Eq. 8.2}$$

Diferenciando a equação Eq. 8.1 duas vezes em relação a x obtemos

$$\frac{dy}{dx} = \frac{-b.x}{a(a^2-x^2)^{1/2}} = \frac{-b^2.x}{a^2.y} \quad \text{Eq. 8.3}$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = \frac{-b.a^2}{a(a^2-x^2)^{3/2}} = \frac{-b^4}{a^2.y^3} \quad \text{Eq. 8.4}$$

Substituindo estes valores em Eq. 8.2 temos a curvatura longitudinal

$$r_l = \frac{(a^4.y^2 + b^4.x^2)^{3/2}}{a^4.b^4} \quad \text{Eq. 8.5}$$

Sabe-se que $\tan \theta = \frac{dy}{dx}$;

e da Fig. 8.1 observa-se que o valor acima é igual a x/l .
Desta igualdade se obtém l que é dado por

$$l = \frac{a(a^2-x^2)^{1/2}}{b} \quad \text{Eq. 8.6}$$

Ainda da Fig. 8.1 tem-se que

$$r_2 = (l^2 + x^2)^{1/2} \quad \text{Eq. 8.7}$$

cujo comprimento l substituído da Eq. 8.6 fornece o raio de curvatura circunferencial

$$r_2 = \frac{(a^4 \cdot y^2 + b^4 \cdot x^2)^{1/2}}{b^2} \quad \text{Eq. 8.8}$$

Das Eq. 8.5 e Eq. 8.8 obtemos a relação entre os raios de curvatura

$$r_1 = \frac{r_2^3 \cdot b^2}{a^4} \quad \text{Eq. 8.9}$$

A tensão longitudinal ou meridional pode ser encontrada considerando o equilíbrio da porção do elipsoide sobre o ângulo 2θ que compreende o círculo de raio x . O equilíbrio é dado por

$$\pi \cdot x^2 \cdot p - 2 \cdot \pi \cdot x \cdot \sigma_1 \cdot \text{sen}\theta = 0 \quad \text{Eq. 8.10}$$

Dado que $\text{sen}\theta = \frac{x}{r_2}$

tem-se a tensão longitudinal dada por

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot r_2}{2 \cdot h} \quad \text{Eq. 8.11}$$

A tensão circunferencial é obtida com a substituição de Eq. 8.5, Eq. 8.8 e Eq. 8.11 na equação geral de tensões de membrana Eq. 5.5.

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot r_2}{h} - \frac{r_2 \cdot \sigma_1}{r_1} = \frac{p}{h} \left(r_2 - \frac{r_2^2}{2 \cdot r_1} \right) \quad \text{Eq. 8.12}$$

Na coroa do elipsoide $r_1 = r_2 = a^2/b$ e aí

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{p \cdot a^2}{2 \cdot b \cdot h} \quad \text{Eq. 8.13}$$

No equador do elipsoide $r_1 = b^2/a$ e $r_2 = a$ as tensões neste local são

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot a}{2 \cdot h} \quad \text{Eq. 8.14}$$

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot a}{h} \left(1 - \frac{a^2}{2 \cdot b^2} \right) \quad \text{Eq. 8.15}$$

Da equação Eq. 8.15 tira-se que a tensão circunferencial passa de tração para compressão, em pontos próximos ao equador, se a relação de elipse a/b é maior que o valor 1,42.

Admitindo que a tensão média radial através da parede na coroa é dada por

$$\sigma_r = \frac{p}{2}$$

podemos escrever as equações de tensões de cisalhamento na parede da coroa e da parede do equador.

A tensão máxima de cisalhamento na parede da coroa é dada por

$$\tau_{c \max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_r}{2} = \frac{p}{4} \left(\frac{a^2}{b \cdot h} + 1 \right) \quad \text{Eq. 8.16}$$

e no equador é

$$\tau_{e \max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{p \cdot a}{4 \cdot h} \left(\frac{a^2}{b^2} - 1 \right) \quad \text{Eq. 8.17}$$

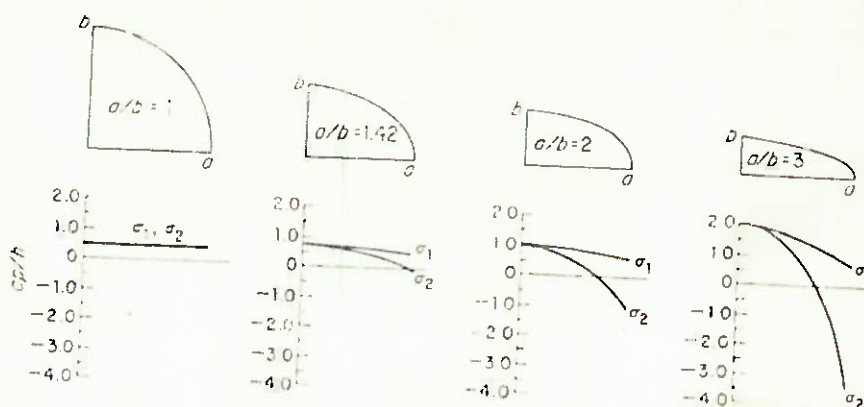


Figura 8.2. Variação de Tensões em um Elipsoide para Valores de a/b .

Verifica-se que a tensão longitudinal permanece de tração em toda a superfície para todos os valores de a/b da Fig. 8.2. A tensão circunferencial é também de tração na região da coroa mas diminui em direção ao equador e se torna de compressão para valores de a/b maiores que 1,42.

Se $a/b = 1$, temos as tensões de uma esfera.

Com $a/b = 2$, a máxima tensão de tração é a mesma de um cilindro e ocorre no centro da coroa. Uma tensão circunferencial de compressão de mesma magnitude ocorre no equador.

Muitos códigos de construção restringem a relação de eixo maior e eixo menor para não mais que o valor 2,0.

Se a relação a/b é muito aumentada ainda teremos tração na coroa mas que será de muito excedida pela compressão na região do equador. Isto causará dois efeitos:

- amassamento local de tampos de paredes finas devido à alta tensão circunferencial de compressão
- falhas locais devido à alta tensão de cisalhamento desenvolvida.

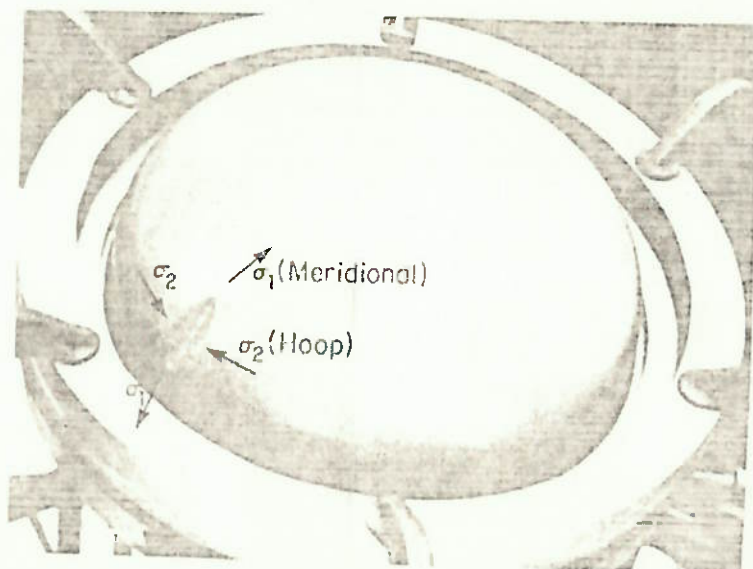


Figura 8.3. Amassamento inicial em Modelo de Tampo Elipsoidal Devido a Tensões Circunferenciais de Compressão.

9. COEFICIENTE DE POISSON μ

Uma barra sujeita a tração experimental, além da deformação axial, uma contração lateral.

Da mesma forma, um corpo comprimido apresentará uma expansão lateral.

A razão destes alongamentos, lateral e axial, é constante dentro do regime elástico do material e é conhecido como Coeficiente de Poisson.

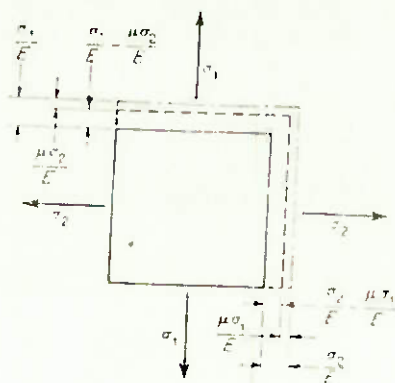


Figura 9.1. Deformações em Estado Duplo.

Conforme a figura acima podemos determinar os alongamentos das duas direções principais resultando em

$$e_1 = \frac{\sigma_1}{E} - \frac{\mu \cdot \sigma_2}{E} \quad \text{Eq. 9.1}$$

$$e_2 = \frac{\sigma_2}{E} - \frac{\mu \cdot \sigma_1}{E} \quad \text{Eq. 9.2}$$

As tensões do Estado Duplo serão dadas por

$$\sigma_1 = \frac{(e_1 + \mu \cdot e_2)E}{1 - \mu^2} \quad \text{Eq. 9.3}$$

$$\sigma_2 = \frac{(e_2 + \mu \cdot e_1)E}{1 - \mu^2} \quad \text{Eq. 9.4}$$

Conforme o que foi dito anteriormente à respeito da tensão radial que varia de p no interior do vaso até 0 no lado externo, esta tensão pode ser desprezada em face das outras duas e o estado de tensões será predominantemente duplo. Por isto serão consideradas apenas as equações do estado referido.

10. DILATAÇÃO RADIAL EM VASOS DE PRESSÃO

A dilatação, ou crescimento radial, de um vaso de pressão é decorrente do alongamento circunferencial e_2 .

Esta dilatação pode ser obtida pela seguinte equação referente à Fig.10.1.

$$\delta = \int_0^{\pi/2} e_2 \cdot r \cdot \cos \phi \cdot d\phi = e_2 \cdot r \quad \text{Eq. 10.1}$$

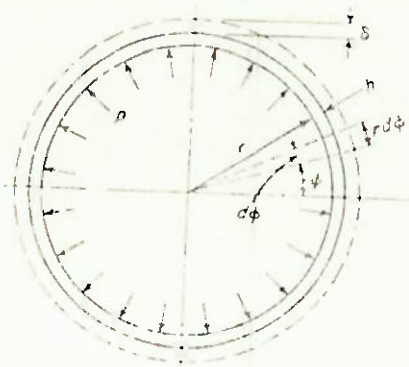


Figura 10.1. Dilatação Devida à Pressão Interna.

Substituindo em Eq. 10.1 o valor de e_2 dado por Eq. 9.2 obteremos

$$\delta = r \left(\frac{\sigma_2}{E} - \frac{\mu \cdot \sigma_1}{E} \right) \quad \text{Eq. 10.2}$$

Para um vaso cilíndrico podemos substituir as tensões da equação acima com os valores dados por Eq. 6.2 e por Eq. 6.4 chegando a

$$\delta = \frac{p \cdot r^2}{2 \cdot h \cdot E} (2 - \mu) \quad \text{Eq. 10.3}$$

Para um vaso esférico, da mesma forma anterior, substituímos as tensões da equação Eq. 10.2 pela dada em Eq. 7.1, chegando à seguinte equação

$$\delta = \frac{p \cdot r^2}{2 \cdot h \cdot E} (1 - \mu) \quad \text{Eq. 10.4}$$

A dilatação de um vaso elipsoidal nas regiões próximas ao equador depende da relação entre raios maior e menor a/b e é encontrada substituindo as tensões de Eq. 10.2 com as dadas por Eq. 8.11 e Eq. 8.15. Se $a=r$, teremos para a região do equador a seguinte equação

$$\delta = \frac{p \cdot r^2}{h \cdot E} \left(1 - \frac{a^2}{2 \cdot b^2} - \frac{\mu}{2} \right) \quad \text{Eq. 10.5}$$

A equação acima dá a dilatação equatorial que não é sempre positiva ou para fora, podendo ser uma contração. Se o material do vaso tem um Coeficiente de Poisson 0,3 teremos, segundo a equação, dilatações negativas para relações a/b maiores que 1,3.

À este comportamento associa-se o aumento de tensões descontínuas quando tampos elipsoidais são utilizados como tampos de costados cilíndricos de mesma espessura, ao invés de tampos hemisféricos.

11. TEORIA DA VIGA SOBRE SUPORTE ELÁSTICO

11.1. Introdução

As tensões de membrana equacionadas anteriormente são típicas tensões denominadas primárias. As tensões primárias são definidas como aquelas desenvolvidas por alguma carga imposta e que são necessárias para satisfazer o equilíbrio de forças e momentos externos e internos. A característica básica destas tensões é que se lhes permitirmos grandes valores sobre um material, este poderá exceder o limite de escoamento e vir a se deformar ou se romper.

O outro tipo de tensões é a tensão secundária. Estas tensões são aquelas desenvolvidas pela constrição da estrutura do vaso ou de alguma parte adjacente do mesmo. A característica básica destes é que escoamentos locais do material ou menores distorções podem satisfazer as condições causadoras destas tensões aliviando as suas magnitudes nestes locais de pequenos reajustes. Não é esperado que este tipo de tensões leve o material a rupturas.

A este segundo tipo de tensões será aqui resumida uma teoria que permita calcular os seus valores em junções de costados e tampos.

11.2. Viga Sobre Suporte Elástico

Quando uma barra prismática reta é suportada por uma fundação elástica, e esta submetida a uma carga concentrada P no plano principal de sua seção transversal simétrica, a barra vai defletir produzindo uma distribuição contínua de força q na fundação. Esta reação é proporcional à deflexão y da viga em cada ponto, ou $k = q/y$. Esta força é sempre contrária à deflexão da viga.

A força com a qual a fundação resiste à deflexão da viga é proporcional à deflexão deste, e este coeficiente de proporcionalidade, ou coeficiente de mola, é igual à força exigida por unidade de área para causar deflexões unitárias

$$q = k \cdot y \quad \text{Eq. 11.2.1}$$

Esta resistência distribuída pode ser observada na Fig. 11.2.1. abaixo.

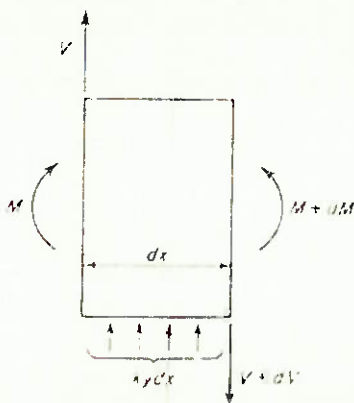


Figura 11.2.1. Forças em Elemento de Fundação.

A somatória de forças verticais para este elemento será

$$V - (V + dV) + k \cdot y \cdot dx = 0 \quad \text{Eq. 11.2.2}$$

E desde que a derivada do momento M em relação a x é igual ao esforço cortante V tem-se em conjunto com a equação Eq. 11.2.2.

$$\frac{dV}{dx} = \frac{d^2M}{dx^2} = k.y \quad \text{Eq. 11.2.3}$$

por

A linha elástica para barras prismáticas é dada

$$E.I \frac{d^2y}{dx^2} = -M \quad \text{Eq. 11.2.4}$$

que derivada duas vezes em relação a x e tendo substituído o valor da Eq. 11.2.3 fornece

$$E.I \frac{d^4y}{dx^4} = -k.y \quad \text{Eq. 11.2.5}$$

que é a equação da curva de deflexão da viga suportada pela base elástica.

A solução geral desta equação diferencial homogênea e de coeficientes constantes é, usando a notação

$$\beta = \left(\frac{k}{4.E.I} \right)^{1/4} \quad \text{Eq. 11.2.6}$$

$$y = e^{\beta.x}(C_1.\cos\beta.x + C_2.\sen\beta.x) + \\ + e^{-\beta.x}(C_3.\cos\beta.x + C_4.\sen\beta.x) \quad \text{Eq. 11.2.7}$$

11.3. Viga Infinitamente Longa com Carga Concentrada

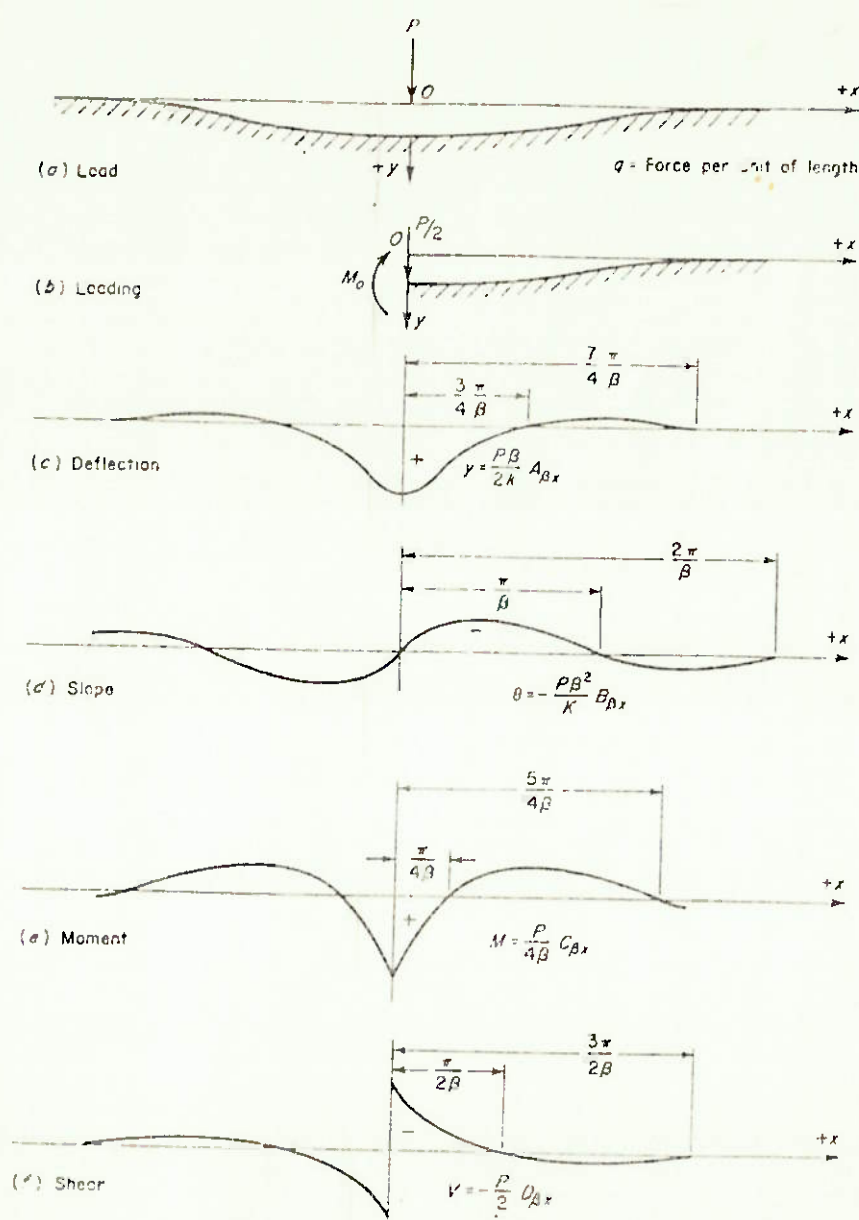


Figura 11.3.1. Carga, Deflexão, Inclinação, Momento e Esforço Cortante em Viga Sobre Fundação Elástica Contínua.

Se a carga está aplicada na origem do sistema de coordenadas a curvatura é simétrica e somente uma parte da viga necessita ser considerada.

À medida que x tende ao infinito a deflexão tende a 0, portanto, da Eq. 11.2.7 temos $C_1 = C_2 = 0$. Logo a equação de curvatura nestas condições é somente a segunda parte da Eq. 11.2.7.

Com a condição de simetria temos inclinação nula na origem e $C_3 = C_4 = C$, reduzindo a curvatura a

$$y = C.e^{-\beta \cdot x}(\cos \beta \cdot x + \sen \beta \cdot x) \quad \text{Eq. 11.3.1}$$

A constante C pode ser determinada sabendo-se que a somatória de reações q da fundação deve ser igual à carga aplicada P

$$2 \int_0^{\infty} k \cdot y \cdot dx = P \quad \text{Eq. 11.3.2}$$

resultando em

$$C = \frac{P \cdot \beta}{2 \cdot k} \quad \text{Eq. 11.3.3}$$

Tendo-se então a curvatura dada por

$$y = \frac{P \cdot \beta}{2 \cdot k} e^{-\beta \cdot x}(\cos \beta \cdot x + \sen \beta \cdot x) \quad \text{Eq. 11.3.4}$$

Expressões de inclinação, momento fletor, força cortante podem ser obtidas com as equações diferenciais alternativas de vigas elásticas

$$\frac{dy}{dx} = \theta \quad \text{Eq. 11.3.5}$$

$$\text{E.I} \frac{d^2 y}{dx^2} = - M \quad \text{Eq. 11.3.6}$$

$$\text{E.I} \frac{d^3 y}{dx^3} = - V \quad \text{Eq. 11.3.7}$$

Com a Eq. 11.3.4 estas relações resultam nas equações apresentadas na Fig. 11.3.1, onde se segue a seguinte notação

$$A_{\beta x} = e^{-\beta \cdot x} (\cos \beta \cdot x + \operatorname{sen} \beta \cdot x) \quad \text{Eq. 11.3.8}$$

$$B_{\beta x} = e^{-\beta \cdot x} \cdot \operatorname{sen} \beta \cdot x \quad \text{Eq. 11.3.9}$$

$$C_{\beta x} = e^{-\beta \cdot x} (\cos \beta \cdot x - \operatorname{sen} \beta \cdot x) \quad \text{Eq. 11.3.10}$$

$$D_{\beta x} = e^{-\beta \cdot x} \cdot \cos \beta \cdot x \quad \text{Eq. 11.3.11}$$

e cuja variação ao longo da viga é dada na Tabela 11.3.1.

β_x	$A_{\beta x}$	$B_{\beta x}$	$C_{\beta x}$	$D_{\beta x}$	β_x	$A_{\beta x}$	$B_{\beta x}$	$C_{\beta x}$	$D_{\beta x}$
0	1.0000	0	1.0000	1.0000	3.6	-0.0366	-0.0121	-0.0124	-0.0245
0.1	0.9907	0.0903	0.8100	0.9003	3.7	-0.0341	-0.0131	-0.0079	-0.0210
0.2	0.9651	0.1627	0.6398	0.8024	3.8	-0.0314	-0.0137	-0.0040	-0.0177
0.3	0.9267	0.2189	0.4888	0.7077	3.9	-0.0286	-0.0140	-0.0008	-0.0147
0.4	0.8784	0.2610	0.3561	0.6171	$5\pi/4$	-0.0278	-0.0140	0	-0.0139
0.5	0.8231	0.2908	0.2415	0.5323	4.0	-0.0258	-0.0139	0.0019	-0.0123
0.6	0.7628	0.3099	0.1431	0.4530	4.1	-0.0231	-0.0136	0.0040	-0.0095
0.7	0.6997	0.3199	0.0599	0.3798	4.2	-0.0204	-0.0131	0.0057	-0.0074
$\pi/4$	0.6118	0.3221	0	0.3224	4.3	-0.0179	-0.0125	0.0070	-0.0054
0.8	0.6354	0.3223	-0.0093	0.3131	4.4	-0.0155	-0.0117	0.0079	-0.0038
0.9	0.5712	0.3185	-0.0657	0.2527	4.5	-0.0132	-0.0108	0.0085	-0.0023
1.0	0.5083	0.3096	-0.1108	0.1989	4.6	-0.0111	-0.0100	0.0089	-0.0011
1.1	0.4476	0.2967	-0.1457	0.1510	4.7	-0.0092	-0.0091	0.0090	0.0001
1.2	0.3899	0.2807	-0.1716	0.1091	$3\pi/2$	-0.0090	-0.0090	0.0090	0
1.3	0.3355	0.2626	-0.1897	0.0729	4.8	-0.0075	-0.0082	0.0089	0.0007
1.4	0.2819	0.2430	-0.2011	0.0419	4.9	-0.0059	-0.0073	0.0087	0.0014
1.5	0.2384	0.2226	-0.2063	0.0158	5.0	-0.0046	-0.0065	0.0084	0.0019
$\pi/2$	0.2079	0.2079	-0.2079	0	5.1	-0.0033	-0.0057	0.0080	0.0023
1.6	0.1959	0.2018	-0.2077	-0.0059	5.2	-0.0023	-0.0049	0.0075	0.0026
1.7	0.1776	0.1812	-0.2017	-0.0235	5.3	-0.0014	-0.0042	0.0069	0.0028
1.8	0.1534	0.1610	-0.1985	-0.0376	5.4	-0.0006	-0.0035	0.0064	0.0029
1.9	0.0932	0.1415	-0.1899	-0.0481	$7\pi/4$	0	-0.0029	0.0058	0.0029
2.0	0.0667	0.1230	-0.1791	-0.0563	5.5	0.0000	-0.0029	0.0058	0.0029
2.1	0.0439	0.1057	-0.1675	-0.0618	5.6	0.0005	-0.0021	0.0052	0.0029
2.2	0.0214	0.0895	-0.1538	-0.0652	5.7	0.0010	-0.0018	0.0046	0.0028
2.3	0.0080	0.0743	-0.1416	-0.0668	5.8	0.0013	-0.0014	0.0041	0.0027
$3\pi/4$	0	0.0671	-0.1342	-0.0671	5.9	0.0015	-0.0010	0.0036	0.0026
2.4	-0.0056	0.0613	-0.1282	-0.0669	6.0	0.0017	-0.0007	0.0031	0.0024
2.5	-0.0166	0.0492	-0.1149	-0.0658	6.1	0.0018	-0.0004	0.0026	0.0022
2.6	-0.0254	0.0383	-0.1019	-0.0636	6.2	0.0019	-0.0002	0.0022	0.0020
2.7	-0.0320	0.0287	-0.0895	-0.0608	2π	0.0019	0	0.0019	0.0019
2.8	-0.0369	0.0204	-0.0777	-0.0573	6.3	0.0019	0.0001	0.0018	0.0018
2.9	-0.0403	0.0132	-0.0666	-0.0531	6.4	0.0018	0.0003	0.0015	0.0017
3.0	-0.0423	0.0070	-0.0563	-0.0493	6.5	0.0018	0.0004	0.0012	0.0015
3.1	-0.0431	0.0019	-0.0469	-0.0450	6.6	0.0017	0.0005	0.0009	0.0013
π	-0.0432	0	-0.0432	-0.0432	6.7	0.0016	0.0006	0.0006	0.0011
3.2	-0.0431	-0.0024	-0.0383	-0.0407	6.8	0.0015	0.0006	0.0004	0.0010
3.3	-0.0422	-0.0058	-0.0306	-0.0361	6.9	0.0014	0.0006	0.0002	0.0008
3.4	-0.0408	-0.0085	-0.0237	-0.0323	7.0	0.0013	0.0006	0.0001	0.0007
3.5	-0.0389	-0.0106	-0.0177	-0.0283	$9\pi/4$	0.0012	0.0006	0	0.0006

Tabela 11.3.1. Funções $A_{\beta x}$, $B_{\beta x}$, $C_{\beta x}$, $D_{\beta x}$.

11.4. Viga Semi-Infinita com Carga Concentrada e Momento

Uma viga semi-infinita é aquela que tem uma extremidade ilimitada e uma origem 0 em outra extremidade.

A Fig. 11.4.1 mostra como a viga flexiona com uma força P e um momento M_0 aplicados na origem 0.



Figura 11.4.1. Carregamento da Viga Semi-Infinita.

A solução geral da viga semi-infinita é a mesma do caso anterior, para vigas infinitas.

Desde que a deflexão e momento fletor se aproximam de 0 à medida que a distância da carga aumenta, como no caso anterior, C_1 e C_2 são iguais a zero resultando

$$y = e^{-\beta \cdot x} (C_3 \cdot \cos \beta \cdot x + C_4 \cdot \sin \beta \cdot x)$$

Eq. 11.4.1

Utilizando novamente as equações diferenciais para viga elástica temos

$$E \cdot I \left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)_{x=0} = -M_0$$

Eq. 11.4.2

$$E.I \frac{d^3 y}{dx^3} \bigg|_{x=0} = -V = P \quad \text{Eq. 11.4.3}$$

Com Eq. 11.4.1 e as relações acima encontramos

$$C_3 = \frac{1}{2 \cdot \beta^3 \cdot E.I} (P - \beta M_0) \quad \text{Eq. 11.4.4}$$

$$C_4 = \frac{M_0}{2 \cdot \beta^2 \cdot E.I} \quad \text{Eq. 11.4.5}$$

Introduzindo as constantes encontramos a curva-tura resolvida

$$y = \frac{e^{-\beta \cdot x}}{2 \cdot \beta^3 \cdot E.I} \left[P \cdot \cos \beta \cdot x - \beta \cdot M_0 (\cos \beta \cdot x - \sin \beta \cdot x) \right] \quad \text{Eq. 11.4.6}$$

E utilizando a notação e equações diferenciais já apresentadas temos

$$y = \frac{2.P.\beta}{k} D \beta_x - \frac{2.M_o.\beta^2}{k} C \beta_x \quad \text{Eq. 11.4.7}$$

$$\theta = - \frac{2.P.\beta^2}{k} A \beta_x + \frac{4.M_o.\beta^3}{k} D \beta_x \quad \text{Eq. 11.4.8}$$

$$M = - \frac{P}{\beta} B \beta_x + M_o.A \beta_x \quad \text{Eq. 11.4.9}$$

$$V = - P.C \beta_x - 2.M_o.\beta.B \beta_x \quad \text{Eq. 11.4.10}$$

11.5. Vaso Cilíndrico sob Carga Simétrica Axialmente

Uma das mais importantes aplicações da Teoria de Vigas sobre fundações Elásticas é o vaso de pressão com parede fina ou de membrana.

Considerando a Fig. 11.5.1 na qual um cilindro é submetido a uma carga simétrica axialmente, mas variável ao longo de seu comprimento, perceberemos que seções do cilindro normais ao seu eixo sofrerão contrações y que serão diferentes para cada seção transversal.

Esta deformação radial pode ser considerada como a deflexão de um elemento longitudinal de largura unitária da parede do cilindro. Este elemento estará se flexionando como uma viga em uma fundação elástica contínua.

A deformação radial y em qualquer seção transversal do elemento longitudinal resulta em um correspondente encurtamento do raio do cilindro dando lugar a uma compressão na direção circunferencial. Esta compressão resultará em um alongamento como o dado pela equação Eq. 10.1. Este alongamento é dado pela relação $y/r = e_2$.

A este alongamento acompanha a tensão circunferencial $E.y/r$.

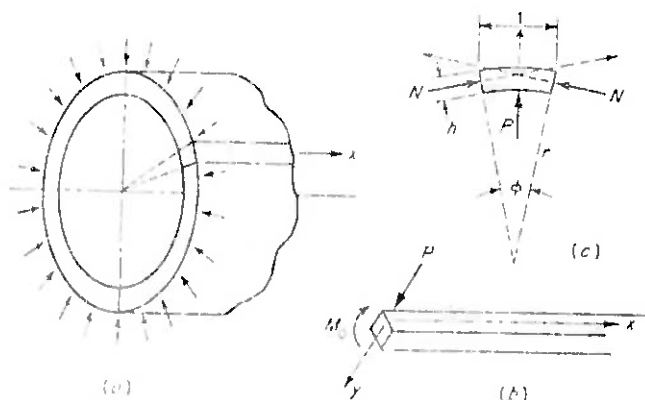


Figura 11.5.1. Vaso Cilíndrico sob Carga Axialmente Simétrica.

A força circunferencial por unidade de comprimento do elemento longitudinal é

$$N = \frac{E \cdot h}{r} y \quad \text{Eq. 11.5.1}$$

O ângulo ϕ subentendido por este elemento de largura unitária é $1/r$, assim a componente radial desta força circunferencial é, conforme Fig. 11.5.1

$$P = N \cdot 1/r = \frac{E \cdot h}{r^2} y \quad \text{Eq. 11.5.2}$$

A força P se opõe à deflexão e está distribuída ao longo do comprimento do cilindro proporcionalmente à deflexão. Portanto, este fator de proporcionalidade é o da figura Fig. 11.5.1-c e representado na Eq. 11.5.2.

Deste modo, o elemento longitudinal de um vaso cilíndrico carregado simetricamente com relação ao eixo comporta-se como uma viga em fundação elástica, e a proporcionalidade entre força e deformação é dada por

$$k = \frac{E \cdot h}{r^2} \quad \text{Eq. 11.5.3}$$

representando a chamada constante de mola definida anteriormente.

Necessitamos de uma forma de cálculo do valor $E \cdot I$ que faz parte da equação do autovalor de Eq. 11.2.5. Para isto consideramos a flexão de uma placa em um só plano como mostrado na Fig. 11.5.2.

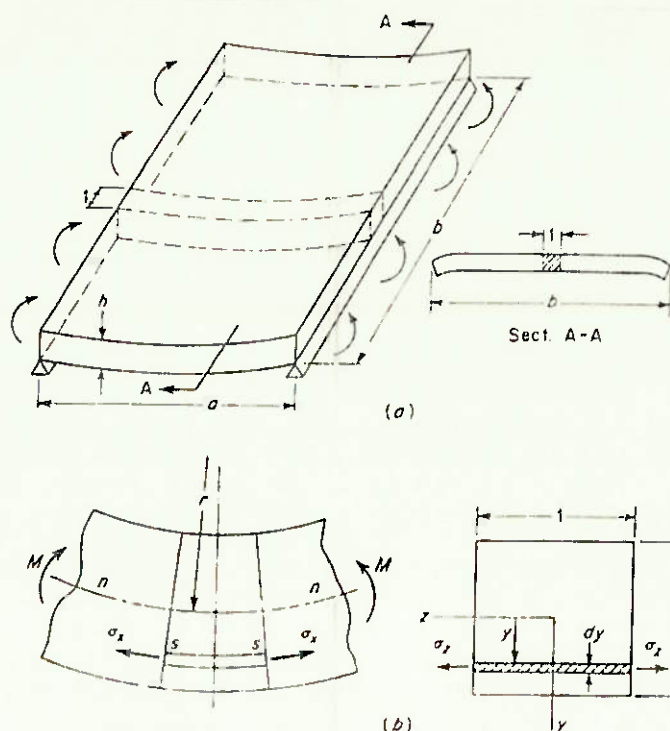


Figura 11.5.2. Flexão de Uma Placa em um só Plano.

Assumindo que as seções transversais da tira $a-l-h$ permaneçam planas durante a flexão, as deformações ou alongamentos em x e z são

$$e_x = \frac{y}{r} \quad \text{Eq. 11.5.4}$$

$$e_z = 0$$

Desde que nenhum elemento longitudinal não é capaz de rodar para acomodar as compressões e estiramentos laterais resultantes do Efeito de Poisson temos que

$$\sigma_x = \mu \cdot \sigma_z \quad \text{Eq. 11.5.5}$$

$$\sigma_x = \frac{E.y}{(1 - \mu^2)r} \quad \text{Eq. 11.5.6}$$

O momento fletor da Fig. 11.5.2 é dado por

$$M = \int_{-h/2}^{-h/2} \sigma_x \cdot y \cdot dy = \frac{E.h^3}{12(1 - \mu^2)r} \quad \text{Eq. 11.5.7}$$

onde se pode ter o inverso da curvatura resultando em

$$E.I = \frac{E.h^3}{12(1 - \mu^2)} \quad \text{Eq. 11.5.8}$$

E o autovalor para o cilindro da Fig. 5.11.1 resultará em

$$\beta = \frac{k}{4.E.I}^{1/4} = \frac{\{3(1 - \mu^2)\}^{1/4}}{(r.h)^{1/2}} \quad \text{Eq. 11.5.9}$$

para aço, com coeficiente de Poisson 0,3 torna-se

$$\beta = \frac{1,285}{(r.h)^{1/2}} \quad \text{Eq. 11.5.10}$$

12. DESCONTINUIDADE DE TENSÕES EM JUNÇÕES TAMPO-COSTADO

Esta descontinuidade ocorre porque a dilatação radial do costado cilíndrico não é a mesma daquela que ocorre com o tampo quando submetidos a pressão. Por isso, flexões locais ocorrem para preservar a continuidade da parede do vaso.



Figura 12.1. Descontinuidade na Junção de um Tampo Hemisférico e um Costado Cilíndrico

Nestas condições as tensões de membrana agirão em conjunto com tensões adicionais denominadas tensões de descontinuidade e que pode-se ter os seus valores com a Teoria de Viga sobre Suporte Elástico. As deformações, os esforços e as tensões totais podem ser determinadas. O primeiro considerando-se as diferenças de dilatações, os segundos impondo que a condição de continuidade da junção será satisfeita se $M_0 = 0$ e o esforço P_0 for de intensidade tal, capaz de criar uma deformação igual à metade da diferença das dilatações dos componentes tampo e costado.

As tensões se constituirão em parcelas. A longitudinal correspondendo à tensão de membrana e a tensão devida à flexão circunferencial. O total de tensão longitudinal variará ao longo da espessura da parede.

O total de tensão circunferencial é dado pelas duas parcelas acima mais uma devido ao encurtamento ou alongamento do raio de curvatura.

12.1. Vaso Cilíndrico com Tampo Hemisférico

A diferença de dilatações . . . entre um cilindro e uma esfera é dada por Eq.10.3 e Eq.10.4 chegando a

$$\delta = \delta_c - \delta_s = \frac{p \cdot r^2}{2 \cdot h \cdot E} \quad \text{Eq. 12.1.1}$$

Conforme o que foi dito acerca da continuidade da junção no item anterior e da equação Eq. 11.4.7 podemos encontrar o esforço P_o .

$$\frac{\delta}{2} = \frac{2 \cdot P_o \cdot \beta}{k} D_{\beta x} \quad \text{Eq. 12.1.2}$$

e substituindo o valor de k de Eq. 11.5.3 e notando que $D_{\beta x} = 1$ em $x = 0$ temos

$$P_o = \frac{P}{8 \cdot \beta} \quad \text{Eq. 12.1.3}$$

O total de tensão longitudinal em qualquer ponto x do ponto de junção ou desde o ponto de junção, no cilindro é dada por

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \pm \frac{6}{h^2} \cdot 1 \cdot M_x \quad \text{Eq. 12.1.4}$$

onde substituído M_x de Eq. 11.4.9 com o valor de P_o calculado e $M_o = 0$ chegaremos a

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \pm \frac{6}{h^2} \cdot \frac{p}{8 \cdot \beta^2} B_{\beta x} \quad \text{Eq. 12.1.5}$$

O total de tensão circunferencial é dado por

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{h} - \frac{E}{r} y \pm \frac{6}{h^2} \mu \cdot M_x \quad \text{Eq. 12.1.6}$$

onde substituindo y e M_x de Eq. 11.4.7 e Eq. 11.4.9 respectivamente teremos, notando que k é dado por Eq. 11.5.3 como

$$k = \frac{E \cdot h}{r^2}$$

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{h} - \frac{p \cdot r}{4 \cdot h} D_{\beta x} \pm \frac{3 \cdot \mu \cdot p}{4 \cdot h^2 \cdot \beta^2} B_{\beta x} \quad \text{Eq. 12.1.7}$$

12.2. Vaso Cilíndrico com Tampo Elipsoidal

O mesmo método utilizado para tampos hemisféricos pode ser utilizado.

A diferença de dilatações é dada por Eq. 10.3 e Eq. 10.5, sendo esta última a dilatação no equador do elipsoide. A diferença é dada por

$$\delta = \frac{p \cdot r^2}{2 \cdot h \cdot \bar{E}} \left(\frac{a^2}{b^2} \right) \quad \text{Eq. 12.2.1}$$

Comparando esta equação com a Eq. 12.1.1 veremos que para tampos elipsoidais a diferença entre dilatações de tampo e costado é afetada pelo fator a^2/b^2 .

O esforço P_0 será multiplicado pelo mesmo fator e consequentemente as tensões de descontinuidade serão também afetadas por este fator. As tensões de membrana são obtidas em Eq. 8.11 e Eq. 8.12.

13. ABERTURAS CIRCULARES EM COSTADOS CILÍNDRICOS SUBMETIDOS A PRESSÃO

A concentração de tensões em uma abertura circular em placa submetida a tensão simples é dada na Fig. 13.1.

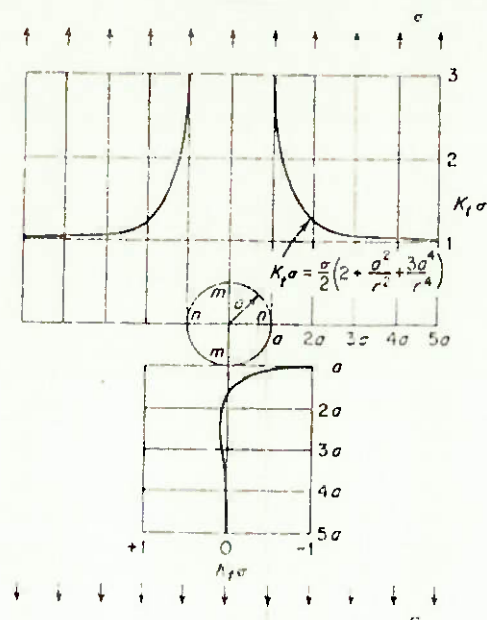


Figura 13.1. Tensões em uma placa submetida a Tensão Simples com Abertura Circular.

Nota-se que a máxima tensão ocorre na margem da abertura onde $r=a$ reduzindo a fórmula na figura a

$$K_t \cdot \sigma = \frac{\sigma}{2} \left(2 + \frac{a^2}{r^2} + \frac{3 \cdot a^4}{r^4} \right) = 3 \cdot \sigma$$

Eq. 13.1

A concentração de tensões ao redor de uma abertura circular em cilindro submetido a pressão, como na Fig. 13.2, é obtido pelo método da superposição, desde que para membranas o estado de tensões é essencialmente duplo.

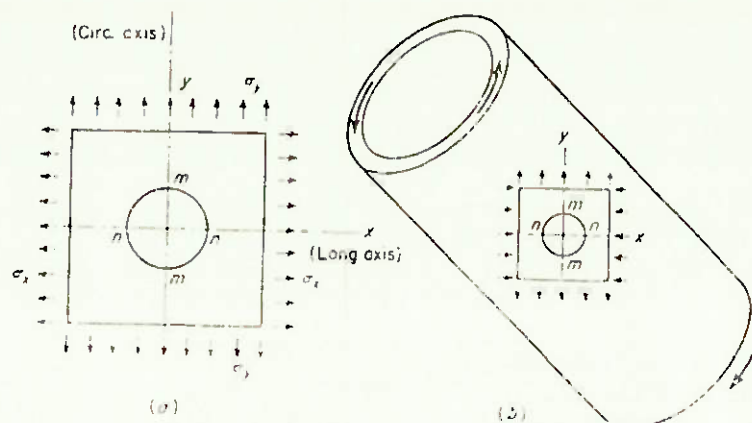


Figura 13.2. Abertura em Chapa Submetida a Estado Duplo de Tensões.

Desde que a tensão longitudinal em um cilindro é igual à metade da tensão circunferencial de membrana, a máxima tensão no ponto n será

$$\begin{aligned}
 3 \cdot \sigma_y - \sigma_x &= \\
 &= 3 \cdot \sigma_y - 0,5 \cdot \sigma_y = \\
 &= 2,5 \cdot \sigma_y
 \end{aligned}$$

No ponto m teremos

$$\begin{aligned}
 3 \cdot \sigma_x - \sigma_y &= \\
 &= 3 \cdot \sigma_x - 2 \cdot \sigma_x = \\
 &= \sigma_x = 0,5 \cdot \sigma_y
 \end{aligned}$$

A equação exata da tensão longitudinal, em função da distância da borda da abertura e do raio desta é dada por, desde que a tensão longitudinal é a metade da circunferencial para um cilindro submetido a pressão interna

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{4} \left(4 + 3 \frac{a^2}{r^2} + 3 \frac{a^4}{r^4} \right) \quad \text{Eq. 13.2}$$

esta variação pode ser observada na Fig. 13.3.

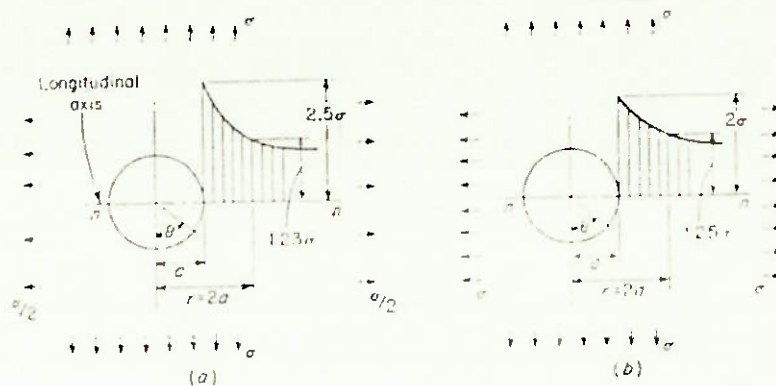


Figura 13.3. Variação de tensões em Região de Abertura Circular.

14. REFORÇOS EM ABERTURAS

As duas exigências básicas para reforços em aberturas são

- a) suficiente metal deve ser colocado para compensar o enfraquecimento da parede decorrente do efeito de concentração de tensões em aberturas, ainda este reforço deverá manter a dilatação radial e deformações predominantes no vaso.
- b) o material de reforço deve ser colocado adjacentermente à abertura com um perfil e contorno adequados a não introduzir, ele próprio, maiores tensões concentradas.

Percebe-se que em um problema deste tipo a distribuição do material do reforço é muito mais importante que a sua quantidade.

Métodos fotoelásticos têm demonstrado que quando a razão de áreas A_2/A_1 (Conf. D-4) é aumentada para 65 a 115% a máxima tensão tem aumentos desprezíveis.

À uma distância da margem da abertura igual ao raio do pescoço o efeito da abertura na tensão já é desprezível e esta distância é aceita como um limite médio

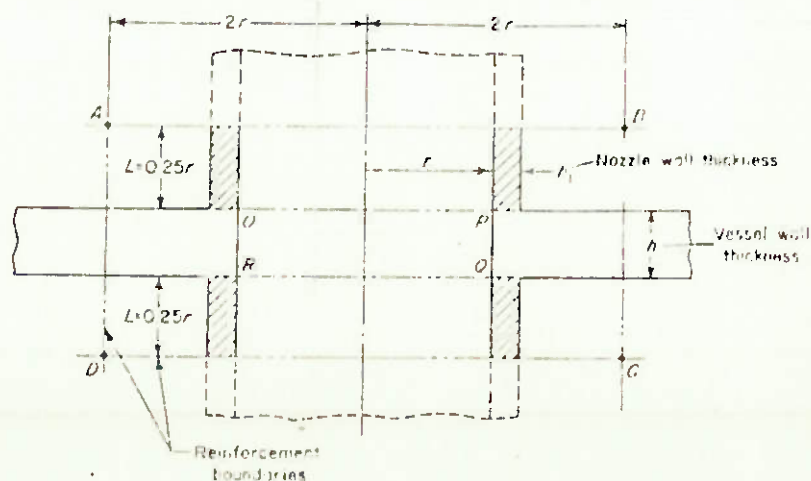


Figura 14.1. Limites de Reforço para Aberturas Circulares em Vasos Cilíndricos e Esféricos.

O método básico de reforço utilizado em projetos de vasos de pressão é o de se recolocar a área OPRQ removida da parede do vaso.

Esta área exigida como reforço, para compensar a retirada da parede deve estar localizada nos limites dados por ABCD.

Análises experimentais e analíticas têm mostrado que este simples método é válido, trazendo bons resultados, para um bom reforço em aberturas.

15. CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO EM VARIAÇÃO DE ESPESSURA

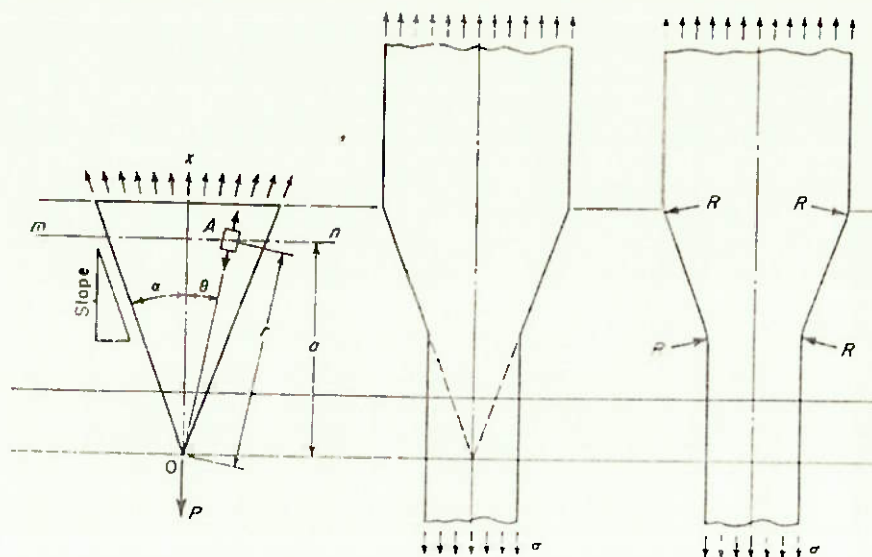


Figura 15.1. Transição Biselada.

A tensão à qual o elemento A está submetido é dada por

$$\sigma_r = \left(\frac{1}{\alpha + 0,5 \cdot \sin 2\alpha} \right) \frac{P \cdot \cos \theta}{h \cdot r} \quad \text{Eq. 15.1}$$

e a tensão na direção x varia na espessura conforme

$$\sigma_x = \left(\frac{1}{\alpha + 0,5 \cdot \sin 2\alpha} \right) \frac{P \cdot \cos^4 \theta}{a \cdot h} \quad \text{Eq. 15.2}$$

O Fator de concentrações de tensão pode ser obtido dividindo a máxima tensão normal, em $\theta = 0$, pela média de tensões numa seção transversal fornecendo

$$K_t = \frac{2 \cdot \tan \alpha}{\alpha + 0,5 \cdot \sin 2\alpha} \quad \text{Eq. 15.3}$$

Estes valores tabelados conforme o grau de biselamento são dados pela seguinte tabela

<i>Transition Taper</i>	<i>Angle of Slope, α in deg.</i>	<i>Stress Concentration Factor, K_t</i>
1 : 1	45°	1,55
1 : 2	26°	1,16
1 : 3	18°	1,07
1 : 4	14°	1,04
1 : 5	11°	1,02

Tabela 15.1. Fatores de Concentração de Tensões

16. SUPORTE DO VASO DE PRESSÃO - SAIA

A construção do suporte do vaso em formato de saia permite a dilatação radial do conjunto costado-tampo devida à pressão interna que ocorre por flexão da saia conforme uma viga em fundação elástica tendo uma das extremidades engastada. Esta extremidade engastada corresponde à base de chumbamento do vaso.

Como no caso das tensões descontínuas decorrentes da junção costado-tampo de um vaso cilíndrico, consideraremos a continuidade da junção costado-saia da seguinte forma; o momento M_0 igual a 0 e o esforço P_0 de intensidade tal que seja capaz de produzir uma deformação radial na saia de d que é igual à dilatação radial do cilindro nas condições do parágrafo 12, onde se supõe que a dilatação do cilindro em regiões próximas à junção costado-tampo é igual à metade da diferença das dilatações radiais entre o costado e o tampo, se a espessura de ambos forem iguais. Da mesma forma, se as espessuras do costado e da saia forem iguais, esta última se deformará radialmente com d igual à metade da diferença das dilatações radiais entre costado e tampo.

O esforço P_0 pode ser encontrado extendendo-se a teoria da viga elástica sobre fundação contínua, também elástica, para uma viga com uma extremidade engastada. Verifica-se na Fig. 16.1 as duas situações



Figura 16.1. Viga em Fundação Elástica e

Viga com uma Extremidade Engastada.

A deflexão da primeira conforme Eq. 11.4.7 e Eq. 11.2.6 é dada por

$$y = \frac{P}{2.E.I.\beta^3} D_{\beta x} \quad \text{Eq. 16.1}$$

e considerando o comprimento equivalente da viga engastada, o qual representa o maior comprimento do ponto de aplicação de carga onde o efeito desta última é registrado temos a deflexão da viga engastada

$$y = \frac{P.L^3}{3.E.I} \quad \text{Eq. 16.2}$$

e substituindo o valor de y dado por Eq. 16.1 em $x = 0$ temos

$$L = \frac{1.11}{\beta} \quad \text{Eq. 16.3}$$

com este valor de L e $y = d$ teremos o valor de P_0 .

O cálculo de tensões longitudinais e circunferenciais decorrentes do aumento do raio e da flexão circunferencial da saia se faz conforme Eq. 12.1.5 e Eq. 12.1.6, sem as tensões de membrana.

As tensões na base da saia, se a sua altura for maior que o comprimento equivalente não terão grandes influências decorrentes da junção costado-saia.

B. PROJETO ESTRUTURAL DE

RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

CONFORME ASME BOILER AND PRESSURE

VESSEL CODE SEÇÃO VIII VOL. I

1977

P1. TEMPERATURA DE PROJETO (T_p)

O vaso, por inteiro, estará submetido à temperatura ambiente ou atmosférica.

$$T_p = T_{\text{atmosférica}}$$

P2. PRESSÃO DE PROJETO (P)

A máxima pressão, em condições de trabalho, é 150 psi (10,55 kgf/cm²). Para esta condição a máxima diferença de pressões entre o lado externo e o interno é de 135,31 psi (9,52 kgf/cm²).

$$P = 135,31 \text{ psi (9,53 kgf/cm}^2\text{)}$$

P3. MATERIAIS E TENSÕES DE TRAÇÃO MÁXIMAS ADMISSÍVEIS (S)

	Material	S (psi) (kgf/cm ²)
Costado	Aço Carbono A-201-B	15.000 (1.054)
Tampas	Idem	
Pescoços	Idem	
Reforços	Idem	
Saia	Aço Carbono A-283-A	10.350 (728)
Luvax	Aço Forjado A-105-73T-GI	15.000 (1.054)
Flanges	Aço Forjado A-181-59T-GII	17.500 (1.231)

(Conf. Tab. UCS-23 e ANSI B-16.5)

Material alternativo para A-201-B é o A-385-B.

P4. DIMENSÕES GERAIS DO RESERVATÓRIO

DIÂMETROS NOMINAIS DAS ABERTURAS

As dimensões do reservatório dadas abaixo incluem a espessura de corrosão admissível de 1,5 mm para costado e pescoços e 2,5 mm para tampos.

- diâmetro interno do costado cilíndrico	59" (1.500 mm)
- diâmetro interno do tampo elipsoidal sôbre o maior eixo (relação a/b = 1,4)	idem
- altura do vaso excluindo saia	209,4" (5.320 mm)
- entrada e saída flangeadas	12" (304,8 mm)
- bocal de visita	18" (457,2 mm)
- 2 luvas para válvulas	1 1/2" (38,1 mm)
- 1 luva para manômetro	3/8" (9,53 mm)
- 1 luva para utilização	1/2" (12,7 mm)
- 1 luva para dreno	1 1/2" (38,1 mm)

P5. MÉTODO DE FABRICAÇÃO E TIPO DE INSPEÇÃO

O processo de fabricação é o de soldagem. Este processo pode ser realizado com arco elétrico de eletrodo consumível ou com arco elétrico de eletrodo consumível ou não, protegido por gás inerte.

A inspeção pós soldagem deverá ser feita localmente conforme UW-52.

O eletrodo a ser utilizado é o E-60-XX ou equivalente.

P6. COSTADO CILÍNDRICO SOB PRESSÃO NO LADO CÔNCAVO
(Conf. UG-27)

t = mínima espessura exigida para o costado, excluindo corrosão admissível

P = pressão de projeto

R = raio interno do costado, excluindo corrosão admissível

S = máxima tensão admissível nas condições de temperatura de projeto

E = eficiência de junta apropriada (Conf. Tab. UW-12) ou eficiência de ligamentos (Conf. UG-53), o qual for menor

a) Eficiências de Junta (E)

- longitudinais $E_l = 0,85$ (tensões circunferenciais)
- circunferenciais $E_c = 0,85$ (tensões longitudinais)

b) Eficiências de Ligamentos (n)

A eficiência de ligamentos para duas aberturas é dada por

$$n = \frac{p - d}{p}$$

onde p = distância entre centros de duas aberturas

d = diâmetro médio das duas aberturas

Esta distância p é medida no sentido longitudinal fornecendo a eficiência no sentido das tensões circunferenciais. Se for medida no sentido circunferencial teremos a

a eficiência circunferencial, ou aquela que afeta as tensões longitudinais. Esta última eficiência deverá ter um valor de pelo menos 50% da eficiência longitudinal adotada.

- abertura de 12,75" (saída flangeada) e luva de 1/2"

$$n = 0,85 \quad p = 1.110 \text{ mm} \quad d = 168,3 \text{ mm}$$

- abertura de 18,05" (bocal de visita) e luva de 1/2"
(medida diagonalmente)

$$n = 0,85 \quad P = 1630,5 \text{ mm} \quad d = 235,5 \text{ mm}$$

- abertura de 18,05" (bocal de visita) e de 12,75"
(saída flangeada), medida circunferencialmente

$$n = 0,67 \quad p = 1.194,3 \text{ mm} \quad d = 391,2 \text{ mm}$$

c) Espessura Necessária para o Costado

- Tensões Circunferenciais

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

$$P = 135,31 \text{ psi}$$

$$R = 29,59"$$

$$E = 0,85$$

$$S = 15.000 \text{ psi}$$

$$t = 0,316" \quad (8,03 \text{ mm})$$

- Tensões Longitudinais

$$t = \frac{P.R}{2.S.E + 0,4.P}$$

neste caso $E = n = 0,67$

$$t = 0,199" \quad (5,05 \text{ mm})$$

d) Cargas devido a Vento (Conf. ANSI A 58.1)

Esta norma admite que estruturas com menos de 50 ft (15,24 m) de altura estejam submetidos a uma pressão mínima do vento de 20 lb/ft^2 .

Como o suporte do vaso estará ligado à base do costado cilíndrico consideraremos que aí se verificará o maior momento de flexão decorrente da carga de vento.

Esta carga será dividida em duas concentradas. Uma no centro de gravidade da área do tampo elipsoidal e outra no mesmo ponto da área do cilindro. Correspondendo estas áreas à seção transversal aproximada dos componentes.

A área do tampo elipsoidal superior é tomada em sua maior seção transversal e vale 685 pol^2 . A área do cilindro, em sua maior seção transversal vale 9.600 pol^2 .

Multiplicando-se estas áreas pela pressão do vento de 0,14 psi teremos as forças concentradas de

95,87 lb no tampo e a uma distância de 169" desde seu ponto de aplicação até a junta costado saia

1.344 lb no cilindro e a uma distância de 79" desde seu ponto de aplicação até a junta costado-saia

O momento fletor total junto à base da área exposta, ou junto à junção costado saia é

$$M = 122.378 \text{ lb. pol}$$

E a espessura necessária para a parede do vaso decorrente das tensões longitudinais causadas pelo momento acima é dado por

$$t = \frac{M}{\gamma \cdot R^2 \cdot E \cdot S}$$

onde $R = 29,8''$ (sem espessura definitiva da parede do vaso)

$$S = 15.000 \text{ psi}$$

$$E = n = 0,67$$

$$t = 0,0044'' \quad (0,11 \text{ mm})$$

Conclui-se então que a espessura do vaso se deverá basear na espessura obtida com as tensões circunferenciais, não sendo influenciada por cargas devido ao vento.

P7. TAMPO ELIPSOIDAL SOB PRESSÃO NO LADO CÔNCAVO ($a/b = 1,4$)
(Conf. APPENDIX I UA-4)

t = mínima espessura necessária no tampo após conformação,
excluindo corrosão admissível

P = pressão de projeto

S = máxima tensão admissível nas condições de temperatura
de projeto

E = a menor eficiência de junta no tampo

h = eixo menor ou altura interna do tampo elipsoidal

D = diâmetro interno maior do elipsoide, excluindo
corrosão admissível

K = fator que leva em conta a relação $D/2.h = 1,4$
(Conf. Tab. UA-4.1)

$$t = \frac{P.D.K}{2.S.E - 0,2.P}$$

$P = 135,31 \text{ psi}$

$S = 15.000 \text{ psi}$

$E = 1$ (sem costuras)

$D = 59,25''$

$K = 0,66$

$t = 0,177'' (4,5 \text{ mm})$

P8. SELEÇÃO DA ESPESSURA DA CHAPA

A espessura necessária para o costado, decorrente das tensões circunferenciais, é de 0,316" (8,03 mm).

A espessura necessária para os tampos, de relação $a/b = 1,4$, é de 0,177" (4,5 mm).

Somando-se a estes valores as respectivas espessuras de corrosão admissível e mais uma variação de -5% de variação de espessura permissível temos a espessura da parede do vaso.

- Espessura necessária mais corrosão admissível

costado 0,316" mais 0,059" = 0,375"

tamos 0,177" mais 0,098" = 0,275"

- Total anterior mais variação permissível de espessura

costado 0,375" mais 0,019" = 0,394" (10,00 mm)

tamos 0,275" mais 0,014" = 0,289" (7,33 mm)

Para evitar concentrações de tensões devido a variação de espessura na junção costado-tampo, selecionarei espessura de chapas iguais para os dois componentes.

- Especificação da Chapa

Chapa Grossa Aparada, Laminada a Quente

Espessura 13/32" (10,32 mm)

P9. REFORÇOS EM ABERTURAS (Conf. UA-280)

- A = área total de reforço necessária no plano em consideração
- A_1 = área de excesso de espessura na parede do vaso disponível para reforço
- A_2 = área de excesso de espessura na parede do pescoço disponível para reforço
- A_3 = área disponível para reforço devido ao comprimento do pescoço no interior do vaso
- A_4 = área transversal das soldas útil para reforço
- A_5 = área transversal do material colocado como reforço
- c = corrosão admissível
- D = diâmetro externo do elemento de reforço
- d = diâmetro interno do pescoço, excluindo corrosão
- E_1 = 1 quando a abertura está em chapa sem costuras ou quando a abertura passa por junta circunferencial que não seja a do tampo-costado
- E_1 = eficiência de junta da costura que é interrompida pela abertura
- h = comprimento interno do pescoço no interior do vaso
- P = pressão de projeto
- R = raio interno do costado, excluindo corrosão
- R_n = raio interno do pescoço, excluindo corrosão
- S = máxima tensão admissível nas condições de temperatura de projeto
- t = espessura nominal da parede do vaso, excluindo corrosão
- t_r = espessura necessária para um costado sem costuras
- t_n = espessura nominal da parede do pescoço, excluindo corrosão

t_{rn} = espessura necessária para a parede de um pescoço sem costura

t_w = dimensão das soldas

t_e = espessura ou altura do elemento de reforço

P9.1. Conexão Flangeada de 12"

a) Espessuras de Chapa e Demais Dimensões

- espessura da chapa do pescoço, excluindo corrosão $t_n = 0,347"$
- espessura do elemento de reforço $t_e = 0,406"$
- espessura da chapa do costado excluindo corrosão $t = 0,347"$
- corrosão admissível do pescoço $c = 0,059"$
- diâmetro interno do pescoço excluindo corrosão $d = 12,056"$
- perna da solda $t_w = 0,354"$
- diâmetro externo do elemento de reforço $D = 23,403"$

b) Espessuras Necessárias para Elementos sem Costura

$$t_{rn} = \frac{P \cdot R_n}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$P = 135,31 \text{ psi}$$

$$R_n = 6,028"$$

$$E = 1$$

$$S = 15.000 \text{ psi}$$

$$t_{rn} = 0,054"$$

$$t_r = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$R = 29,59"$$

$$t_r = 0,268"$$

c) Áreas de Reforço Disponíveis e Necessária

$$\begin{aligned}
 A &= d \cdot t_r \\
 &= 12,056 \cdot 0,268 \\
 &= 3,231 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_1 &= (E_1 \cdot t - t_r) d \\
 &= (1 \cdot 0,347 - 0,268) 12,056 \\
 &= 0,9524 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_1 &= (E_1 \cdot t - t_r)(t_n + t) 2 \\
 &= (1 \cdot 0,347 - 0,268)(0,347 + 0,347) 2 \\
 &= 0,110 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$A_1 = 0,952 \text{ pol}^2$$

$$\begin{aligned}
 A_2 &= (t_n - t_{rn}) 5 \cdot t \\
 &= (0,347 - 0,054) 5 \cdot 0,347 \\
 &= 0,508 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_2 &= (t_n - t_{rn})(2,5 \cdot t_n + t_e) 2 \\
 &= (0,347 - 0,054)(2,5 \cdot 0,347 + 0,406) 2 \\
 &= 0,746 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$A_2 = 0,508 \text{ pol}^2$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= (t_n - c) 2 \cdot h \\
 &= (0,347 - 0,059) 2 \cdot 0,406 \\
 &= 0,234 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_4 &= 0,5 \cdot 2(t_w^2 + t_w^2) \\
 &= 0,251 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_5 &= (D_p - d - 2 \cdot t_n) t_e \\
 &= (23,403 - 12,056 - 2 \cdot 0,347) 0,406 \\
 &= 4,325 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

d) Esforços nas Soldas

A carga sustentada pelas soldas é

$$\begin{aligned} W &= (A - A_1)S \\ &= (3,231 - 0,952)15.000 \\ &= 34.185,00 \text{ lb} \end{aligned}$$

As Tensões Admissíveis para o metal da solda, em função do tipo de conexão e do tipo de material soldado são dadas por

- filete de solda externo (cisalhamento) $0,49.S = 7.350 \text{ psi}$
- filete de solda interno (cisalhamento) Idem
- tração na solda tampão $0,74.S = 11.100 \text{ psi}$
- parede do pescoço (cisalhamento) $0,70.S = 10.500 \text{ psi}$

Forças admissíveis nas soldas

- filete de solda externo

$$\begin{aligned} &= \frac{\pi}{2} D(\text{perna da solda})7350 \\ &= \frac{\pi}{2} (23,403)0,354(7350) \\ &= 95.649,35 \text{ lb} \end{aligned}$$

- filete de solda interno

$$= \frac{\pi}{2} (\text{diâmetro externo do pescoço})(\text{perna da solda})7.350$$

$$= \frac{\pi}{2} (12,75)(0,354)7.350$$

$$= 52.109,95 \text{ lb}$$

- solda tampão

$$= \frac{\pi}{2} (\text{diâmetro externo do pescoço})(t)11.100$$

$$= \frac{\pi}{2} (12,75)(0,347)(11.100)$$

$$= 77.140,51 \text{ lb}$$

Cada um destes elementos de conexão possui uma resistência maior que a carga existente sobre as soldas

P9.2. Bocal de Visita

a) Espessuras de chapa e demais Dimensões

- espessura do pescoço, excluindo corrosão $t_n = 0,347''$
- espessura do elemento de reforço $t_e = 0,406''$
- espessura da chapa do costado,
excluindo corrosão $t = 0,347''$
- corrosão admissível do pescoço $c = 0,059''$
- diâmetro interno do pescoço,
excluindo corrosão $d = 17,356''$
- perna de solda $t_w = 0,354''$
- diâmetro externo do elemento de reforço $D = 34''$

b) Espessuras necessárias para Elementos sem Costura

$$t_{rn} = \frac{P \cdot R_n}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$t_r = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P}$$

$$P = 135,31 \text{ psi}$$

$$R_n = 8,678''$$

$$E = 1$$

$$S = 15.000 \text{ psi}$$

$$R = 29,59''$$

$$t_{rn} = 0,079''$$

$$t_r = 0,268''$$

c) Área Necessária e Existente para Reforço

$$A = d \cdot t_r$$

$$= 17,356'' \cdot 0,268$$

$$= 4,6514 \text{ pol}^2$$

$$A_1 = (E_1 \cdot t - t_r) d$$

$$= (1 \cdot 0,347 - 0,268) 17,356$$

$$= 1,371 \text{ pol}^2$$

$$A_1 = (E_1 \cdot t - t_r) (t_n + t) 2$$

$$= (1 \cdot 0,347 - 0,268) (0,347 + 0,347) 2$$

$$= 0,11 \text{ pol}^2$$

$$A_1 = 1,371 \text{ pol}^2$$

$$A_2 = (t_n - t_{rn}) 5 \cdot t$$

$$= (0,347 - 0,079) 5 \cdot 0,347$$

$$= 0,465 \text{ pol}^2$$

$$A_2 = (t_n - t_{rn}) (2,5 \cdot t_n + t_e) 2$$

$$= (0,347 - 0,079) (2,5 \cdot 0,347 + 0,406) 2$$

$$= 0,683 \text{ pol}^2$$

$$A_2 = 0,465 \text{ pol}^2$$

$$\begin{aligned}
 A_3 &= (t_n - c)2.h \\
 &= (0,347 - 0,059)2.0,406 \\
 &= 0,234 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_4 &= 2.0,5(t_w^2 - t_w^2) \\
 &= 2.0,5(0,354^2 - 0,354^2) \\
 &= 0,251 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_5 &= (D - d - 2.t_n)t_e \\
 &= (34 - 17,356 - 2.0,347)0,406 \\
 &= 6,476 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

Verifica-se neste caso, como no reforço de abertura da conexão flangeada de 12", que a soma das áreas disponíveis para reforço é maior que a área necessária, que corresponde à área do material retirado do costado.

O resumo teórico deste Método de Compensação de Áreas é dado no parágrafo 14.

d) Esforços nas Soldas

A carga sustentada pelas soldas é

$$\begin{aligned}
 W &= (A - A_1)S \\
 &= (4,651 - 1,371)15.000 \\
 &= 49.200,00 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

As tensões admissíveis para o metal da solda são as mesmas dadas em P9.1-d.

Forças Admissíveis nas Soldas

- filete de solda externo

$$= \frac{\pi}{2} D(\text{perna da solda})7350$$

$$= \frac{\pi}{2} (34)(0,354)(7.350)$$

$$= 138.960 \text{ lb}$$

- filete de solda interno

$$= \frac{\pi}{2} (\text{diâmetro externo do pescoço})(\text{perna da solda})7.350$$

$$= \frac{\pi}{2} (18,05)(0,354)7.350$$

$$= 73.771 \text{ lb}$$

- solda tampão

$$= \frac{\pi}{2} (\text{diâmetro externo do pescoço})(t)11.100$$

$$= \frac{\pi}{2} (18,05)(0,347)11.100$$

$$= 109.207 \text{ lb}$$

Verifica-se que a resistência individual de cada elemento de solda é maior que a carga que age sobre todas elas. Portanto, a perna da solda adotada como a menor espessura ligada pela costura menos corrosão satisfaz, sob o ponto de vista de resistência, às cargas aplicadas.

Para estas aberturas verificadas, sendo a área disponível para reforço maior que a área de material retirado da parede do vaso, temos que elas estão adequadamente reforçadas.

P10. VERIFICAÇÃO DOS FLANGES

Os flanges de 12" e de 18" de diâmetro nominal são do Tipo Livre ou Sobreposto. As suas dimensões obedecem ANSI B16.5, entretanto, uma verificação quanto à resistência do material selecionado será feita.

Nos cálculos para flanges duas condições devem ser observadas: a condição operacional, na qual o flange está submetido a pressão de trabalho máxima; a condição ambiente, na qual não existe pressão e a temperatura é atmosférica. Neste segundo caso, um sobreaperto nos parafusos poderá ser considerado ou não.

A = diâmetro externo

B = diâmetro interno

A_b = área total da seção reta normal dos parafusos, na raiz da rosca

A_m = área total necessária da seção reta normal dos parafusos, calculada para as duas condições

b = largura efetiva de assentamento de guarnição

$2b$ = largura efetiva da superfície da junta de contato

N = largura admissível do contato da guarnição

b_o = largura básica de assentamento da guarnição

G = diâmetro da linha de distribuição de carga de reação da guarnição, para b_o maior que 1/4" este valor é igual ao diâmetro externo de contato da guarnição menos $2b$

m = fator de guarnição

y = tensão de escoamento da guarnição

C = diâmetro da circunferência dos parafusos

P = pressão de projeto

S = tensão admissível de tração dos parafusos

t = espessura do flange

W = carga nos parafusos, calculada para condições operacionais, ambiente e com sobreaperto

H = força hidrostática total

H_d = força hidrostática sobre a área interna do flange

H_g = carga da guarnição

H_t = diferença entre a força hidrostática total e a força na área interna do flange

$h_{d,g,t}$ = braços de alavanca correspondentes às forças acima

$M_{d,g,t}$ = momentos correspondentes às forças e braços de alavanca acima

M_{o1} = soma dos momentos $M_{d,g,t}$

M_{o2} = momento devido à carga de sobreaperto

Y = fator que leva em conta a relação A/B de diâmetros do flange

S_t = tensão tangencial no flange

H_p = carga de compressão total da superfície da junta de contato

P10.1. Flange de 12"

a) Cargas nos Parafusos

$$N = \frac{15" - 12,88"}{2} = 1,06"$$

conforme Tab. UA-49.2, coluna II e faceamento la

$$b_o = N/2 \quad b_o = 0,53" \quad \text{maior que } 1/4"$$

portanto
$$b = \frac{(b_o)^{1/2}}{2} \quad b = 0,364"$$

O diâmetro externo da face de contato da guarnição ou diâmetro de distribuição de carga na guarnição é, para o caso de b_o maior que $1/4"$

$$\begin{aligned} G &= \text{diâmetro externo da face de contato da} \\ &\quad \text{guarnição} - 2.b \\ &= 14,272" \end{aligned}$$

conforme UA-49.1, para fibra vegetal $m = 1,75$
e $y = 1.100 \text{ psi}$

$$\begin{aligned} W_{ml} &= H + H_p \\ &= 0,785.G^2.P + 2.b.3,14.G.m.P \\ &= 29360,89 \text{ lb} \quad (\text{para condições operacionais}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 W_{m2} &= 3,14.b.G.y \\
 &= 17.943,56 \text{ lb} \quad (\text{para condição ambiente})
 \end{aligned}$$

Se o material dos parafusos é A 325, com tensão admissível de 18750 psi as áreas necessárias serão

$$\begin{aligned}
 A_{m1} &= W_{m1}/S \\
 &= 1,566 \text{ pol}^2 \quad (\text{para condições operacionais})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_{m2} &= W_{m2}/S \\
 &= 0,957 \text{ pol}^2 \quad (\text{para condição ambiente})
 \end{aligned}$$

sendo que a primeira, a maior, é a área necessária.

b) Carga para Condição Ambiente de Sobreaperto nos Parafusos

Se forem usados 8 parafusos, para melhor distribuição de carga, teremos uma área existente de

- parafuso M24X3 diâmetro no pé da rosca 18,24 mm

$$\begin{aligned}
 A_b &= \frac{8 \cdot \pi \cdot 18,24^2}{4} \\
 &= 20,90 \text{ cm}^2 \quad 3,24 \text{ pol}^2
 \end{aligned}$$

A carga para condição de sobre aperto é dada por

$$\begin{aligned}
 W &= \frac{A_m + A_b}{2} S \\
 &= 45.050,63 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

c) Momentos no Flange

- braços de alavanca

$$C = 17''$$

$$P = 135,31 \text{ psi}$$

$$B = 12,88''$$

$$b = 0,364''$$

$$G = 14,272''$$

$$m = 1,75$$

$$h_d = \frac{C - B}{2}$$

$$h_d = 2,06''$$

$$h_t = \frac{h_d + h_g}{2}$$

$$h_t = 1,712''$$

$$h_g = \frac{C - G}{2}$$

$$h_g = 1,364''$$

- forças e cargas

- momentos

$$\begin{aligned} H_d &= 0,785 \cdot B^2 \cdot P \\ &= 17.621,03 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_d &= H_d \cdot h_d \\ &= 36.299,32 \text{ lb.pol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H &= 0,785 \cdot G^2 \cdot P \\ &= 21.635,61 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_g &= W_{m1} - H \\ &= 7725,28 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_g &= H_g \cdot h_g \\ &= 10.537,28 \text{ lb.pol} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} H_t &= H - H_d \\ &= 4.014,58 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_t &= H_t \cdot h_t \\ &= 6.872,96 \text{ lb.pol} \end{aligned}$$

Momento total para condição operacional

$$M_{ol} = M_t + M_d + M_g \quad M_{ol} = 53.709,56 \text{ lb.pol}$$

O momento para Condições Ambientais com sobre aperto sobre os parafusos é dado por

$$M_{o2} = \frac{W(C - G)}{2}$$

$$= 61.449,06 \text{ lb.pol}$$

d) Tensões no Flange

Para flanges tipo livre ou sobreposto temos só a tensão tangencial dada por

$$S_t = \frac{Y.M_o}{t^2.B}$$

$$Y = 5 \text{ (Conf. Fig. UA-51.1)}$$

$$M_o = M_{o2} = 61.449,06 \text{ lb.pol}$$

$$t = 1,178''$$

$$B = 12,88''$$

$$S_t = 16916,17 \text{ psi} \quad (\text{para condição de aperto excessivo})$$

O material selecionado para o flange em P3. é compatível com a tensão acima calculada.

P10.2 Flange de 18" (Bocal de Visita)

a) Carga nos Parafusos

$$N = \frac{21" - 18,18"}{2} = 1,41"$$

conforme Tab. UA-49.2, coluna II e la obtemos

$$b_o = 0,705"$$

$$b = 0,42"$$

para b_o maior que $1/4"$ temos o diâmetro de distribuição de carga dado por

$$\begin{aligned} G &= 21" - 2.0,42 \\ &= 20,16" \end{aligned}$$

conforme UA-49.1, para fibra vegetal

$$m = 1,75$$

$$y = 1.100 \text{ psi}$$

$$\begin{aligned} W_{m1} &= H + H_p \\ &= 0,785.G^2.P + 2.b.3,14.G.m.P \\ &= 55.757,03 \text{ lb} \quad (\text{para condições operacionais}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W_{m2} &= 3,14.b.G.y \\ &= 29.232,36 \text{ lb} \quad (\text{condição ambiente}) \end{aligned}$$

Se o material dos parafusos é o mesmo que em P10.1 temos a área necessária

$$A_{ml} = \frac{W_{ml}}{S}$$

$$= 2,974 \text{ pol}^2$$

b) Carga para condição de Sobreaperto do Parafusos

Os parafusos utilizados para este flange são M30X3, com diâmetro no pé da rosca de 24,24 mm.

Nestas condições a área existente é dada por

$$A_b = \frac{8 \cdot \pi \cdot 24,24^2}{4}$$

$$= 36,91 \text{ cm}^2 \qquad 5,722 \text{ pol}^2$$

A carga para condição de sobreaperto é

$$W = \frac{A_m + A_b}{2} S$$

$$= 81.525,94 \text{ lb}$$

c) Momentos no Flange

- braços de alavanca

$$C = 22,75" \quad P = 135,31 \text{ psi}$$

$$B = 18,18" \quad b = 0,4198"$$

$$G = 20,16" \quad m = 1,75$$

$$h_d = 2,29" \quad h_t = 1,79" \quad h_g = 1,295"$$

- forças e cargas

$$H_d = 35.106,48 \text{ lb} \quad H = 43.171,57 \text{ lb}$$

$$H_t = 8.065,09 \text{ lb} \quad H_g = 12.585,46 \text{ lb}$$

- momentos

$$M_d = 80.218,31 \text{ lb.pol}$$

$$M_t = 14.435,70 \text{ lb.pol}$$

$$M_g = 16.295,65 \text{ lb.pol}$$

Calculados conforme equações dadas em Pag. 76

Momento Total para condição operacional

$$M_{o1} = 110.949,66 \text{ lb.pol}$$

Momento para condição de sobreaperto

$$M_{o2} = 105.559,79 \text{ lb.pol}$$

d) Tensões no Flange

$$S_t = \frac{Y.M_o}{t^2.B}$$

$$Y = 6 \text{ (Conf. Fig. UA-51.1)}$$

$$t = 1,5''$$

$$B = 18,18''$$

$$S_t = 16.274,24 \text{ psi}$$

Valor que é inferior ao de tensão de tração admissível fornecido pela ASME que é de 17.500 psi

Pl1. TENSÕES DE MEMBRANA NOS TAMPOS

Tensões na coroa do elipsoide (Eq. 8.13)

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \frac{p \cdot a^2}{2 \cdot b \cdot h}$$

$$\sigma = 6.907 \text{ psi}$$

Tensão máxima de cisalhamento na coroa (Eq. 8.16)

$$\tau_{c \text{ max}} = \frac{p}{4} \left(\frac{a^2}{b \cdot h} + 1 \right)$$

$$\tau_{c \text{ max}} = 3.487,6 \text{ psi}$$

Tensão longitudinal no equador do elipsoide (Eq. 8.14)

$$\sigma_1 = \frac{p \cdot a}{2 \cdot h}$$

$$\sigma_1 = 4.933,9 \text{ psi}$$

Tensão circunferencial no equador do elipsoide
(Eq. 8.15)

$$\sigma_2 = \frac{p \cdot a}{h} \left(1 - \frac{a^2}{2 \cdot b^2} \right)$$

$$\sigma_2 = 197,4 \text{ psi}$$

Tensão máxima de cisalhamento no equador (Eq. 8.17)

$$\tau_{e \text{ max}} = 2.368,3 \text{ psi}$$

As tensões de tração no tampo são de longe menores que o admissível do material de 15.000 psi, resta entretanto, verificar as tensões de cisalhamento.

Para chapas de aço estrutural a tensão admissível de cisalhamento é dada por 50 a 50% da tensão admissível de tração do material. Portanto,

$$\tau_{\text{admis}} = 6.000 \text{ psi}$$

O que nos deixa um coeficiente de segurança parcial de 1,8 na coroa e de 2,5 no equador. Lembrando que a descontinuidade da junção costado-tampo poderá elevar as tensões de tração e de cisalhamento no tampo de até 35% dos valores de membrana, verificamos que ainda assim as tensões permanecem abaixo dos respectivos valores admissíveis.

Poderia-se ter escolhido um tampo hemisférico para o vaso, evitando as tensões de cisalhamento acima.

Entretanto, em um projeto em que pesassem considerações econômicas e de redução de custos, a quase totalidade dos projetos de engenharia, o tampo elipsoidal seria o escolhido.

Pl2. TENSÕES DESCONTÍNUAS E DE MEMBRANA NO COSTADO

Este cálculo de tensões é válido apenas para regiões próximas da junção costado-tampas; nas regiões próximas às aberturas teremos concentrações de tensões tratados no Capítulo 13.

O total de tensão longitudinal é dado por

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \pm \frac{6}{h^2} M_x$$

onde M_x é dado pela Eq. 11.4.9 com $M_0 = 0$, obtendo-se

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} \pm \frac{6}{h^2} \frac{P_0}{\beta} B_{\beta x}$$

O total de tensão circunferencial é dado por

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{h} - \frac{E}{r} y_x \pm \frac{6}{h^2} \mu \cdot M_x$$

onde y_x é dado por Eq. 11.4.7 e M_x por Eq. 11.4.9, ambos com $M_0 = 0$, tornando

$$\sigma = \frac{p \cdot r}{h} - \frac{E}{r} \frac{2 \cdot P_0 \cdot \beta}{k} D_{\beta x} \pm \frac{6}{h^2} \mu \cdot \frac{P_0}{\beta} B_{\beta x}$$

as funções trigonométricas são dadas e tabeladas no Capítulo 11.

O sinal da segunda parcela das tensões circunferen-

ciais é negativo porque a relação a/b do elipsoide é maior que 1,3, causando uma dilatação negativa no equador do tampo. Esta dilatação negativa do tampo flexionará a borda do cilindro, que tem dilatação radial positiva, causando tensões circunferenciais de compressão.

A diferença de dilatações radiais entre costado e tampo é dada por

$$\delta = \frac{p \cdot r^2}{2 \cdot h \cdot E} \left(\frac{a^2}{b^2} \right) \quad \begin{array}{l} E = 21 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2 \\ \mu = 0,3 \end{array}$$

$$\delta = 2,43 \times 10^{-2} \text{ cm}$$

O valor de P_0 é dado por Eq. 11.4.7 com $x = 0$ e $M_0 = 0$, devido às condições de continuidade tratadas no Capítulo 12, sendo

$$P_0 = \frac{\delta \cdot k}{4 \cdot \beta}$$

onde $k = \frac{E \cdot h}{r^2}$ de Eq. 11.5.3

$$\beta = \frac{1,285}{(r \cdot h)^{1/2}} \quad \text{de Eq. 11.5.10}$$

$$k = 384,53 \text{ kg/cm}^3 \quad \beta = 0,15 \text{ cm}^{-1} \quad P_0 = 15,57 \text{ kg/cm}$$

Numèricamente os totais de tensão são,

- total de tensão longitudinal

$$\sigma = 346,97 \pm 587,05 \cdot B_{\rho x} \quad \text{em kg/cm}^2$$

$$\sigma = 4.933,91 \pm 8.347,85 \cdot B_{\rho x} \quad \text{em psi}$$

- total de tensão circunferencial

$$\sigma = 693,93 - 340,12 \cdot D_{\rho x} \pm 176,11 \cdot B_{\rho x} \quad \text{em kg/cm}^2$$

$$\sigma = 9.867,68 - 4.836,51 \cdot D_{\rho x} \pm 2.504,28 \cdot B_{\rho x} \quad \text{em psi}$$

O total de tensão longitudinal terá seu valor máximo com 7.625,19 psi (536,23 kg/cm²) em $x = 2,06''$ (5,23 cm), de tração no lado externo do costado. Neste mesmo ponto, a mínima tensão de tração ocorre no lado interno do costado com 2.242,64 psi (157,71 kg/cm²). A partir de $x = 30,25''$ (76,84 cm) cessam os efeitos da junção costado-tampas sobre as tensões longitudinais.

O total de tensão circunferencial atingirá um máximo de 10.456,25 psi (735,32 kg/cm²) em $x = 4,96''$ (12,6 cm), de tração no lado externo do costado. A máxima tensão do lado interno ocorrerá com 10.093,99 psi (709,85 kg/cm²) em $x = 7,44''$ (18,9 cm). O mínimo valor de tensão circunferencial é de 5.031,18 psi (353,81 kg/cm²) junto à costura, $x = 0$. O efeito da descontinuidade sobre as tensões circunferenciais ocorrerá até $x = 26,7''$ (67,81 cm).

Percebe-se que os máximos valores de tensões de tração circunferenciais ou longitudinais não ultrapassam o da tensão de escoamento dado por 60 a 80% da tensão de ruptura do material.

$$\sigma_{esc} = 42.000 \text{ psi}$$

Por isto, um tratamento térmico apenas nas seções do costado afetadas pela descontinuidade da junção costado-tampas e pelas aberturas circulares pode ser feita conforme UW-40.3.

O tratamento térmico nos tampas não será necessário visto que este lhes aumentaria a ductilidade, fato inconveniente devido a existência de tensões de cisalhamento calculadas anteriormente, e que não comprometem a estrutura do vaso.

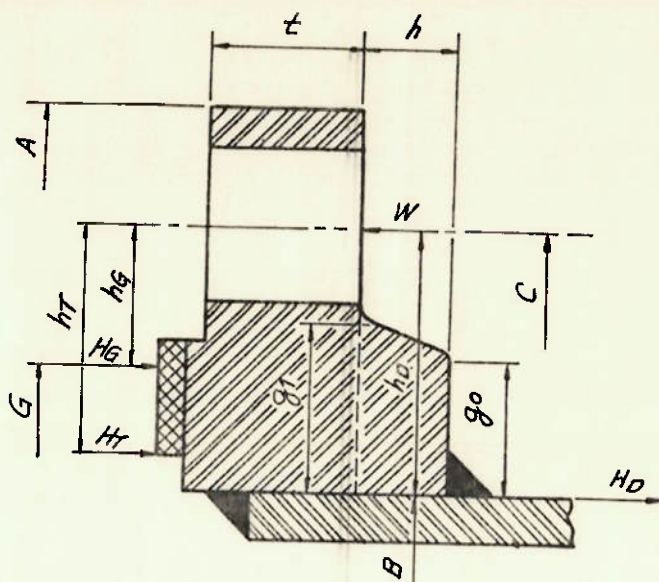
- 0 0 0 -

BIBLIOGRAFIA

1. ASME Boiler and Pressure Vessel Code
Seção VIII, Vol. I, 1977
2. J. F. Harvey, "Theory and Design of Modern Pressure Vessels", Van Nostrand Reinhold Company, Edição 2.

C. ANEXO

ESCALA	ESCOLA POLITÉCNICA	
DATA 10-1982	ENGENHARIA MECÂNICA	
TÍTULOS	PROJETO ESTRUTURAL DE RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO	PROJETO MECANICO II PMC - 519
	ÁREAS DE REFORÇO EM ABERTURAS	D 4



Braços de Alavanca:

$$h_D = (C-B)/2$$

$$h_T = (h_D - h_G)/2$$

$$h_G = (C-G)/2$$

Forças e Cargas:

$$H_D = 0,785 \cdot B^2 \cdot P$$

$$H_T = H - H_D$$

$$H = 0,785 \cdot G^2 \cdot P$$

$$H_G = W m_1 - H \text{ ou}$$

$$H_G = W m_2 - H \text{ qual seja maior}$$

W = maior de $W m_1$ e $W m_2$, para condições operacionais

$$W = (A m_1 + A b) S a / 2 \text{ ou}$$

$$W = (A m_2 + A b) S b / 2$$

qual seja maior para sobreaperto dos parafusos em condições atmosféricas.

Momentos:

$$M_D = H_D \cdot h_D$$

$$M_T = H_T \cdot h_T$$

$$M_G = H_G \cdot h_G$$

$$M_{O_1} = M_D + M_T + M_G$$

para condições operacionais.

$$M_{O_2} = W(C-G)/2$$

para sobreaperto dos parafusos em condições atmosféricas.

Tensões:

$$S_T = Y \cdot M_{O_1} / t^2 \cdot B \text{ para condições operacionais.}$$

$$S_T = Y \cdot M_{O_2} / t^2 \cdot B \text{ para sobreaperto em condições atmosféricas.}$$

(Conf. Apendice II)

ESCALA

ESCOLA POLITÉCNICA

DATA 10-1982

ENGENHARIA MECÂNICA

TÍTULOS

PROJETO ESTRUTURAL DE
RESERVATÓRIO DE AR COMPRIMIDO

PROJETO MECÂNICO II
PMC 519

DIMENSÕES E CARGAS NOS FLANGES

D5

Toda, Luiz Sanjiro

Projeto Estrutural de Reservatório de
Ar Comprimido; orientador Prof. Ronaldo de
Breyne Salvagni

São Paulo, EPUSP, 1982

87p. ilus. graf. tab. des.

Bibliografia: pg. 87.